



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL

**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
UNIDAD PROFESIONAL ADOLFO LÓPEZ MATEOS**

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA EN CONTROL Y AUTOMATIZACIÓN

**SISTEMA DE CONTROL DE PRESIÓN PARA EL
SUMINISTRO DE AGUA EN LA CENTRAL DE
SERVICIOS DEL CENTRO MÉDICO NACIONAL
LA RAZA**

TESIS

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE
INGENIERO EN CONTROL Y AUTOMATIZACIÓN

PRESENTAN

CARLOS ALBERTO SOLANO GARCIA
JUAN CARLOS REYES HERNÁNDEZ
URIEL TONATIUH ORTEGA ROLDAN



MÉXICO, D. F., SEPTIEMBRE DE 2012

ÍNDICE

RESUMEN	i
INTRODUCCIÓN.....	ii
OBJETIVO	iv
RELACIÓN DE FIGURAS.....	v
RELACIÓN DE TABLAS	vii
NOMENCLATURA	viii

CAPÍTULO 1

CONTROL DE BOMBAS CENTRÍFUGAS

1.1 BOMBAS CENTRÍFUGAS	2
1.1.1 CURVAS CARACTERÍSTICAS DE BOMBAS CENTRÍFUGAS.	11
1.1.2 LEYES DE AFINIDAD	13
1.1.3 OPERACIÓN DE BOMBAS EN PARARLELO	13
1.2 MÉTODOS DE CONTROL DE FLUJO EN BOMBAS	14
1.3 VARIADORES DE FRECUENCIA.....	17
1.4 SISTEMAS DE CONTROL.....	24

CAPÍTULO 2

SISTEMA DE BOMBEO DE LA CENTRAL DE SERVICIOS DEL CENTRO MÉDICO NACIONAL LA RAZA

2.1 CENTRAL DE SERVICIOS	27
2.2 SISTEMA HIDRÁULICO	30
2.3 BOMBAS CENTRÍFUGAS DEL SISTEMA.....	34
2.4 CABEZAL DE SUCCIÓN Y DESCARGA	37
2.5 TANQUE HIDRONEUMÁTICO	40
2.6 CONTROL ACTUAL DEL SISTEMA DE BOMBEO	41

CAPÍTULO 3

PROPUESTA DEL SISTEMA DE CONTROL

3.1 CÁLCULO DE LA CURVA DEL SISTEMA	48
3.2 DIAGNÓSTICO DEL SISTEMA DE BOMBEO	57
3.3 SELECCIÓN DEL MOTOR	58
3.4 SELECCIÓN DEL VARIADOR DE FRECUENCIA	59
3.5 ACOPLAMIENTO DEL PLC EXISTENTE	62
3.6 DESARROLLO DEL CONTROL.....	66
3.7 OPERACIÓN DEL NUEVO SISTEMA DE CONTROL	75

CAPÍTULO 4

RESULTADOS Y ANÁLISIS

4.1 CONSUMO DE ENERGÍA DEL SISTEMA DE BOMBEO ACTUAL	86
4.2 CONSUMO DE ENERGÍA DEL SISTEMA PROPUESTO	89
4.3 COMPARATIVA DE LOS CONSUMOS ENERGÍA	91
4.4 CÁLCULO ECONÓMICO	92
4.5 RENTABILIDAD FINANCIERA.....	93

CONCLUSIONES.....	98
BIBLIOGRAFÍA	100

ANEXO A	103
(DIAGRAMA DE MOODY, FACTURACIÓN DEL SUMINISTRO ELÉCTRICO, COSTOS DE VARIADORES DE FRECUENCIA)	

ANEXO B	107
(PROGRAMA PARA EL CONTROL DE PRESIÓN EN EL SISTEMA DE BOMBEO)	
(PLC MICROLOGIX 1200)	

RESUMEN

Se desarrolló una propuesta para el control de presión del sistema bombeo de la Central de Servicios del Centro Médico Nacional la Raza, mediante la implementación de variadores de frecuencia.

Se aplicó una metodología basada en el ahorro de energía en bombas centrífugas, mediante el control de flujo por la variación de la velocidad de giro del impulsor de la bomba, para ello se analizaron diversos trabajos publicados acerca de variadores de velocidad, dicha metodología se basó en la adquisición de datos como son; las necesidades del sistema de distribución hidráulica, datos de placa de los motores así como las características de operación de las bombas, obtenidos los datos se determinó el consumo de energía, para esto se calculó el punto de operación del sistema en base a los requerimientos de flujo, para ello fueron aplicadas las leyes de afinidad para determinar la relación entre el flujo, la presión y principalmente la potencia consumida por el equipo ya que de esta depende el ahorro de energía.

Para el control de flujo en bombas por variación de velocidad se consideró la curva de carga flujo de la bomba, para determinar si al realizar una variación en la velocidad del motor la bomba tiene la capacidad para generar la carga y flujo necesarios, según sean las necesidades del sistema. La propuesta de control contempló el punto de mayor eficiencia de las bombas para asegurar que al realizar una variación en la velocidad, la bomba opere dentro de los límites de eficiencia que aseguran un intervalo en el cual se tiene el mayor aprovechamiento de la capacidad de operación de la bomba.

La metodología aplicada, en base a las leyes de afinidad, la curva de carga del sistema y la curva de carga-flujo de la bomba, permitió determinar el consumo de energía diaria del sistema actual fue de 806.17 kW, al implementar de variadores de frecuencia el sistema consumió 348.28 kW lo que representó un ahorro de energía de 457.89 kW, es decir un 57% menos en comparación con el sistema actual.

El haber utilizado el método de control de flujo mediante variadores de velocidad permitió generara un ahorro de energía considerable, en donde la magnitud del ahorro depende directamente del punto de operación del sistema, el cual está en función de la demanda del líquido del conjunto hospitalario.

INTRODUCCIÓN

El sistema de bombeo de la Central de Servicios está constituido por siete bombas centrífugas de las cuales cinco son de 40 hp y dos son de 25 hp conectadas en paralelo, para mantener siempre un flujo y presión constantes. El agua es tomada de dos cisternas, las cuales están conectas a un cabezal conectado a la succión de todas las bombas, la descarga de las bombas se conecta a un cabezal conectado a un tanque hidroneumático. El hidroneumático ayuda a mantener la presión constante para distribuir el líquido.

El flujo del agua es canalizado a una tubería con dirección a las trincheras Norte y Sur. Las trincheras permiten distribuir el agua a los cinco hospitales del Centro Médico.

La presión debe mantenerse a 8 kg/cm^2 para cubrir la demanda de líquido de todos los hospitales, cuando la presión disminuye a menos de 7 kg/cm^2 se activa una alarma que indica una presión baja, en ese momento un técnico realiza de forma manual el arranque de las bombas necesarias para restablecer la presión requerida. Esta actividad la realiza en base a su criterio y conocimiento puesto que puede parar una de las bombas de menor potencia y arrancar dos de mayor potencia, o realizar diversas combinaciones entre las bombas. Restablecida la presión el técnico realiza el paro de ciertas bombas que encendió, o vuelva a dejar en operación las dos bombas que generalmente se encuentran operando.

Por otro lado, si la demanda disminuye rápidamente y se llega a una presión de 10 kg/cm^2 que es la presión máxima permitida, es posible que la red hidráulica se vea dañada por la presión alta, trayendo consecuencias graves y costosas para la institución. En el caso de la presión alta no existe alguna alarma o paro automático, siendo esto un mayor riesgoso aun para las instalaciones. Es por ello que el técnico tiene que permanecer en el tablero de control durante el tiempo en que se restablece la presión para desenergizar o alternar las bombas.

El sistema de bombeo actual requiere de la presencia de un operador, si llegara existir un problema en el sistema y quizá el técnico no esté presente en ese momento debido a que está realizando otras actividades el sistema de control cuenta con la autosuficiencia para resolver el problema.

El desarrollar una mejora en el sistema de control actual que permita optimizar el sistema de bombeo, aprovechando la eficiencia de las bombas reduciendo parte del consumo de energía eléctrica de la Central de Servicios, eliminará fallas y riesgos en el suministro de agua, ya que es de suma importancia distribuir el líquido a todos los hospitales.

Para desarrollar un nuevo sistema de control se evaluaron las instalaciones del sistema de bombeo actual, identificando los equipos faltantes y necesarios tales como la instrumentación que permitan mejorar y optimizar el control del sistema de bombeo de la Central de Servicios del Centro Médico Nacional La Raza.

La realización de un comparativa económica enfocada al ahorro de energía entre el sistema actual de bombeo con respecto a la nueva propuesta, permitió demostrar la sustentabilidad económica de la propuesta de control.

El control de presión propuesto hará uso de los variadores de frecuencia como elementos final de control.

OBJETIVO

Desarrollar el sistema de control de presión del sistema de bombeo de agua de la Central de Servicios del Centro Médico Nacional La Raza implementando variadores de frecuencia

RELACIÓN DE FIGURAS

Nº. DESCRIPCIÓN	PÁGINA
1.1. Clasificación de las bombas.	3
1.2. Forma típica del impulsor de flujo radial.....	4
1.3. Componentes de una bomba centrífuga.	5
1.4. Carga estática total en un sistema de bombeo.....	5
1.5. Curva de la fricción en el sistema.....	9
1.6. Curva de carga del sistema.	10
1.7. Característica del sistema para una carga estática variable.	10
1.8. Curvas características de una bomba centrífuga	11
1.9. Operación de bombas conectadas en paralelo	14
1.10. Métodos de control de flujo en bombas centrífugas.	15
1.11. Energía consumida por los métodos de control de flujo.	15
1.12. Consumo de energía de los métodos de control de flujo considerado.....	16
1.13. Componentes de un variador de frecuencia.....	17
1.14. Rectificador e inversor de seis pasos.....	18
1.15. Inversor de seis pasos PWM	19
1.16. Relación tensión eléctrica/frecuencia	20
1.17. Comportamiento de las cargas de par variable.	21
1.18. Relación de flujo-velocidad angular.	22
1.19. Relación de presión-velocidad angular.	22
1.20. Relación de potencia-velocidad angular.....	23
1.21. Diagrama de un lazo de control cerrado para control de flujo.	25
2.1. Ubicación de la central de servicios dentro del centro médico.	29
2.2. Suministro de agua de la red municipal.	30
2.3. Vista superior del la cisterna mediadora.....	30
2.4. Válvulas con actuador neumático.....	31
2.5. Bombas mediadoras.	31
2.6. PLC de las bombas mediadoras.....	32
2.7. Conexión entre el cabezal de succión y las cisternas.	33
2.8. Ubicación de las cisternas.....	33
2.9. Acoplamiento motor-bomba.	34
2.10. Curvas de operación de la bomba de 40 hp de potencia.....	36
2.11. Curvas de operación de la bomba de 25 hp de potencia.....	37
2.12. Conexión entre cabezal de succión y bombas.....	37
2.13. Conexión de la descarga de las bombas y el cabezal de descarga.	38
2.14. Válvula de retención colocada en la descarga.	38
2.15. Medición de presión en la descarga de la bomba-cabezal.	39
2.16. Red de distribución del líquido.	40
2.17. Tanque hidroneumático e instrumentación implementada en el mismo.	41

2.18. Isométrico del sistema de bombeo.	42
2.19. Tablero de control del sistema de bombeo.	43
2.20. Transmisor de presión CERABAR T PMC 131.	44
2.21. Ejemplo de conexión del transmisor de presión.	45
2.22. Diagrama de tubería e instrumentación del sistema de bombeo.	46
3.1. Carga estática del sistema	48
3.2. Longitudes de las trincheras de la central de servicios.....	51
3.3. Reducción gradual.....	53
3.4. Valores de k para las reducciones graduales.....	54
3.5. Expansión gradual.....	55
3.6. Valores de k para las expansiones.....	56
3.7. Curva del sistema en función del flujo requerido.	57
3.8. Motor 841 Plus.	59
3.9. Bornes de conexión del variador seleccionado.....	60
3.10. Conexión de un variador de frecuencia.....	62
3.11. Módulo 1762-IF4 para entradas analógicas.....	64
3.12. Módulo 1762-OF4 para salidas analógicas.	64
3.13. Expansión de las entradas y salidas del PLC.	65
3.14. Indicadores luminosos y perilla selectoras del tablero.....	65
3.15. Parámetros operación del sistema.....	67
3.16. Instrucción para escalar parámetros del sistema.....	67
3.17. Selección de bomba e indicación de motor con falla.....	68
3.18. Conexión del control de presión mediante variadores de frecuencia.	69
3.19. Conexión de temporizadores para rotación de bombas.....	70
3.20. Límites de operación para utilizar la mayor eficiencia de la bomba.	73
3.21. Curvas de operación de la bomba de 40 hp y 25 hp.....	75
3.22. Curva de operación de las bombas de 40 hp y 25 hp conectadas en paralelo.	76
3.23. Comparación entre la curva de dos bombas de 25 hp en paralelo y una de 40 hp.	77
3.24. Punto de operación del sistema.....	78
3.25. Curva de la bomba de 40 hp a distintas velocidades de operación.....	78
3.26. Puntos de operación a distintas velocidades con una bomba de 40 hp.	79
3.27. Punto de operación de dos bombas de 25 hp.....	80
3.28. Punto de operación cuando existe una gran demanda de líquido.	81
3.29. Ventana de configuración de parámetros para un controlador PID	83
3.30. Parámetros para el controlador PID implementado	83
3.31. Diagrama de bloques de la lógica de operación del sistema	84
4.1. Curvas de afinidad para la bomba de 25hp.	86
4.2. Curvas de afinidad de la bomba de 40 hp operando a una velocidad de 3538 RPM.....	88
4.3. Consumos de cada bomba en un día de operación con el sistema actual.....	89
4.4. Curvas de afinidad de la bomba de 40 hp operando a una velocidad de 2600 RPM.	90
4.5. Consumo de energía en un día de operación con el sistema propuesto.	91
4.6. Comparación del consumo de energía entre los sistemas.....	91

RELACIÓN DE TABLAS

Nº.	DESCRIPCIÓN	PÁGINA
1.1.	Valores para la relación de longitud y diámetro de los accesorios.	8
2.1.	Datos de placa de los motores trifásicos.....	34
2.2.	Datos de placa de las bombas centrífugas.	35
2.3.	Datos de la bombas de 40 hp.	35
2.4.	Datos de la bombas de 25 hp.	36
3.1.	Accesorios de la tubería.	52
3.2.	Coeficiente de resistencia (expansión gradual).	55
3.3.	Características del variador seleccionado.	61
3.4.	Número y tipo de entradas y salidas de acuerdo al modelo del PLC.....	63
3.5.	Formato/ intervalo de entradas y salidas analógicas validas.	63
3.6.	Horarios de operación de las bombas.....	68
4.1.	Descripción de actividades generales.	94
4.2.	Costos horas – hombre.....	94
4.3.	Costos de variadores y motores a implementar.	95

NOMENCLATURA

SÍMBOLO	DESCRIPCIÓN	UNIDAD
A	Área transversal de la tubería	m
a	Aceleración	m/s ²
D	Diámetro de la tubería	m
f	Frecuencia	Hz
g	Aceleración de la gravedad	m/s ²
H	Carga estática	m
I	Corriente eléctrica	mA, A
k	Constante de pérdida	adimensional
L	Longitud de la tubería	m, mm, plg
\dot{m}	Flujo másico	lb/h
n	Velocidad angular	RPM
P	Potencia	hp (horse power), W (watts)
P	Presión	kg/cm ² Mca (metros columna de agua) N/ m ² (Pa) Pascales psi (Pounds per Square Inch)
Q	Flujo volumétrico	m ³ /s, GPM
T	Temperatura	°C
t	Tiempo	h, s, ms

V	Tensión	V (volts) Vcd (volts corriente directa)
V	Volumen	L
v	Velocidad	m/s
Wh	Consumo de energía	kWh
γ	Peso específico del fluido	N/ m ³
ϵ	Rugosidad del material	mm
ϵ_r	Rugosidad relativa	adimensional
μ	Viscosidad de líquido	1.003x10 ⁻³ kg/m s ²
ρ	Densidad	kg/m ³

SUBINDICES

f_t	Factor de Fricción	adimensional
H_D	Altura de descarga	m
H_S	Altura de succión	m
H_T	Carga estática total	m
h_A	Pérdida en accesorios	m
h_1	Pérdida de energía debido a fricción	m
P_{Hb}	Potencia hidráulica de la bomba	kW
P_{rb}	Potencia requerida por la bomba	kW
P_D	Presión en la descarga	Pa
P_S	Presión en la succión	Pa
Re	Número de Reynolds	adimensional

SIGLAS

CFE	Comisión Federal de Electricidad.
DTI	<i>Diagrama de tubería e instrumentación.</i>
GTO	<i>Transistor de compuerta desactivable (Gate Turn Off tristor).</i>
IGBT	<i>Transistor bipolar de puerta aislada (Insulated Gate Bipolar Transistor).</i>
NPSH	<i>Carga o presión neta positiva de succión (Net Positive Suction Head).</i>
PLC	<i>Controlador lógico programable (Programed Logic Controller).</i>
PVC	Polímero de cloruro de vinilo.
PWM	<i>Modulador de ancho de pulso (Pulse Width Modulator).</i>
SCR	<i>Rectificador controlado de Silicio (Silicium Controlled Rectifier).</i>
VFD	<i>Variadores de velocidad tipo flujo vectorial (Vectorial Flow Drive).</i>
VSD	<i>Variador de velocidad (Variable Speed Drive).</i>

CAPÍTULO 1

CONTROL DE BOMBAS

CENTRÍFUGAS



1.1 BOMBAS CENTRÍFUGAS

Una bomba hidráulica es una máquina que transforma la energía mecánica que puede proceder de un motor eléctrico y la convierte en energía de presión, posición o velocidad de un fluido. Existen bombas que se utilizan para cambiar la posición de un fluido, como es una bomba de pozo profundo, que adiciona energía para que el agua del subsuelo salga a la superficie; un ejemplo de bombas que adicionan energía de presión, es un oleoducto donde la presión se incrementa para vencer las pérdidas de fricción que se presentan el transporte de este. Existen bombas trabajando con presiones y alturas iguales que únicamente adicionan energía de velocidad.

Las bombas se clasifican según la forma en como el fluido se desplaza dentro de sus elementos. Si el fluido se desplaza a presión dentro de la carcasa por efecto del movimiento de un pistón o embolo, reciben el nombre de bombas de desplazamiento positivo; Por otro lado si el fluido es desplazado por el movimiento circular de uno o varios impulsores provistos de álabes, se les conoce como bombas centrífugas, siendo este tipo de bombas la referencia para la realización de este trabajo. La clasificación general de las bombas se muestra en la figura 1.1.

La bomba centrífuga es una máquina hidráulica que transforma la energía mecánica del impulsor en energía cinética y potencial que es transmitida a un fluido. La fuerza centrífuga producida depende tanto de la velocidad en la punta de los álabes o periferia del impulsor y de la densidad del líquido.



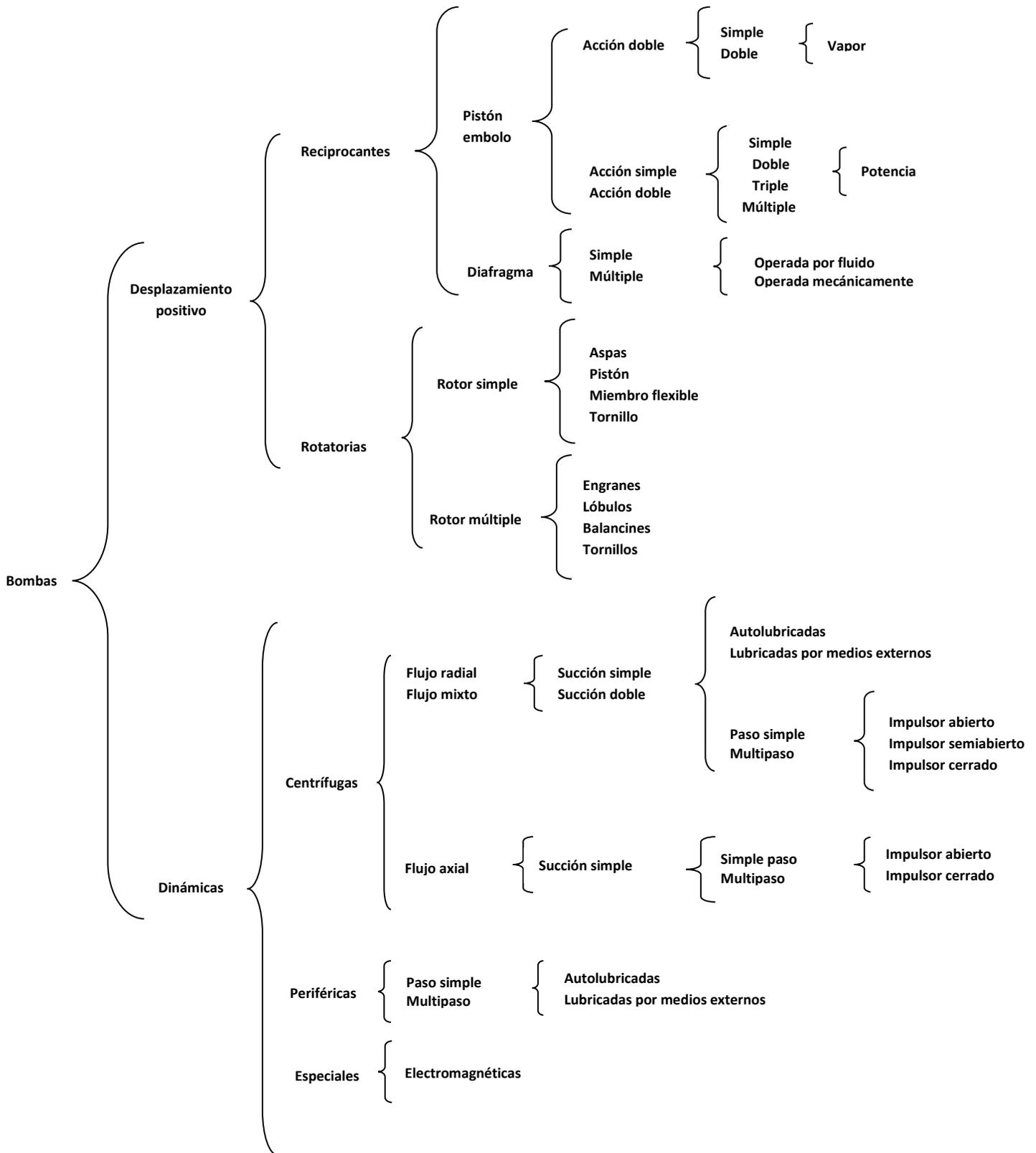


Figura 1.1. Clasificación de las bombas [16].



La acción de bombeo es la adición de energía cinética y potencial a un líquido con el fin de moverlo de un punto a otro. Esta energía hará que el líquido efectúe un trabajo, tal como circular por una tubería o subir a una determinada altura, esto se realiza en dos etapas; succión y descarga. La capacidad de una bomba, se expresa generalmente por la cantidad de líquido descargado por ella, en las bombas centrífugas, el gasto es directamente proporcional a la velocidad de rotación. Las bombas centrífugas además de producir la carga necesaria con la capacidad requerida, deben manejar una variedad de líquidos que se caracterizan en parte, por su viscosidad, densidad y la presencia o ausencia de sólidos. La bomba se puede adaptar a las variaciones en esas propiedades mediante impulsores de diferentes diseños adecuados que son su componente más esencial.

La figura 1.2, muestra una bomba centrífuga en la que el fluido entra axialmente a la succión de la bomba hasta llegar al centro del impulsor y posteriormente a los álabes del mismo. Los álabes someten al fluido a un movimiento de rotación que proyecta al líquido hacia el exterior por la fuerza centrífuga. La elevación del líquido se produce por la acción de rotación que produce el impulsor con respecto al eje de la bomba, la carcasa se construye para funcionar como una cámara recolectora con aumento progresivo de área que convierte la energía de velocidad en energía de presión. La figura 1.3 muestra las partes que constituyen una bomba centrífuga.

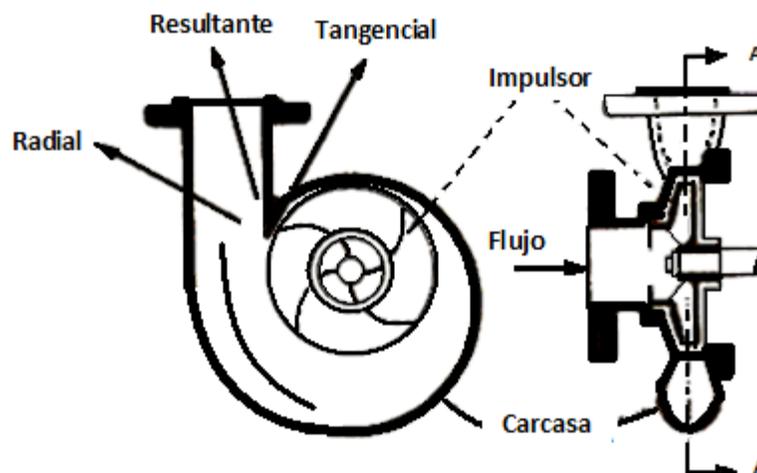


Figura 1.2. Forma típica del impulsor de flujo radial [15].

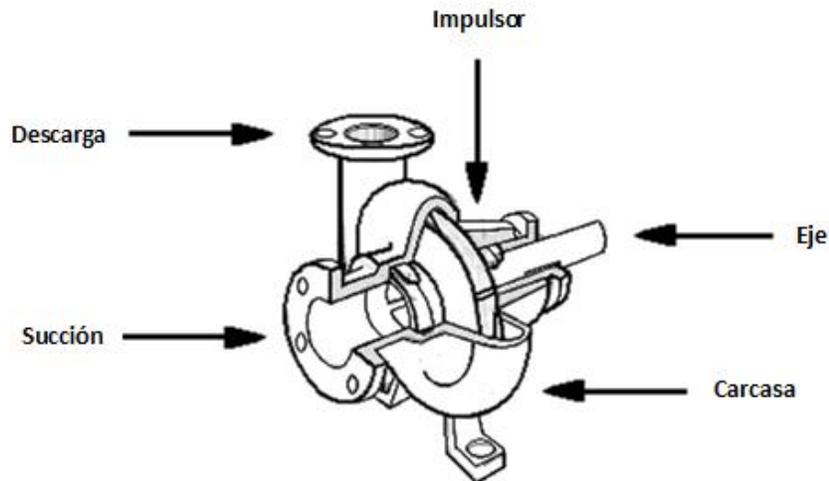


Figura 1.3. Componentes de una bomba centrífuga.

Para el cálculo y selección de una bomba centrífuga, se deben considerar los siguientes términos.

Carga estática total

Es la diferencia de elevación entre los niveles del líquido en los puntos de descarga y succión de la bomba (figura 1.4). 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. Si la carga estática de succión está debajo de la línea de centros de la bomba se llama altura estática de aspiración. Si el nivel del líquido de succión o de descarga está sometido a una presión que no sea la atmosfera, ésta se puede considerar como parte de la carga estática por separado a la carga estática.

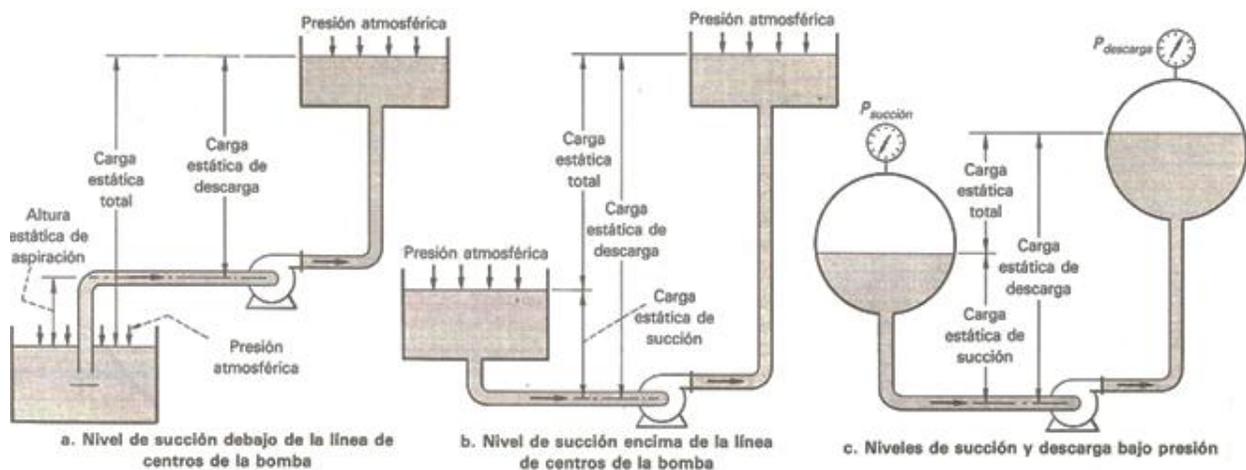


Figura 1.4. Carga estática total en un sistema de bombeo [15].



La ecuación 1.1 se emplea para calcular la carga estática total en sistemas de bombeo y se expresa como:

$$H_T = H_D - H_S + \frac{P_D - P_S}{\gamma} \quad (1.1)$$

Dónde:

- H_T : Carga estática total, m.
 H_D : Altura de descarga, m.
 H_S : Altura de succión, m.
 P_D : Presión en la descarga, N/m^2 .
 P_S : Presión en la succión, N/m^2 .
 γ : Peso específico del fluido, N/m^3 .

Carga Dinámica

Es la carga necesaria para contrarrestar las pérdidas por fricción ocasionadas por el flujo del líquido en la tubería, válvulas, accesorios y otros componentes como pueden ser los intercambiadores de calor. Estas pérdidas varían proporcionalmente al cuadrado de la velocidad del fluido en el sistema. También varían de acuerdo con el tamaño, tipo, condiciones de las superficies de tubos y accesorios y propiedades del líquido bombeado. Para determinar las pérdidas de carga en la tubería se utiliza la ecuación de Darcy (ecuación 1.2).

$$h_l = \frac{f_t l v^2}{2Dg} \quad (1.2)$$

Dónde:

- h_l : Pérdida de energía debido a fricción, m.
 f_t : Factor de fricción, adimensional.
 l : Longitud de la tubería, m.
 v : Velocidad del fluido, m/s.
 D : Diámetro de la tubería, m.
 g : Aceleración de la gravedad $9.81 m/s^2$.





Para el cálculo de las pérdidas, es necesario conocer el número de Reynolds (ecuación 1.3) para cierto flujo este número depende de las propiedades del fluido, geometría y velocidad.

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (1.3)$$

Dónde:

ρ : Densidad del líquido, 998.2 kg/m^3 a $20 \text{ }^\circ\text{C}$.

μ : Viscosidad dinámica, $1.003 \times 10^{-3} \text{ kg/m s}^2$.

La velocidad promedio del flujo en el sistema, se determina con la ecuación del flujo volumétrico ecuación (1.4)

$$Q = vA \quad (1.4)$$

Dónde:

Q : Flujo, m^3/s .

A : Área de la tubería, m^2 .

La pérdida de carga en la tubería, considera la rugosidad del material de la tubería, para calcular la rugosidad relativa se utiliza la ecuación 1.5. El valor de rugosidad de cada material se obtiene de la tabla de materiales integrada en el diagrama de Moody (Figura 1-A ANEXO A).

$$\varepsilon_r = \varepsilon/D \quad (1.5)$$

Dónde:

ε_r : Rugosidad relativa, adimensional.

ε : Rugosidad del material, mm .

Con la rugosidad relativa y el número de Reynolds se hace uso del diagrama de Moody para obtener el factor de fricción de la tubería. Las pérdidas son diferentes para cada accesorio de la tubería, por lo que existe una constante de pérdida diferente para cada accesorio, como son: codos, válvulas, T, entre otros.





Las pérdidas en los accesorios se obtienen por medio de la siguiente ecuación:

$$h_A = \frac{\sum k v^2}{2g} \quad (1.6)$$

Dónde:

h_A : Pérdida en accesorio, *m*.

k : Constante de pérdida, *adimensional*.

La constante de pérdida para cada accesorio se define por la siguiente ecuación:

$$k = (l_e/D) * f_t \quad (1.7)$$

Dónde:

(l_e/D) : Longitud equivalente, *adimensional*.

En la tabla 1.1 se presentan los valores correspondientes para cada accesorio de acuerdo al tipo o característica en la que se presente el mismo generara cierta pérdida.

Tabla 1.1. Valores para la relación de longitud y diámetro de los accesorios [2].

Tipo de accesorio	Longitud equivalente en diámetros l_e/D
Válvula de globo-Completamente abierta	340
Válvula esférica-Completamente abierta	150
Válvula de compuerta-Completamente abierta	9
Válvula de compuerta con apertura a 75%	35
Válvula de compuerta con apertura a 50%	160
Válvula de compuerta con apertura a 25%	900
Válvula check-obturador tipo giratorio	100
Válvula de mariposa-completamente abierta	45
Codo de 90°-Estándar	30
Radio largo	20
Codo de 45°-Estandart	16
T estándar-Flujo directo	20
Flujo desviado a 90°	60
Válvula de bola (cierre rápido)-Abierta	3





La carga dinámica total del sistema, es la suma de las pérdidas de carga por fricción en la tubería y las pérdidas en los accesorios:

$$h_f = h_l + h_{AT} \quad (1.8)$$

h_f : Carga dinámica del sistema.

h_l : Pérdidas en la tubería.

h_{AT} : Pérdidas en los accesorios.

Pérdidas en la entrada y la salida

Si la succión de la bomba está en un depósito, tanque o cámara de entrada las pérdidas ocurren en el punto de conexión de la tubería de succión con el suministro. La magnitud de las pérdidas depende del diseño de la entrada del tubo. Asimismo, en el lado de descarga del sistema cuando el tubo de descarga termina en algún cuerpo de líquido, se pierde por completo la carga de velocidad y se debe considerar como parte de las pérdidas totales por fricción del sistema. Las pérdidas por fricción en la entrada y salida varían con el cuadrado del flujo del sistema (figura 1.5). Cuando se combinan las cargas estáticas, la diferencia de presión y las pérdidas de fricción del sistema y se grafican contra el flujo, la curva resultante es la curva de carga del sistema (figura 1.6).

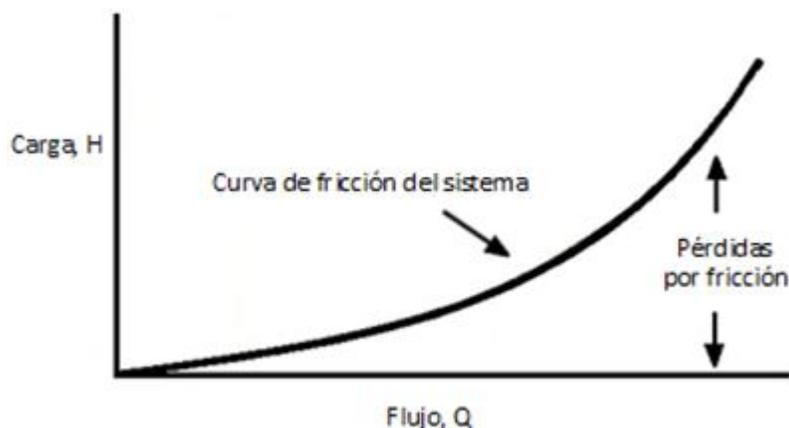


Figura 1.5. Curva de la fricción en el sistema.



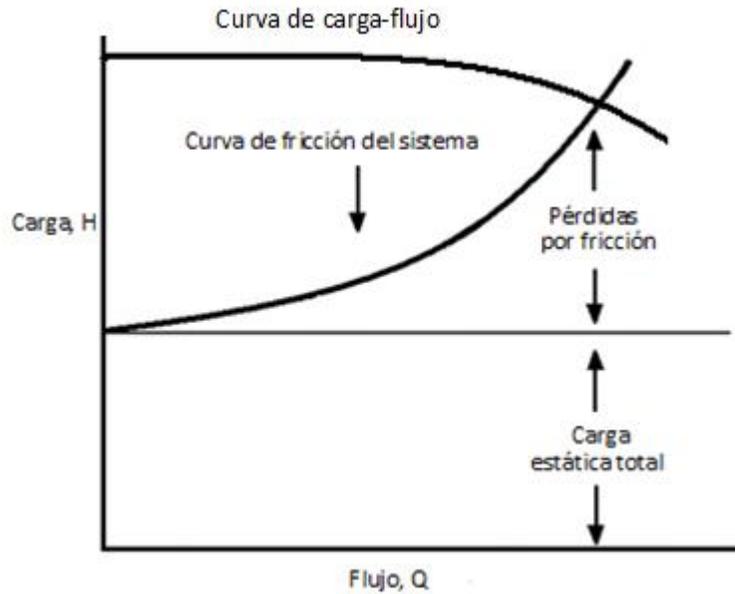


Figura 1.6. Curva de carga del sistema.

En sistemas que tienen cargas estáticas o presiones variables, es posible trazar las curvas que correspondan a las condiciones mínimas y máximas (figura 1.7). Después de relacionar esta curva con la de carga-flujo de la bomba se determinan los flujos mínimo y máximo que entregará la bomba al sistema.

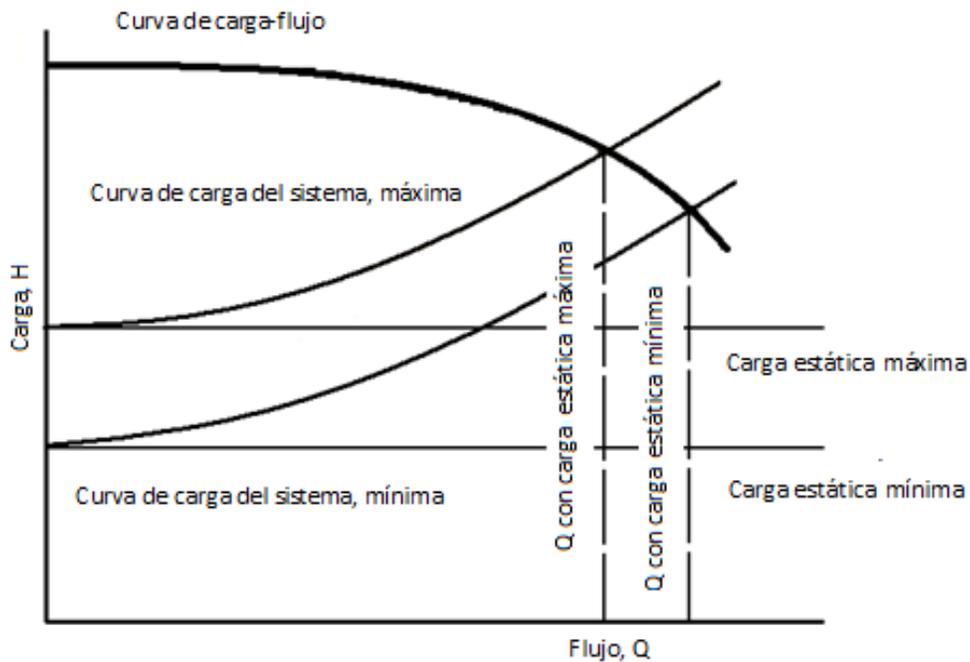


Figura 1.7. Característica del sistema para una carga estática variable.

1.1.1 .CURVAS CARACTERÍSTICAS DE BOMBAS CENTRÍFUGAS

Las curvas características de una bomba centrífuga son proporcionadas por el fabricante; estas curvas relacionan las variables que intervienen en el funcionamiento de la bomba (figura 1.8). Todas las curvas de una bomba presentan datos similares independientemente del fabricante y estas son:

- Carga-flujo
- Eficiencia-flujo
- Potencia-flujo
- Carga neta positiva de succión (NPSH)-flujo

Las curvas características se obtienen para una velocidad de giro constante.

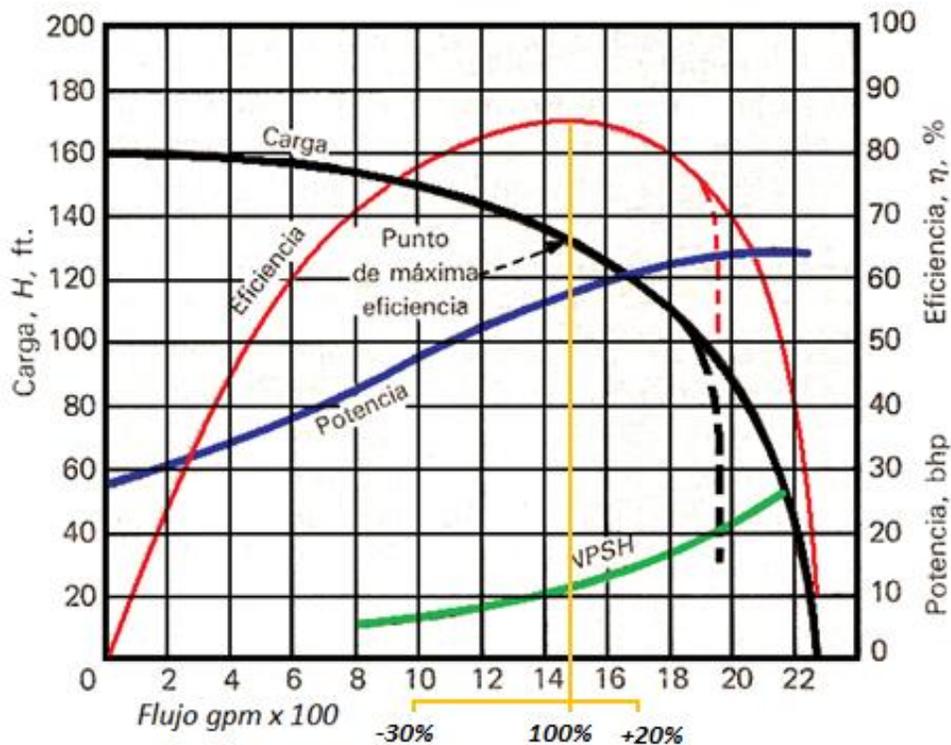


Figura 1.8. Curvas características de una bomba centrífuga [15].



- Curva de carga-flujo

Esta curva representa el comportamiento del flujo con respecto a la carga que se desea suministrar, cuando esta se intercepta con la curva de carga del sistema se obtiene el punto de operación del sistema en general.

- Curva de eficiencia-flujo

El eje de las abscisas corresponde al flujo, mientras que el eje de las ordenadas representa la eficiencia de la bomba expresada en porcentaje. Ubicando el punto de máxima eficiencia en la curva de la bomba correspondiente, existen límites en los cuales la bomba opera con mayor eficiencia, estos límites se consideran de 70% +20% con respecto al punto de máxima eficiencia (100%). Las pérdidas de eficiencia de una bomba pueden ser:

- Hidráulicas, por las pérdidas de carga.
- Mecánicas, debido al rozamiento.
- De filtración, ya que una pequeña cantidad de agua se filtra desde el lado de presión alta hasta el lado de presión baja.

- Curva de potencia-flujo

Esta curva representa la potencia con la cual opera la bomba para generar cierto flujo, para esta curva el mínimo de potencia que produce la bomba existe cuando el flujo generado por la bomba es nulo. Si en la descarga de la bomba se agrega una válvula para controlar el flujo y esta válvula se encuentra cerrada la potencia se consume debido al estrangulamiento que realiza la válvula, cuando la carga es variable se debe tratar que la curva de potencia sea plana en la zona de operación.

- Curva de carga neta positiva de succión (NPSH)-flujo

Esta curva muestra la relación existente entre la carga que requiere la bomba en la succión para generar cierta cantidad de flujo en la descarga, la carga neta positiva depende de la succión o elevación y la carga de fricción, al variar cualquiera de estos puntos la NPSH puede verse afectada, limitando el flujo de líquido a través de la tubería.





1.1.2 LEYES DE AFINIDAD

Las relaciones que permiten predecir el rendimiento de una bomba a una velocidad que no sea característica conocida de la bomba, se llaman leyes de afinidad. Cuando se cambia la velocidad y el diámetro del impulsor se mantiene constante se tiene:

1. El flujo Q de la bomba varía directamente con la velocidad, n .
2. La carga H varía en razón directa al cuadrado de la velocidad.
3. La potencia P varía en razón directa al cubo de la velocidad.

Si se asigna el subíndice 1 a las condiciones conocidas y el subíndice 2 a las condiciones de la otra velocidad, se tiene:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (1.9)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \quad (1.10)$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \quad (1.11)$$

Dónde:

P : Potencia, W . n : Velocidad, RPM. H : Carga manométrica, mca.

1.1.3 OPERACIÓN DE BOMBAS EN PARALELO

La operación en paralelo de dos o más bombas requiere que la succión de cada bomba esté conectada a una misma tubería y la descarga de cada máquina sea unida en una sola tubería de mayor diámetro que conduce el líquido hacia un lugar deseado. La carga total del sistema es la de una sola bomba y el flujo obtenido es la suma de los gastos proporcionados por cada bomba.





La implementación del arreglo en paralelo es conveniente cuando son más los requerimientos de flujo que de carga, o cuando durante la operación van a existir variaciones considerables en el flujo, debido a que pueden quedar fuera de operación una o varias bombas sin interrumpir el suministro.

La figura 1.9 muestra la curva carga-flujo de 2 bombas conectadas en paralelo, en la figura las cargas son representados con letras mayúsculas, se puede observar que la carga va descendiendo conforme se va aumentando el flujo cuando se tiene en operación una sola bomba, dos bombas conectadas en paralelo permiten generar un mayor flujo manteniendo la carga.

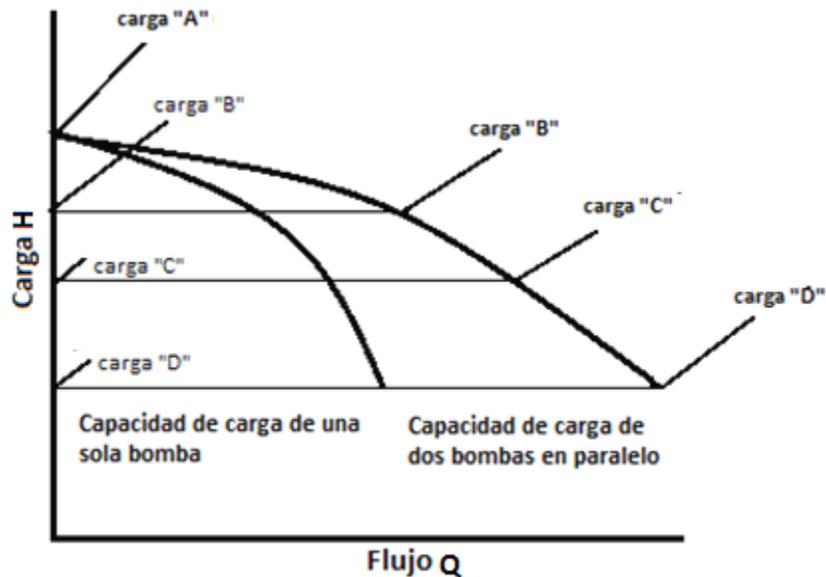


Figura 1.9. Operación de bombas conectadas en paralelo [10].

1.2 MÉTODOS DE CONTROL DE FLUJO EN BOMBAS

Existen diferentes métodos para realizar el control del flujo de acuerdo a los requerimientos de ciertos sistemas o procesos. Los métodos más comunes son; estrangulamiento, bypass, control on-off y mediante el control por variación de velocidad. Estos métodos se muestran en la figura 1.10.



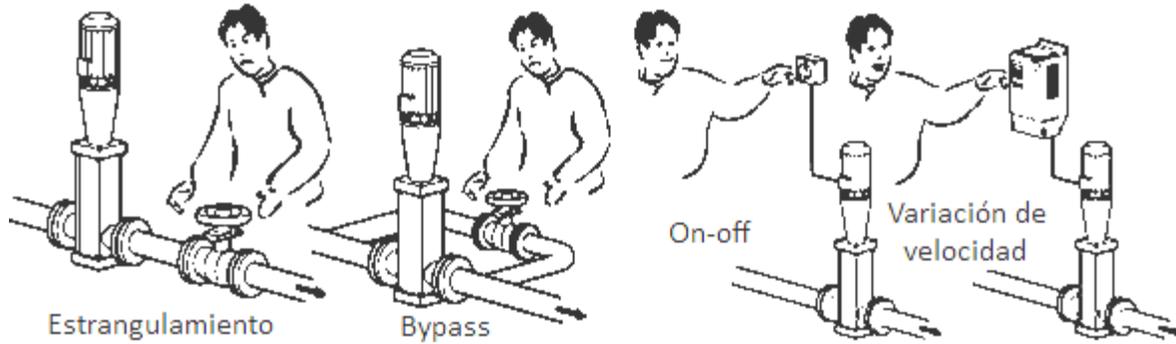


Figura 1.10. Métodos de control de flujo en bombas centrífugas [1].

La potencia hidráulica que se requiere al utilizar los diferentes métodos de control de flujo, se puede obtener por medio de la siguiente ecuación:

$$P_H = g * \rho * Q * H \tag{1.12}$$

Dónde:

P_H : Potencia hidráulica, W .

La figura 1.11 muestra las gráficas de la potencia requerida para generar un 70% de flujo en cada uno de los métodos de control.

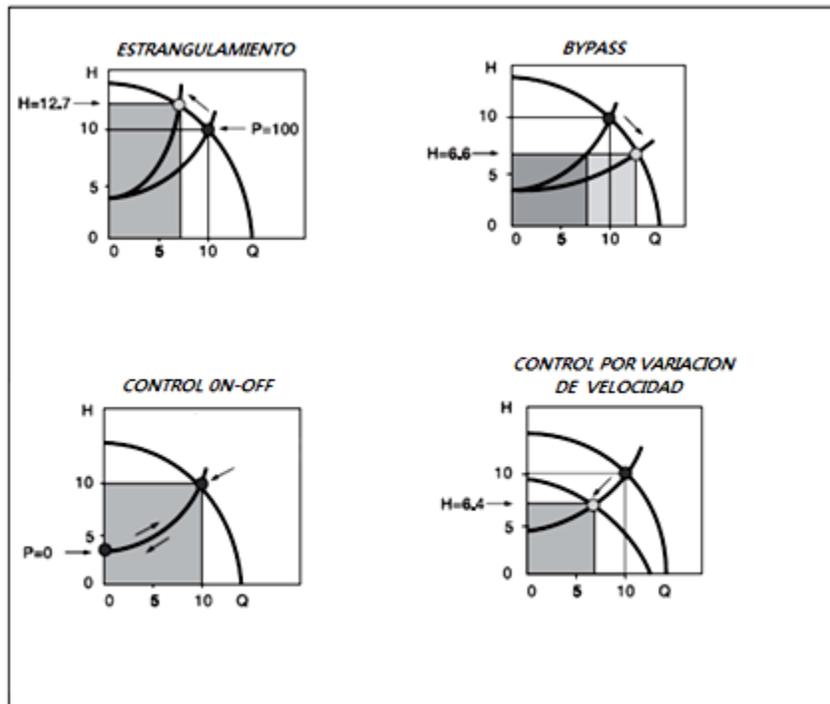


Figura 1.11. Energía consumida por los métodos de control de flujo [1].



En la figura 1.12 se muestra el consumo de energía de cada método de regulación de flujo. El control de la variación de velocidad es el método que menos energía consume para el control de flujo en bombas en comparación con los demás métodos, ya que el punto de operación de la bomba cambia con respecto a la curva del sistema, a diferencia del control por estrangulamiento en el cual el punto de operación de la bomba es movido conforme sea la demanda del flujo. Si se reduce el flujo existe un incremento en la carga por tanto existe un consumo considerable de energía.

El método de control por bypass es el que presenta un mayor consumo de energía, ya que cuando se usa este método el consumo se mantiene constante a pesar de regular el flujo. El control On-off para flujo en una bomba, mantiene lineal la relación flujo potencia, debido a que en el momento en que se requiere cierto flujo se energiza el motor de la bomba, al satisfacer la demanda se desenergiza el motor.

Variando la velocidad de giro del impulsor de la bomba, la curva de operación de la bomba se moverá de acuerdo con las leyes de afinidad, si la velocidad del impulsor se reduce, la curva se moverá en forma descendente lo cual permite que la capacidad de bombeo sea acoplada exactamente a los requerimientos del sistema.

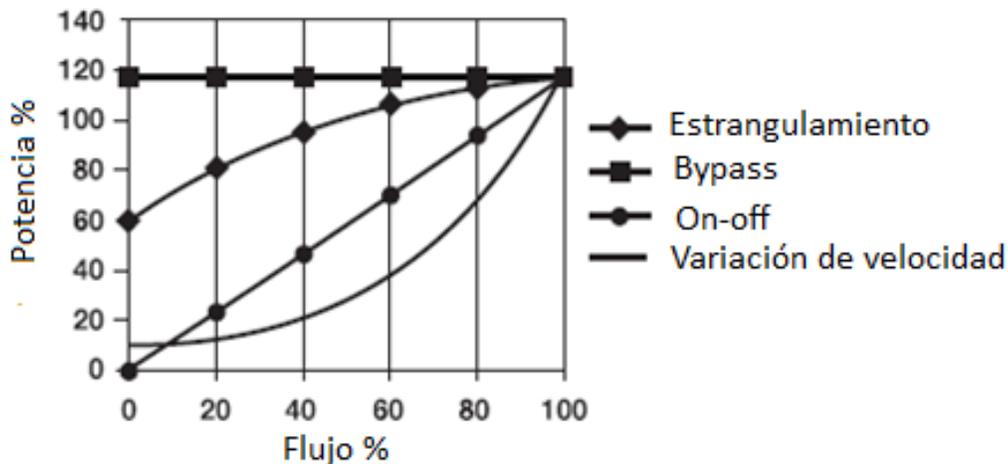


Figura 1.12. Consumo de energía de los métodos de control de flujo [1].



1.3 VARIADOR DE FRECUENCIA

El variador de velocidad VSD (variable Speed Drive, por sus siglas en inglés), es un dispositivo que emplea un diseño de estado sólido para variar la velocidad de un motor eléctrico. La estructura de estos controladores no poseen partes móviles por tanto requieren mínimo mantenimiento en comparación con otras alternativas de elementos finales de control.

Un variador de frecuencia genera una onda aproximada a una onda senoidal con cierta frecuencia para obtener la velocidad deseada. La naturaleza de una aproximación depende básicamente de la tecnología de los semiconductores y de la estrategia de control implementada para generar la energía en la salida. Los variadores de frecuencia tienen como componentes básicos un rectificador y un inversor como se muestra en la figura 1.13.

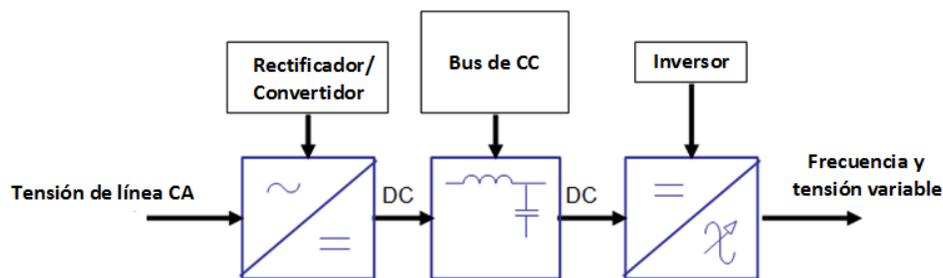


Figura 1.13. Componentes de un variador de frecuencia [11].

La función del rectificador es convertir la tensión de alimentación de corriente alterna a corriente directa y controlar la tensión eléctrica que se le suministra al inversor, para mantener constante la relación tensión eléctrica/frecuencia. El inversor transforma la tensión de corriente directa en corriente alterna con una frecuencia y tensión regulables, que dependerán de los puntos de consigna que sean determinados.

El inversor utiliza dispositivos electrónicos de potencia (figura 1.14) que son controlados por un microprocesador para conmutar la tensión del bus de CC y producir una señal de CA de frecuencia ajustable que alimenta al motor. El número de dispositivos electrónicos de potencia, indica el número de pulsos que se generan para aproximar la onda, entre mayor sea el número de dispositivos mejor será la aproximación de la onda.

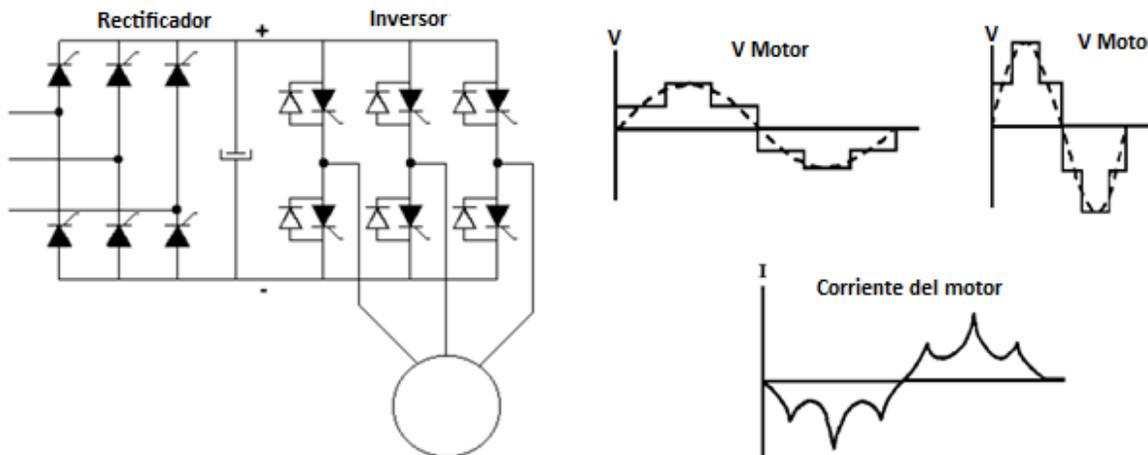


Figura 1.14. Rectificador e inversor de seis pasos.

Para variar la frecuencia del motor, se ajusta el tiempo de conducción de los SCR's (Rectificadores Controlados de Silicio), para cada uno de los seis SCR's se va modificando el tiempo del ciclo. La tensión de CC se ajusta para mantener la relación tensión eléctrica/frecuencia constante.

El inversor de modulación de ancho de pulso PWM (Pulse Width Modulation, por sus siglas en inglés), consta de seis dispositivos electrónicos que se energizan y desenergizan en una secuencia la cual produce una tensión en forma de pulsos cuadrados que alimentan al motor. Para variar la frecuencia del motor, el número de pulsos y su ancho se ajustan de tal forma que si el tiempo del ciclo es mayor, la frecuencia es baja, por lo tanto se reduce la velocidad del motor, si el tiempo del ciclo es menor, la frecuencia es mayor y existe un incremento en la velocidad del motor.

Para cada frecuencia existe un número específico de pulsos que producen la menor distorsión armónica en la corriente que se aproxime a la señal con onda senoidal. La distorsión armónica afecta a los aislamientos del motor, incrementa el ruido y eleva el calentamiento entre un 5% y un 15% dependiendo del diseño del fabricante. La figura 1.15 muestra como está constituido un inversor PWM.

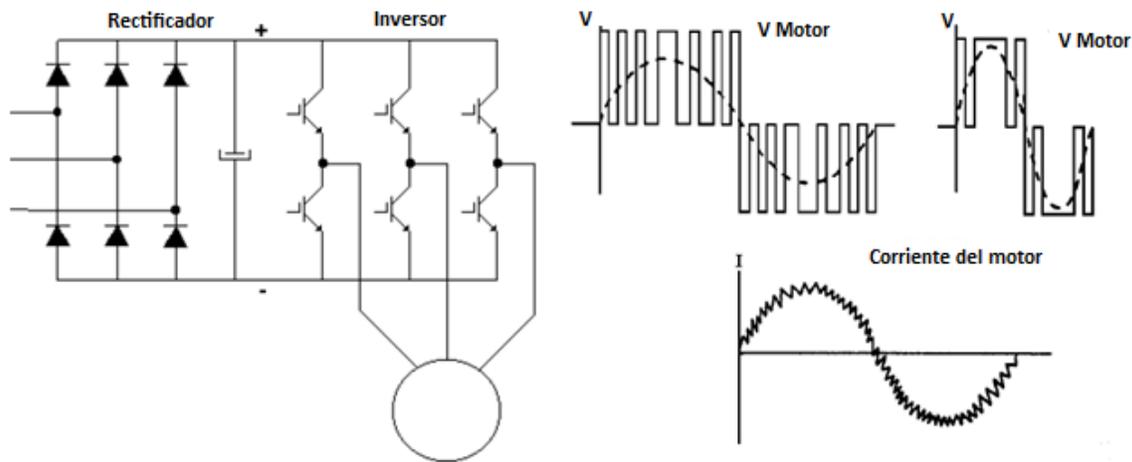


Figura 1.15. Inversor de seis pasos PWM.

Los motores de inducción producen un par debido al flujo magnético en su campo rotatorio, la velocidad de la flecha del motor a tensión, frecuencia y carga nominal se conoce como velocidad base, cuando se opera por debajo de su velocidad base el par se lleva a cabo manteniendo constante la relación tensión eléctrica/frecuencia que se aplica al motor. Si la relación tensión eléctrica/frecuencia se incrementa al bajar la frecuencia para reducir la velocidad del motor, la corriente se incrementará llegando a ser excesiva. Por el contrario la relación tensión eléctrica/frecuencia se reduce al subir la frecuencia para elevar la velocidad del motor, la capacidad de par se verá reducida.

Cuando se opera por arriba de la velocidad base, la relación tensión eléctrica/frecuencia se reduce ya que se aplica una tensión constante al motor que generalmente es la tensión nominal, por lo que las capacidades de torque se reducen. A frecuencias de alimentación del motor de 30 Hz y menores, la relación tensión eléctrica/frecuencia no siempre se mantiene constante ya que dependiendo del tipo de carga la tensión puede incrementarse para elevar la relación tensión eléctrica/frecuencia para que el motor produzca un par mayor, especialmente a velocidad cero. Cuando el motor opera con cargas ligeras se puede reducir la relación tensión eléctrica/frecuencia para minimizar la corriente del motor, y debido a que se aplica una tensión menor, se consigue reducir la corriente de magnetización y consecuentemente producir un par menor que aún sea tolerable.



La velocidad síncrona del motor (ecuación 1.13) depende del número de polos del estator y la frecuencia de alimentación.

$$n = \frac{120 * f}{(\# \text{ de polos})} \quad (1.13)$$

Dónde:

f : Frecuencia, Hz.

El suministro de tensión eléctrica desde un variador de velocidad puede realizarse desde frecuencias de 0 Hz hasta 120 Hz o más, por lo que en base a la frecuencia de alimentación la velocidad de giro del eje del motor puede ser variada al mismo tiempo que se debe mantener la relación tensión eléctrica/frecuencia, mientras no se excedan los 60 Hz, debido a que el par que proporciona el motor por diseño está determinado por esta relación (figura 1.16). Los cambios en esta relación pueden afectar el par, la temperatura y velocidad del motor.

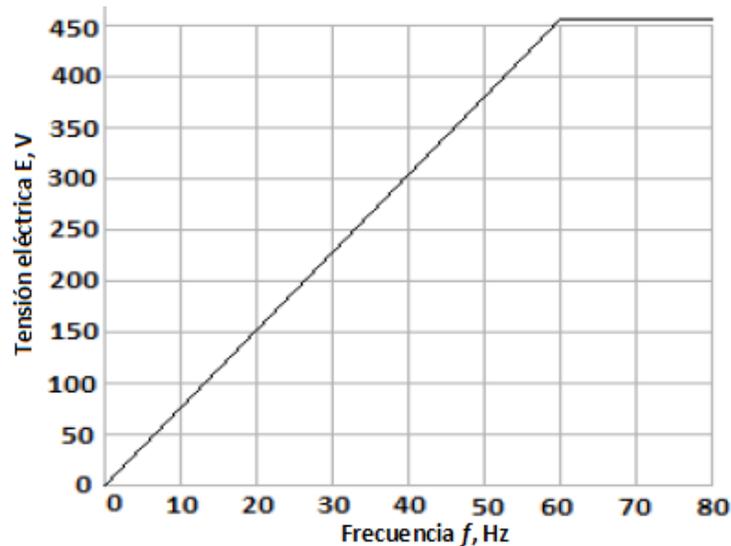


Figura 1.16. Relación tensión eléctrica/frecuencia.

La primera consideración que se debe de hacer al aplicar un VSD es determinar el tipo de carga y sus características, requerimientos de par y velocidad. Las cargas en las que el par se reduce cuando operan por debajo de la velocidad base y se incrementa al operar por encima de dicha velocidad base se clasifican como cargas de par variable.





En muchas de estas cargas el par se reduce con el cuadrado de la velocidad, siendo las bombas centrífugas y cierto tipo de ventiladores y sopladores las cargas más representativas. En la figura 1.17 se muestra la relación del par respecto a la velocidad.

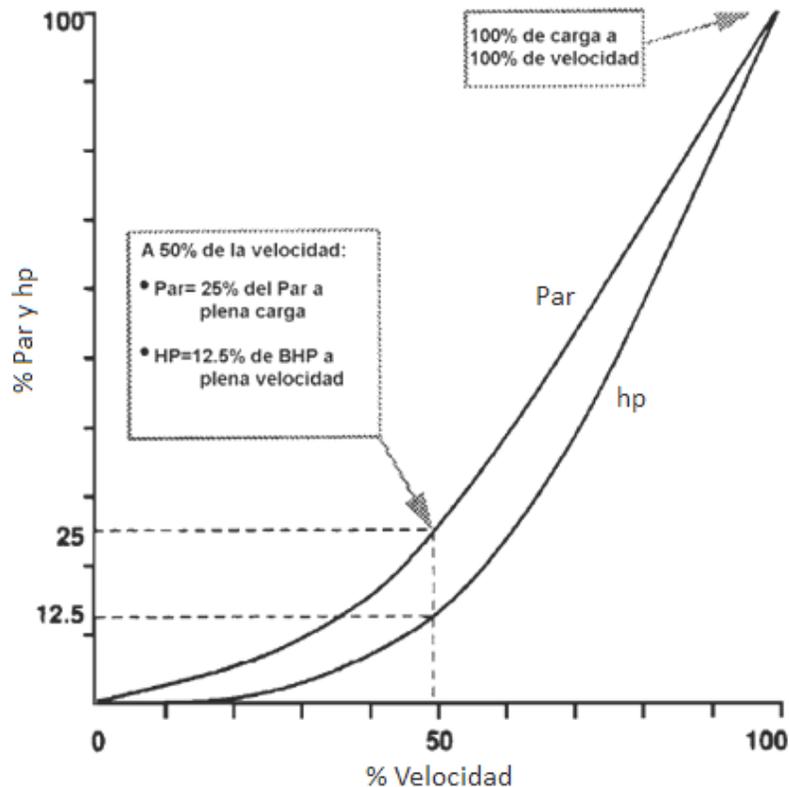


Figura 1.17 Comportamiento de las cargas de par variable [20].

Para realizar el control de carga con par variable como es el caso de las bombas centrífugas, es conveniente el control de flujo a través de variadores de velocidad, ya que en una bomba centrífuga la velocidad del impulsor siempre está relacionada con el flujo. La figura 1.18 indica la relación existente entre el flujo y la velocidad del motor.



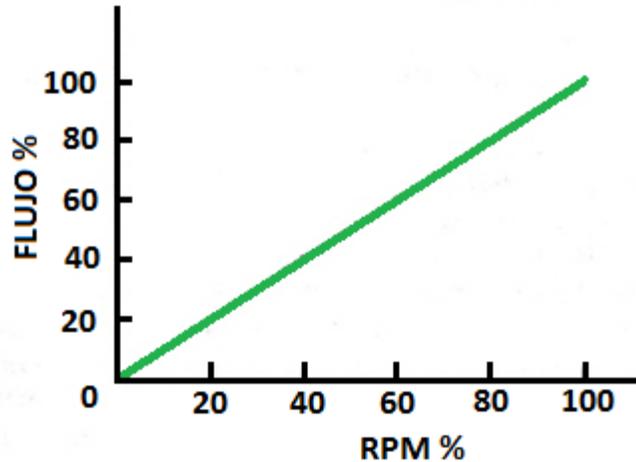


Figura 1.18. Relación de flujo-velocidad angular [15].

La relación entre el flujo y la velocidad del motor es lineal, cuando se necesita un flujo mayor, se logra con un aumento proporcional en la velocidad del motor. En la figura 1.19 se muestra como la presión en la descarga de la bomba aumenta en relación con el cuadrado de la velocidad del motor.

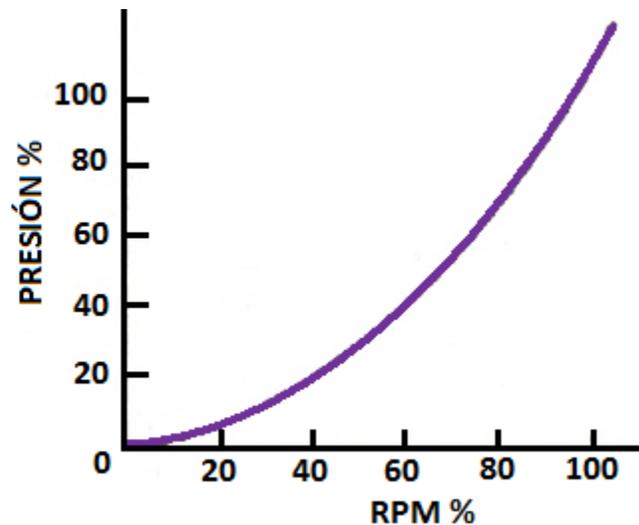


Figura 1.19. Relación presión-velocidad angular [15].

La figura 1.20 muestra la relación de la potencia requerida con respecto a la velocidad del motor. La potencia requerida por el motor aumenta en relación con el cubo de la velocidad del motor. Al reducir la velocidad del motor durante los periodos de baja demanda, se pueden ahorrar cantidades considerables de energía.

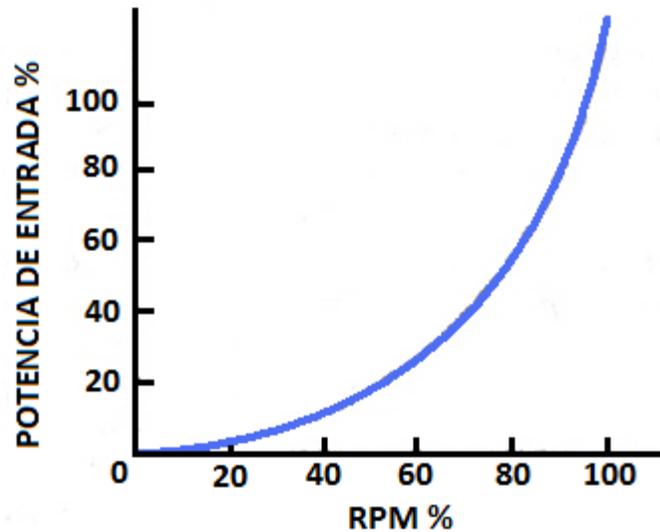


Figura 1.20. Relación de potencia-velocidad angular [15].

El uso de variadores de frecuencia en aplicaciones de bombeo, presenta las siguientes ventajas:

- Reducción de costos: Los principales costos (ordenados de mayor a menor) asociados a un sistema de bombeo son la energía consumida, inversión inicial y mantenimiento.
- Menor costo de mantenimiento y reparación: Al usar variadores de frecuencia se pueden reducir los costos de mantenimiento y reparación de las bombas, según:
 - Reducción del esfuerzo mecánico de la bomba.
 - Reducción de riesgos de cavitación.
 - Reducción de daño en bomba debido a cambios bruscos de flujo.
- Permite la aplicación de bombas en paralelo (redundantes), controladas según la demanda de flujo requerido.



1.4 SISTEMAS DE CONTROL

Los sistemas de control electrónicos se definen como la interacción de dispositivos eléctricos o electrónicos que están permanentemente monitoreando señales del estado del sistema bajo su control y que al detectar una desviación en los parámetros preestablecidos del funcionamiento normal del sistema, interactúan mediante sensores (instrumentación), actuadores y/o controladores (PLC), con el fin de mantener al sistema en las condiciones óptimas de funcionamiento. Estos sistemas se clasifican según su comportamiento, en lazos de control abierto y lazos de control cerrado, los cuales difieren básicamente al haber o no una retroalimentación lo que puede hacer que un sistema de control sea completamente automático o no.

El diseño de estos tipos de control depende directamente del proceso que se desee controlar. En el caso del sistema para controlar el flujo en un sistema de bombeo se utiliza un control en lazo cerrado, ya que con esto se logra alcanzar las condiciones de trabajo que permitan generar ahorros de energía, mediante el uso de variadores de frecuencia y por lo cual se utiliza un lazo de control cerrado.

En los sistemas de control en lazo cerrado la interconexión de los componentes para el control del proceso es tal que la información con respecto a la variable de proceso es continuamente medida y retroalimentada al controlador para ser comparada con el punto de ajuste y proveer así correcciones continuas y automáticas a la variable controlada por medio del elemento final de control. Las partes fundamentales de este tipo de lazos son:

- Elemento primario (sensor).
- Transmisor.
- Controlador.
- Elemento final de control.

Elemento primario

Son todos aquellos elementos de medición que permiten detectar y cuantificar la variable de proceso.



Elementos secundarios

Se encargan de recibir la señal proveniente de los elementos primarios y la transforman para transmitirla en una señal eléctrica, neumática, hidráulica etc. Dependiendo del tipo de instrumento a utilizar.

Controlador

Instrumento automático que recibe la información de la variable de proceso por medio del transmisor, la compara con un valor de referencia (punto de consigna), obteniendo un diferencia (error) toma decisiones y envía una señal (corrección) al elemento final de control de tal manera que este mantenga a la variable en un valor deseado.

Elemento final de control

Su función es manipular la variable, dependiendo de las variaciones en la señal de salida del controlador. Los variadores de frecuencia son considerados elementos finales de control ya que les llega directamente la señal del control para así realizar en conjunto con el motor de la bomba las variaciones en el flujo. La utilización de un sistema de control en lazo cerrado tienen algunos inconvenientes como lo es el costo económico de su elaboración con respecto a los sistemas de lazo abierto, requiere mayor mantenimiento debido a su número de componentes. Por otra parte este tipo de arreglos permite controlar sistemas más complejos, así como reducir riesgos, el control puede estar centralizado en un sitio, la forma gráfica de representar un sistema de control en lazo cerrado en un DTI se muestra en la figura 1.21.

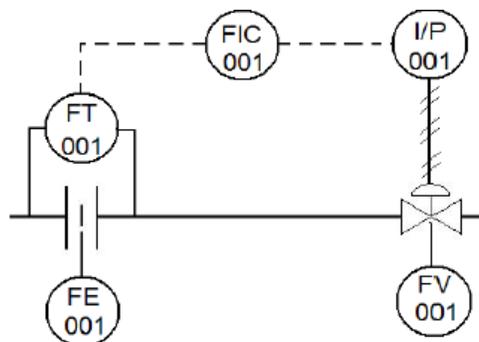


Figura 1.21. Diagrama de un lazo de control cerrado para control de flujo.

CAPÍTULO 2

SISTEMA DE BOMBEO DE LA CENTRAL DE SERVICIOS DEL CENTRO MÉDICO NACIONAL LA RAZA



2.1 CENTRAL DE SERVICIOS

La Central de Servicios es el área encargada de almacenar oxígeno y agua potable, generar vapor, agua caliente, aire comprimido y agua helada, así como de distribuir la energía eléctrica hacia los Hospitales que forman el Centro Médico Nacional La Raza. En esta Central se encuentran instaladas, diversas máquinas y equipos como son generadores de vapor, intercambiadores de calor, equipos de absorción, motores eléctricos y plantas generadoras de energía eléctrica, las cuales permiten abastecer en forma segura y eficiente los servicios a las unidades hospitalarias del Centro Médico. Algunas características de los servicios que proporciona esta Central son:

Energía eléctrica

La central de servicios cuenta con una subestación eléctrica, que reduce la tensión de 23 kV a 440 V, la alimentación en mediana tensión es por parte de la CFE con dos acometidas de 23 kV. La subestación cuenta con cinco transformadores trifásicos de distribución sumergidos en aceite autoenfriados que operan a 60 Hz.

El transformador uno abastece de energía eléctrica a todos los equipos y sistemas con que cuenta la Central de Servicios; los transformadores cuatro y cinco abastecen energía eléctrica a los equipos de rayos X, tomografía computarizada y resonancia magnética. Los dos transformadores restantes alimentan los tableros de distribución de las cargas de los hospitales del Centro Médico.

Planta de emergencia

La energía eléctrica es de suma importancia en el conjunto hospitalario y la Central de Servicios, por tanto para asegurar la existencia de energía ante una falla en la subestación o por la CFE, la Central cuenta con tres plantas generadoras de energía eléctrica con motores diesel tipo Perking-Stamford que operan a 1800 RPM acoplados a generadores de 60 Hz 440/220 volts 3 fases con un factor de potencia de 0.8, las plantas se encuentran conectadas a la subestación por medio de UPS y un dispositivo llamado transfer el cual alterna el suministro de energía de las plantas de emergencia o de la CFE.





Vapor

Los dos generadores de vapor son de la marca Cerrey tienen una capacidad para generar 5 000 lb/h de vapor saturado a una presión de 80 psi (5.62 kg/cm²). Este vapor es utilizado en los hospitales para esterilización de instrumentación médica y preparación de alimentos. En la central de servicios, el vapor es utilizado para generar agua caliente a 60 °C y agua a temperaturas bajas de 7 °C mediante el equipo de absorción.

Agua caliente

La generación de agua caliente se realiza en un intercambiador de calor, al cual se le suministra agua a temperatura ambiente dentro de la tubería del intercambiador, ésta recibe energía del vapor que es suministrado directamente de la caldera a una presión de 5.62 kg/cm², para elevar la temperatura del agua a 60 °C, y posteriormente ser suministrada a los hospitales. El agua se recircula con el fin de mantener constante la temperatura y hacer más eficiente el intercambio de energía entre el vapor y el agua.

Aire comprimido

La compresión del aire se realiza mediante tres compresores reciprocantes que tienen una presión máxima de 8 kg/cm² a 7 200 RPM estos trabajan de manera alternada y automática. El aire requerido tiene una presión de 6.5 kg/cm², este aire es enviado a los hospitales para el uso en equipo médico neumático, parte de este aire también es utilizado en la central de servicios, en equipo neumático como actuadores de válvulas, válvulas electroneumáticas y servomotores.

Agua helada

El agua que es utilizada en el equipo de absorción para generar agua helada se encuentra a temperatura ambiente, la cual se lleva hacia la torre de enfriamiento para bajar la temperatura a 19 °C. Después, es direccionada a la entrada del equipo de absorción que se encarga de enfriar el líquido hasta alcanzar una temperatura de 7 °C para ser distribuida hacia los equipos de aire acondicionado, equipos de tomografía y resonancia magnética.



Oxígeno

El oxígeno es abastecido por la empresa CRYOINFRA y almacenado en dos tanques criogénicos con capacidades de 7 370 L y 22 110 L. El oxígeno es distribuido por medio de una tubería de cobre de 2 plg de diámetro a una presión de 8 kg/cm² a los hospitales del Centro Médico. El oxígeno es utilizado en el área de quirófanos, unidad de cuidados intensivos y hospitalización.

Agua potable

El agua potable se suministra a través de la red hidráulica delegacional, la cual es almacenada en dos cisternas con capacidad de 2 600 m³ y 3 000 m³ respectivamente. El agua almacenada es distribuida hacia los diferentes hospitales y máquinas de la Central de Servicios, mediante un sistema de bombeo de siete bombas centrífugas, el cual debe generar una presión constante de 8 kg/cm², para cubrir la demanda del Centro Médico. En la figura 2.1 se muestra la ubicación de la Central de Servicios, de los hospitales que conforman el Centro Médico.

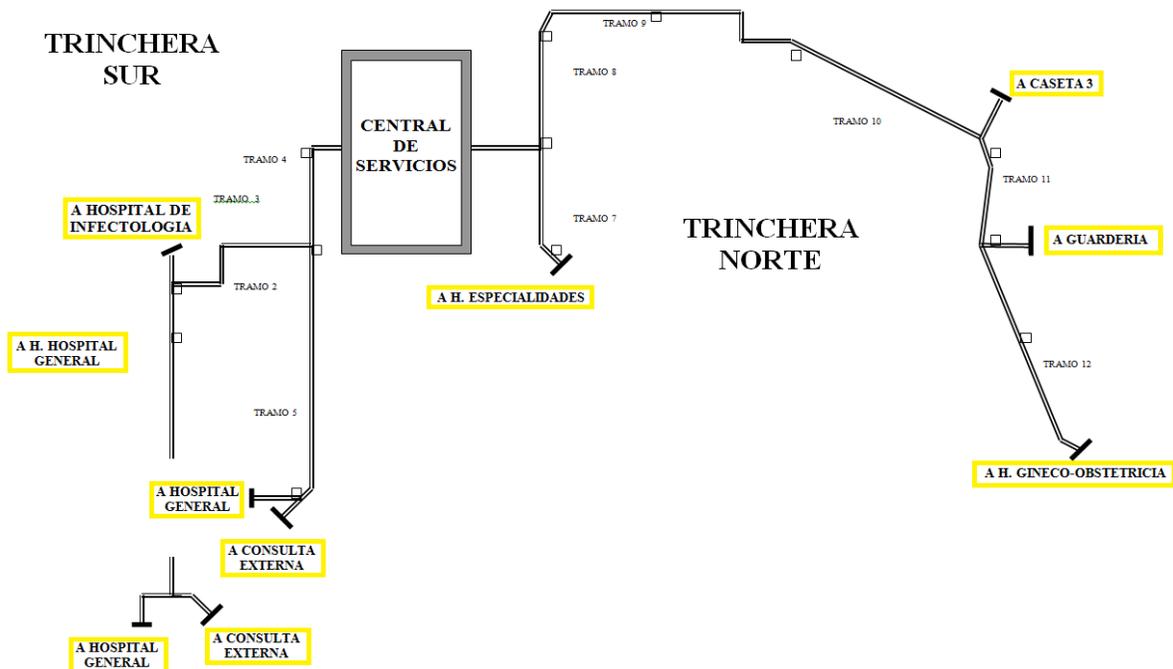


Figura 2.1. Ubicación de la central de servicios dentro del Centro Médico.

2.2 SISTEMA HIDRÁULICO

El suministro de agua potable es mediante dos tubos de PVC hidráulico de 6 plg de diámetro, el flujo suministrado es de $60 \text{ m}^3/\text{h}$. La red de suministro cuenta con dos medidores de flujo del tipo desplazamiento positivo. El control del flujo se realiza mediante dos válvulas esféricas, como se muestra en la figura 2.2.

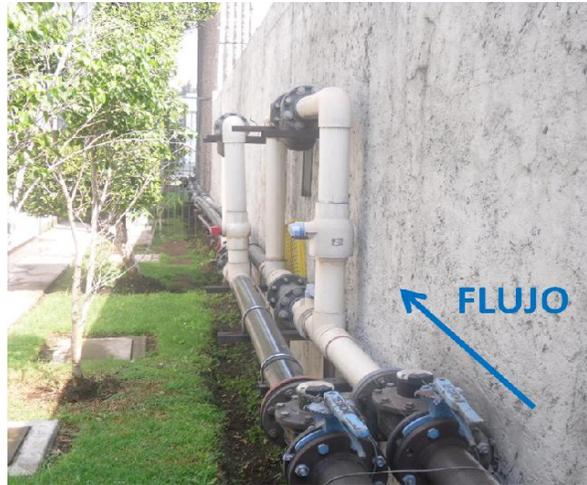


Figura 2.2. Suministro de agua de la red municipal.

El agua se almacena en una cisterna mediadora de $3\,000 \text{ m}^3$ (figura 2.3), el control del nivel de la cisterna se realiza mediante un electronivel, cuando se llega al nivel máximo el suministro se corta mediante dos válvulas con actuadores neumáticos que operan en un intervalo de 4 psi a 5 psi (figura 2.4).



Figura 2.3. Vista superior de la cisterna mediadora.

El electronivel detecta el nivel alto de la cisterna y energiza el solenoide de la válvula electroneumática que controla la posición de los actuadores; si el nivel baja, el electronivel activa nuevamente el solenoide abriendo las válvulas para permitir el flujo de agua.



Figura 2.4. Válvulas con actuador neumático.

El agua almacenada en la cisterna mediadora es trasladada hacia dos cisternas con capacidades de 2 600 m³ cada una por medio de tres bombas centrífugas de 15 hp de potencia (figura 2.5). Las bombas se conectan con la cisterna mediante mangueras de expansión con bridas soldadas de un diámetro de 6 plg, en la entrada se tiene una válvula de compuerta normalmente abierta en cada bomba.



Figura 2.5 Bombas mediadoras.

La descarga se concentra en un cabezal de acero cédula 40 con 6 plg de diámetro que canaliza el agua para ser trasladada a las dos cisternas. El sistema de control para el llenado de estas cisterna es por medio de un electronivel, el cual tiene conectado tres pares de electrodos, para manejar nivel bajo-bajo, nivel bajo y nivel alto. El electronivel está conectado a un PLC marca SIEMENS, modelo LOGO SCR 24 (figura 2.6), que realiza el control de las bombas de 15 hp, en función del nivel de las cisternas mediadoras.



Figura 2.6 PLC de las bombas mediadoras.

El fondo de las cisternas se encuentra a 1.40 m por debajo del nivel de piso de la Central Servicios, lo que permite conectar directamente las dos cisternas al cabezal de succión de las bombas que integran el sistema de bombeo de la Central de Servicios. La conexión (figura 2.7) se realiza mediante dos válvulas de compuerta de un diámetro de 16 plg normalmente abiertas y tubería cédula 80.

En el cabezal está conectada cada bomba, la salida de las bombas se conecta al cabezal de descarga que es de tubería cédula 80, este cabezal tiene una toma que conecta a un tanque hidroneumático que ayuda a mantener una presión constante en el sistema. El flujo de agua en el cabezal de descarga es canalizado en tres tubos de diferentes diámetros, los cuales distribuyen el líquido a los hospitales, máquinas y servicios en la Central.



Figura 2.7 Conexión entre el cabezal de succión y las cisternas.

En la figura 2.8, se muestra la ubicación de las cisternas, los tableros de control las bombas de 15 hp y el sistema de bombeo, así como el sentido del flujo de agua en las instalaciones de la Central de Servicios, del Centro Médico La Raza.

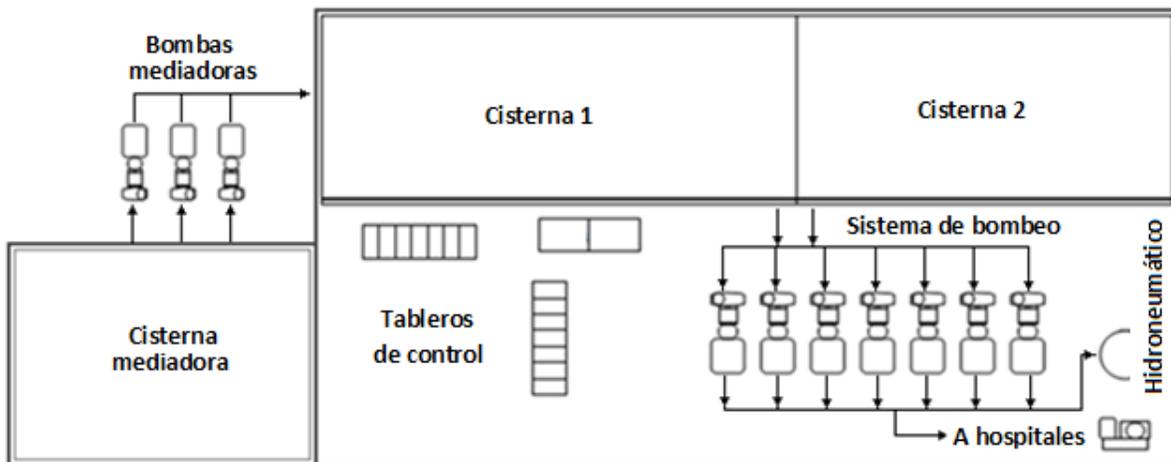


Figura 2.8 Ubicación de las cisternas.

2.3 BOMBAS CENTRÍFUGAS DEL SISTEMA

El sistema de bombeo está constituido por siete bombas centrífugas, de las cuales 5 están acopladas a motores 40 hp de potencia y la otras 2 a motores de 25 hp. El acoplamiento de la flecha del motor y la flecha de la bomba es mediante un cople rígido como se muestra en la figura 2.9. Las tablas 2.1 y 2.2 muestran los datos técnicos y características de los motores y bombas instaladas.



Figura 2.9. Acoplamiento motor-bomba.

Tabla 2.1. Datos de placa de los motores trifásicos.

NO. DE BOMBA	MARCA	MODELO	NO. SERIE	P [hp]	f [Hz]	I/E I[A] / E[V]	n [RPM]
B1	Emerson	R899	J01-R899-M	25	60	29.5/460	3555
B2	Emerson	A 12344	H06-A12344-M	25	60	29.5/460	3555
B3	IEM	164131E	9911004	40	60	50/440	3538
B4	IEM	164131E	9911002	40	60	50/440	3538
B5	IEM	164131E	9911003	40	60	50/440	3538
B6	IEM	164131E	9911005	40	60	50/440	3538
B7	WEG	A.E	04036EP3E324	40	60	46/460	3550



Tabla 2.2. Datos de placa de las bombas centrífugas.

NO. DE BOMBA	MARCA	MODELO	NO. SERIE	TAMAÑO [plg]	IMPULSOR [plg]	Q [GPM]	CDT [mca]	n [RPM]
B1	WORTH LINE	8196MTC	FC-03059	1.5 X 3 –10 A50	8.750	120	300	3560
B2	WORTH LINE	8196MTC	FA-99657J	1.5 X 3 –10 A50	8.750	120	300	3560
B3	WORTH LINE	8196MTC	FA-99657H	2 X 3 –10 A60	9.100	300	328	3560
B4	WORTH LINE	8196MTC	FA-99667N	2 X 3 –10 A60	9.100	300	328	3560
B5	WORTH LINE	8196MTC	FA-99657A	2 X 3 –10 A60	9.100	3 00	328	3560
B6	WORTH LINE	8196MTC	FA-99657J	2 X 3 –10 A60	9.100	300	328	3560
B7	WORTH LINE	8196MTC	FA-99657J	2 X 3 –10 A60	9.100	300	328	3560

- CDT Carga Dinámica Total

En la figura 2.10 se muestran las curvas características de la bomba de 40 hp de potencia, las cuales delimitan los parámetros de operación de la bomba. La bomba, tiene la capacidad para generar un flujo de 68.13 m³/h (300 GPM), para una carga estática de 100 m (328 ft). El punto de operación de la bomba se intercepta con la curva que representa el impulsor con el que opera la bomba y a su vez con la curva de potencia requerida por ésta para cumplir con el flujo y la carga estática.

El área sombreada representa el punto de operación de la bomba. El vértice que generan las rectas de carga y flujo toca la curva de eficiencia de 64%. La figura 2.10, además proporciona la carga neta positiva de succión requerida que tiene un valor aproximado de 3 m. La potencia generada por el impulsor de la bomba tiene un valor aproximado de 30 kW tomando en cuenta el punto de operación de la bomba. La siguiente tabla muestra los datos más representativos de la bomba de 40 hp.

Tabla 2.3. Datos de la bomba de 40 hp de potencia.

DATOS DE LA BOMBA			
MODELO	TAMAÑO	RPM	DIÁMETRO DEL IMPULSOR
MTC 8196	2X3 – 10 A60	3560	9.10 plg



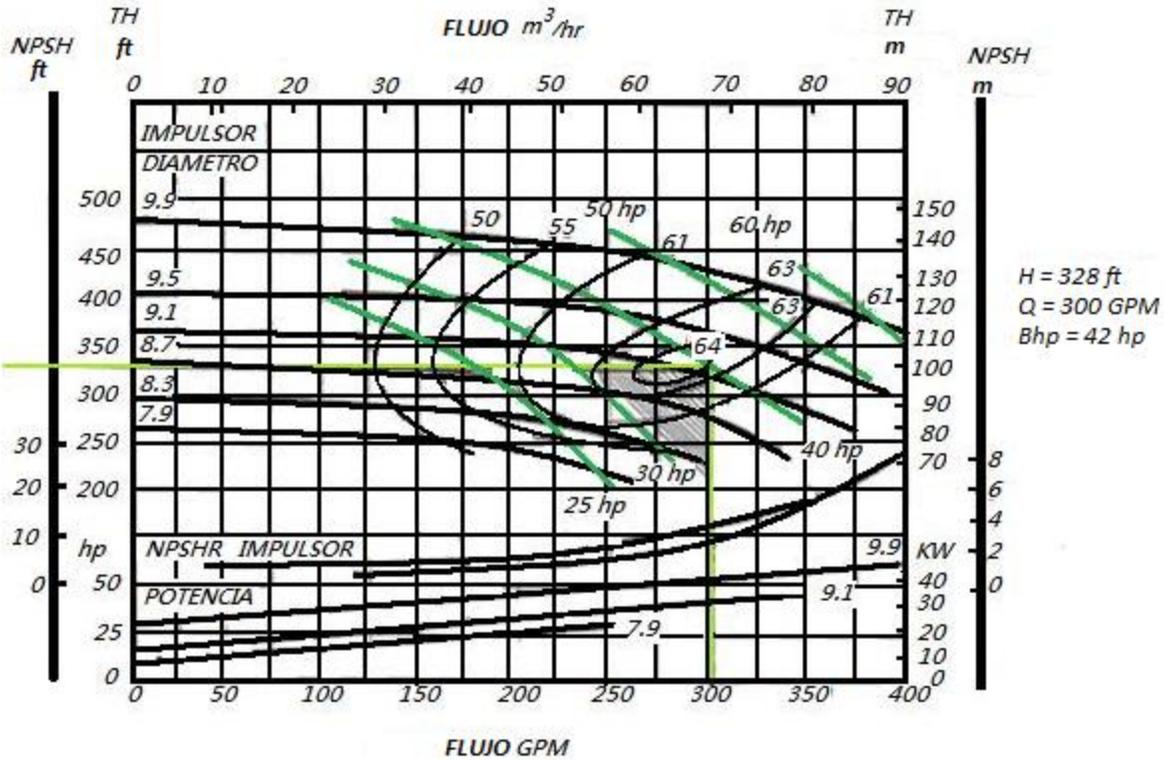


Figura 2.10. Curvas de operación de la bomba de 40 hp de potencia.

La figura 2.11 muestra las curvas de operación de la bomba de 25 hp de potencia esta tiene una capacidad para generar un flujo de 27.252 m³/h (120 GPM), con una carga estática de 91.44 m (300 ft). El impulsor con el que opera la bomba tiene un diámetro 8.75 plg.

La curva de potencia requerida por la bomba para generar el flujo para cierta carga estática es la curva que representa 20 hp. El área sombreada muestra el punto de operación de la bomba, la eficiencia con la que opera la bomba es de 48%. La carga neta positiva de succión requerida es de 4 m, la potencia generada por el impulsor es de 20 hp. La siguiente tabla muestra los datos más importantes de la bomba de 25 hp.

Tabla 2.4. Datos de la bomba de 25 hp de potencia.

DATOS DE LA BOMBA			
MODELO	TAMAÑO	RPM	DIÁMETRO DEL IMPULSOR
MTC 8196	1 ½ X 3 – 10 A50	3560	8.75 plg



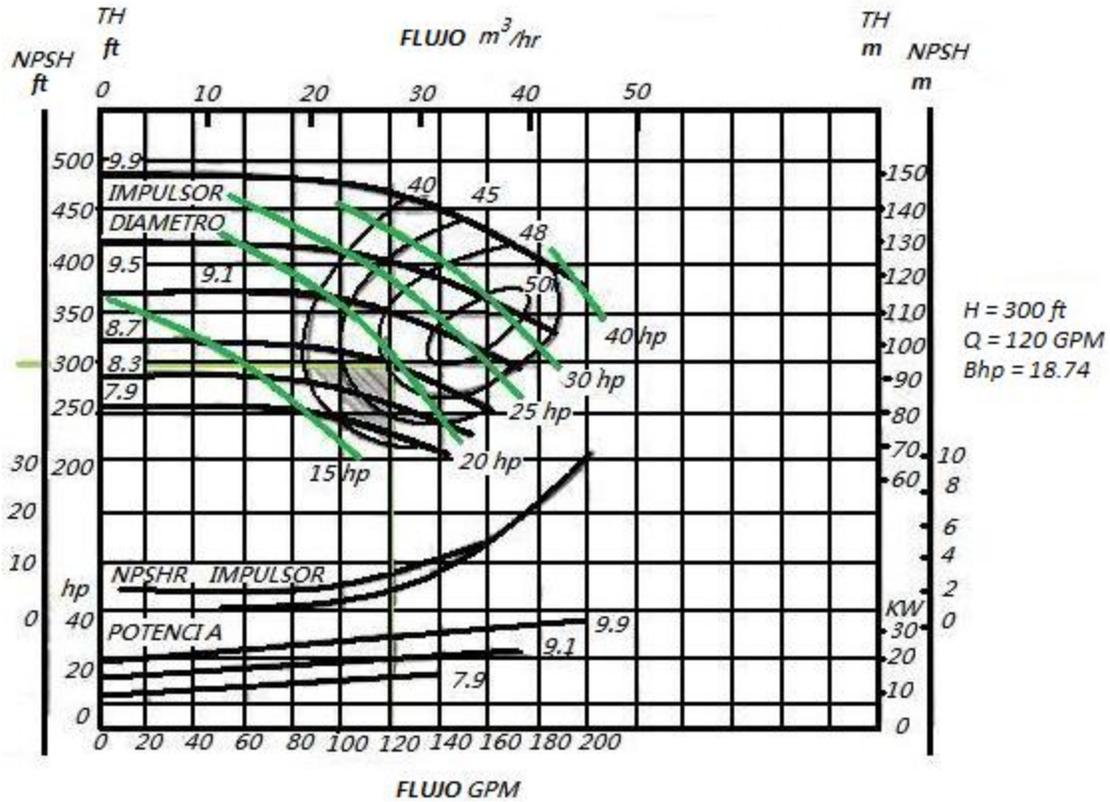


Figura 2.11. Curvas de operación de la bomba de 25 hp de potencia.

2.4 CABEZAL DE SUCCIÓN Y DESCARGA

El cabezal de succión tiene una longitud de 16 m. La conexión de la succión de cada bomba con el cabezal es mediante una válvula normalmente abierta, ya sea de compuerta o esférica conectada a un tubo cédula 80 de 3 plg de diámetro soldado en la parte central del cabezal de succión (figura 2.12).



Figura 2.12. Conexión entre cabezal de succión y bombas.



El cabezal de descarga tiene un diámetro de 10 plg y una longitud de 10.32 m. Aproximadamente a la mitad del cabezal se localizan las distribuciones del líquido, que van hacia los hospitales y el que es utilizado en la Central de Servicios. En el lado derecho del cabezal, se tiene una toma de 2 plg que conecta al tanque hidroneumático (figura 2.13).



Figura 2.13. Conexión de la descarga de las bombas y el cabezal de descarga.

En la descarga todas las bombas tienen colocadas dos válvulas de retención (check) figura 2.14, con el fin de evitar el retorno del fluido. El diámetro de la tubería de descarga es de 2 ½ plg, se conecta a un codo de 90° seguido de una válvula reguladora de presión, después se tiene una válvula de compuerta que une la descarga de la bomba con el cabezal.

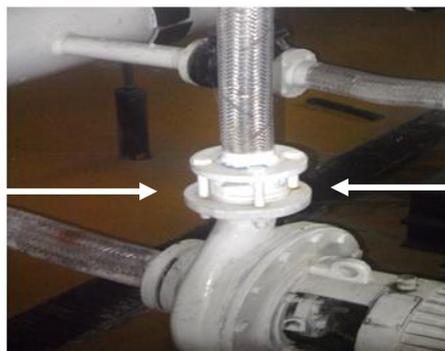


Figura 2.14. Válvula de retención colocada en la descarga.

En el codo de la tubería de descarga, se tienen puntos de prueba que sirven para realizar la lectura de la presión que se tiene en el cabezal de descarga, solo en una bomba se tiene esta medición.

La medición se efectúa con un manómetro Bourdon, marca Metron, intervalo de medición de 2 kg/cm^2 a 21 kg/cm^2 , este manómetro se conecta al punto de prueba por medio de un sifón de $\frac{1}{2}$ plg de diámetro conectado con una válvula de bloqueo, la presión que normalmente mide este manómetro es de 8 kg/cm^2 a 9 kg/cm^2 , las demás bombas tienen el punto de prueba cancelado. La conexión descrita se muestra en la figura 2.15.



Figura 2.15. Medición de presión en la descarga de la bomba-cabezal.

La distribución del líquido hacia los hospitales es independiente del equipo de la casa de máquinas. La descarga del cabezal es canalizada por medio de tres tuberías de diferentes diámetros, una de estas tuberías es de 8 plg de diámetro, cédula 80, esta sube 6 m con respecto al cabezal de descarga posteriormente realiza una trayectoria hasta llegar aproximadamente a la mitad de la longitud del techo de la casa de máquinas donde se tiene una bifurcación que distribuye el agua a las trincheras Norte y Sur que interconectan a la Central de Servicios con todos los Hospitales.

Las otras dos tuberías que salen del cabezal de descarga, suministran el líquido a los generadores de vapor, intercambiadores de calor y equipo de absorción que se encuentran instalados en la Central. Una cantidad de esta agua también se utiliza en la red sanitaria de la Central. En la figura 2.16 se muestran las tuberías que abastecen el agua en la Central y a los Hospitales.

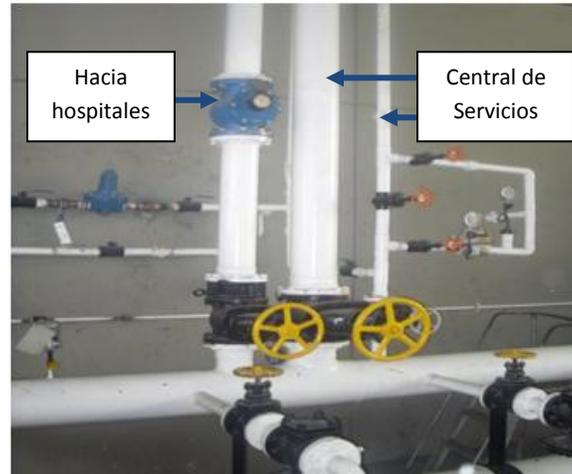


Figura 2.16. Red de distribución del líquido.

2.5 TANQUE HIDRONEUMÁTICO

La función principal del tanque hidroneumático es controlar un abastecimiento de agua a presión constante. En el cabezal de descarga existe una toma que suministra agua al tanque, que tiene un nivel máximo determinado, el compresor inyecta aire comprimido hasta llegar a la presión máxima del sistema. La presión máxima se detecta mediante un presostato conectado en la parte superior del tanque, el cual manda a desenergizar el motor del compresor.

En la línea de suministro de aire existe un filtro conectado a una válvula esférica conectada con dos válvulas check. Si se sobrepasa la presión máxima de trabajo, se tiene conectado al tanque una válvula de seguridad que regula la sobrepresión del tanque desfogando el aire a la atmósfera. Cuando existe una mayor demanda del líquido se reduce la cantidad de agua y la presión del aire dentro del tanque, si la presión del tanque se reduce a un valor de 6 kg/cm^2 el presostato energiza el motor del compresor.

La presión del tanque es medida mediante un manómetro tipo Bourdon con un intervalo de medición de 0 kg/cm^2 a 14 kg/cm^2 conectado directamente al tanque como se muestra en la figura 2.17. El tanque tiene una toma que conecta a otro manómetro instalado en el tablero conectado con un transmisor de presión el cual activa una alarma por presión baja. Cuando el nivel de agua en el tanque es adecuado para que opere el sistema pero existe baja presión, el presostato cierra el contacto que tiene internamente para energizar el compresor hasta alcanzar la

presión de 8 kg/cm^2 . La figura 2.18 muestra la conexión y ubicación de todos los elementos del sistema de bombeo mencionados.



Figura 2.17. Tanque hidroneumático instrumentado.

2.6 CONTROL ACTUAL DEL SISTEMA DE BOMBEO

La presión en el sistema de bombeo debe mantenerse a $8 \text{ kg/cm}^2 \pm 1 \text{ kg/cm}^2$, para cubrir la demanda del líquido en los hospitales y maquinaria de la Central de Servicios. Para mantener el flujo requerido por el sistema no es necesario energizar los motores de las siete bombas, ya que con mantener energizada únicamente una de las bombas de 25 hp se obtiene el flujo que requiere el sistema. Cuando la presión disminuye a menos de 7 kg/cm^2 se activa una alarma que indica una presión baja, en ese momento se realiza de forma manual el arranque de la segunda bomba de menor capacidad, si la presión aun no llega a 8 kg/cm^2 con la segunda bomba en operación se pone en operación una bomba de 40 hp, si la presión continua baja se energizarán las bombas necesarias hasta llegar a la presión que requiere el sistema.

Una vez restablecida la presión, se desenergizan algunas de las bombas puestas en operación; esto se realiza en base al criterio y conocimiento que se tiene del sistema, parando una de las bombas de menor potencia y manteniendo dos de mayor potencia o realizar diversas combinaciones entre las bombas o dejar en operación las bombas que generalmente se encuentra energizadas dos de 25 hp.

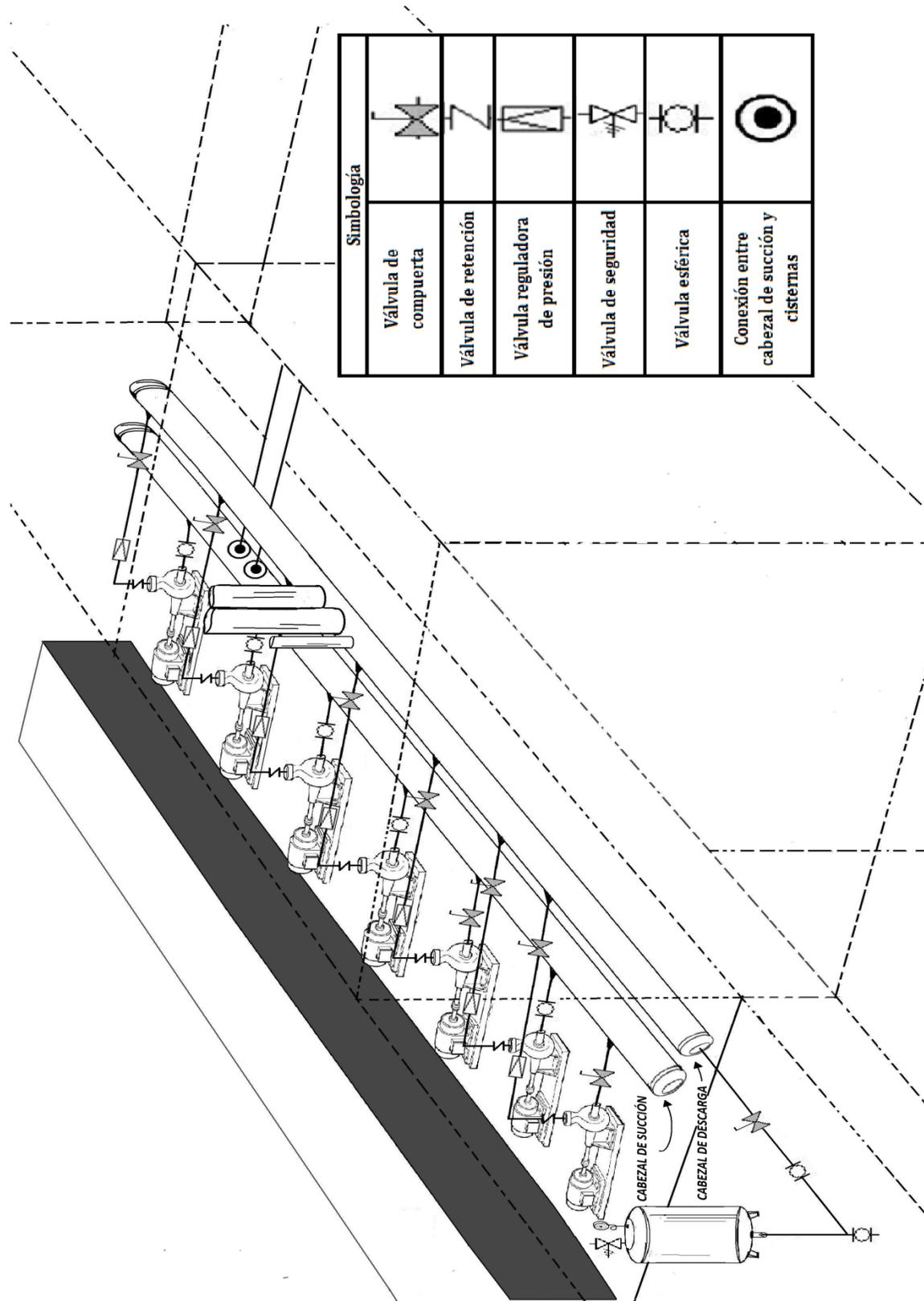


Figura 2.18. Isométrico del sistema de bombeo.

El número máximo de bombas que se han energizado para compensar la caída de presión han sido cuatro dos de 25 hp y dos de 40 hp. Por otro lado, si se restablece rápidamente la presión y se llega a una presión de 10 kg/cm^2 que es la presión máxima permitida por el hidroneumático, se desenergizan la mayor parte de las bombas puestas en operación, ya que es posible que la red hidráulica se dañe afectando todo el Centro Médico.

En el caso de que exista una presión alta, el sistema no cuenta con una alarma que indique este problema, por lo cual el riesgo es más alto para las instalaciones. Por lo anterior, el técnico encargado de controlar el sistema de bombeo debe permanecer frente al tablero de control observando cómo se va restableciendo la presión mediante la lectura del manómetro instalado en el tablero, para determinar que bombas debe desenergizar o alternar, debido a que no se tiene un paro automático.

Para evitar los problemas mencionados, la Central de Servicios adquirió relevadores y un PLC modular de la marca Allen Bradley. Se realizó la integración del PLC al control del sistema pero debido a la mala programación y configuración del mismo no se logró mejorar el control por lo que este sigue siendo manual. En la figura 2.19 se muestra el PLC y el tablero de control de las bombas.

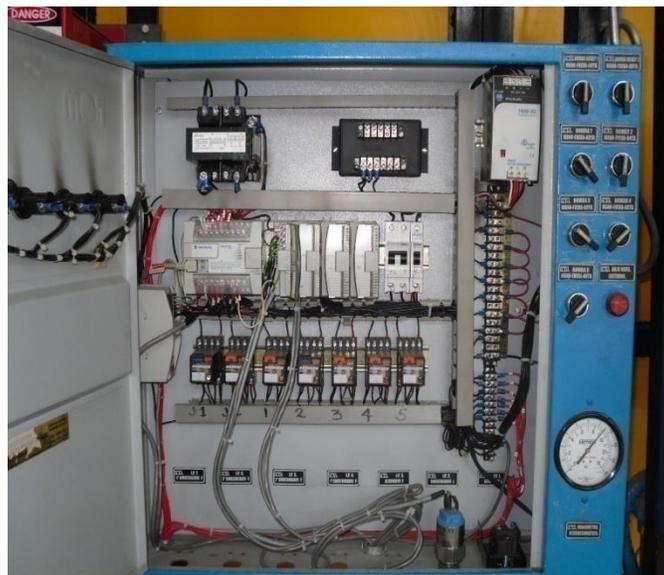


Figura 2.19. Tablero de control del sistema de bombeo.

El algoritmo de control que se pretendía utilizar al implementar el PLC se basaba en comparar la entrada (señal analógica que genera el transmisor de presión), con el punto de consigna (8 kg/cm^2), programado en el PLC para mandar energizar las salidas correspondientes que ponen en operación ciertas bombas. El transmisor del sistema de bombeo está conectado al manómetro del tablero, este recibe la señal de proceso que es la presión del tanque hidroneumático, el transmisor envía la señal de presión convertida a una señal analógica de 4 mA a 20 mA.

El transmisor es de la serie CERABAR T, marca Edress+Hauser, modelo PMC 131 (figura 2.20). La presión a medir deforma ligeramente el diafragma sensor, el equipo mide esta deformación que es proporcional a la presión medida, y emite una señal en la salida de 4 mA - 20 mA. El transmisor se conecta directamente en la tubería o recipiente donde se va a medir la presión (figura 2.21).

Algunas características del transmisor son:

Precisión de salida: $\pm 0.5\%$.

Límites de campo de medida: 0 bar a 100 m bar, 0 bar a 40 bar.

Temperatura de proceso: $-20 \text{ }^\circ\text{C}$ a $+100 \text{ }^\circ\text{C}$.

Exactitud: $\pm 0.25\%$.

Salida: 2 hilos a 4 mA –20 mA.

Tensión de alimentación 11 Vcd - 30 Vcd.

Tiempo de respuesta $T_{90} = 40 \text{ ms}$.

Protección IP 65 con conector. IP 68 con entrada de cable (5 m o 25 m).

Sobrepresión: 40 bar.

Diafragma: cerámica sin aceite de relleno.



Figura 2.20. Transmisor de presión CERABAR T PMC 131.

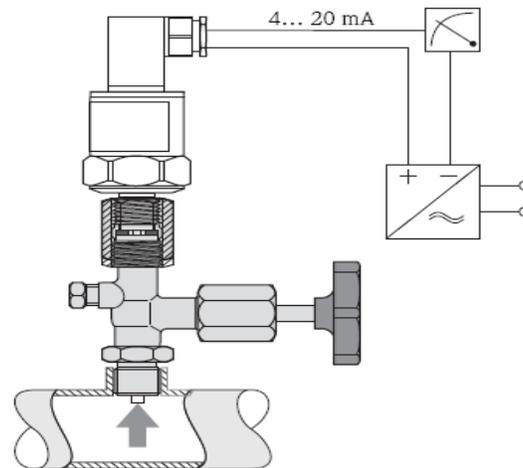


Figura 2.21. Ejemplo de conexión del transmisor de presión.

El intervalo de operación del transmisor es de 0 bar a 10 bar. La conexión del transmisor (figura 2.20) y el indicador de presión con respecto al tanque hidroneumático, se muestran en la figura 2.22.

Las principales desventajas que presenta el sistema de control actual son:

- Se requiere de un técnico para realizar el control del sistema de bombeo.
- Es necesario que los técnicos esté pendientes a la activación de las alarmas para poder regular la presión según la demanda.
- Se corre el riesgo de que se sobrepase la presión máxima y mínima de operación del sistema al no existir un paro de emergencia.
- El no tener habilitado los puntos de prueba en la descarga de cada bomba con un manómetro no permite:
 - Conocer realmente la presión que genera la bomba.
 - Determinar si no existe un problema mecánico con la bomba.
 - Saber si la válvula de retención en la descarga aún funciona.
- El conectar en paralelo dos bombas de diferentes capacidades no mantiene constante la presión.
- El tener operando los motores de las bombas a tensión plena genera un alto consumo de energía eléctrica.

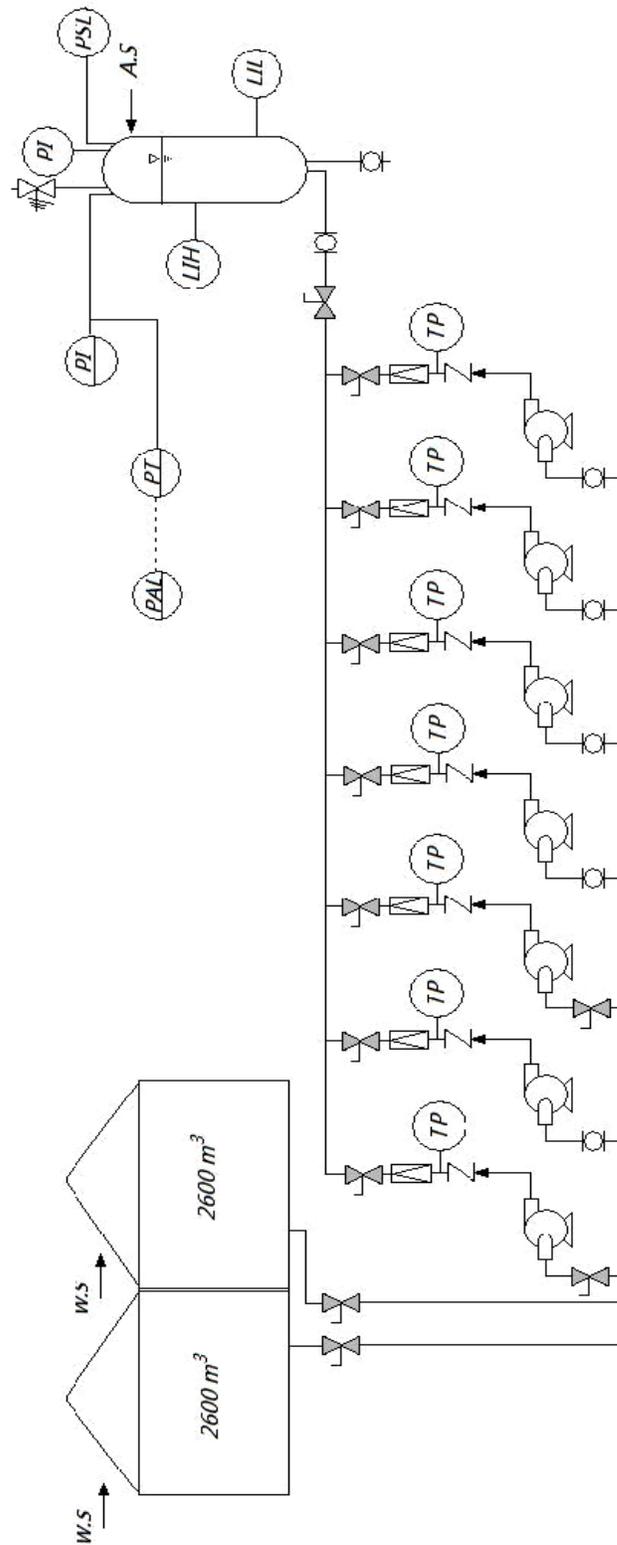


Figura 2.22. Diagrama de tubería e instrumentación del sistema de bombeo.

CAPÍTULO 3

PROPUESTA DEL SISTEMA DE CONTROL

3.1 CÁLCULO DE LA CURVA DEL SISTEMA

Las bombas del sistema de bombeo tienen el nivel de succión por encima del centro de las mismas. La carga estática total del sistema es la diferencia de elevación entre los niveles de succión y descarga del líquido. La figura 3.1 muestra la elevación real en la succión y descarga del sistema de bombeo.

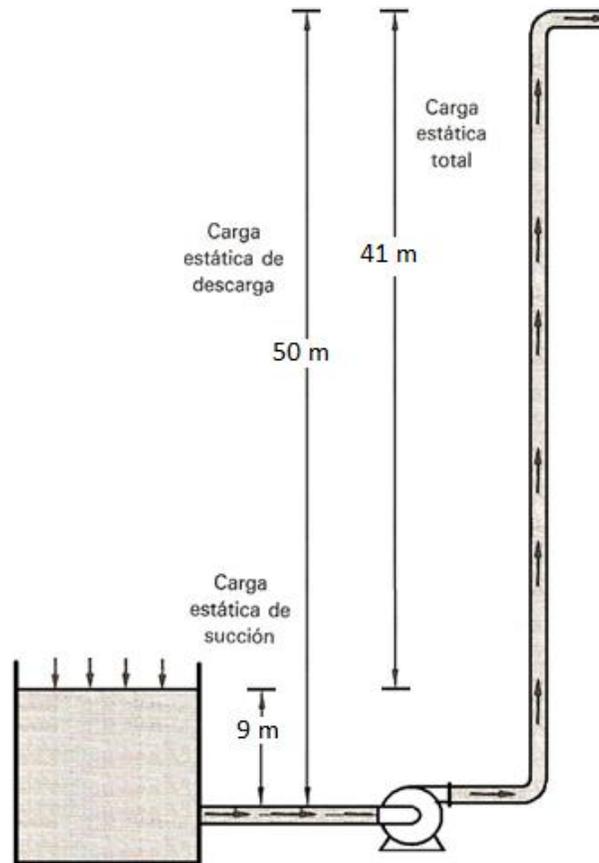


Figura 3.1. Carga estática del sistema.

Para conocer el punto de operación del sistema de bombeo, se debe tener la curva de operación de la bomba para obtener la curva de carga del sistema. La carga del sistema muestra la relación existente entre pérdidas de presión y el flujo que requiere el sistema, en este caso no se cuenta con la curva del sistema, por tanto es necesario generar dicha curva. Por lo que se requiere calcular la carga estática total de sistema (ecuación 1.1).



Para un flujo de $0.01880 \text{ m}^3/\text{s}$ (300 GPM):

$$H_D = 50 \text{ m.}$$

$$H_S = 9 \text{ m.}$$

$$P_D = 833,561 \text{ Pa.}$$

$$\gamma = 9810 \text{ N/m}^3.$$

$$P_S = ? \text{ Pa}$$

La presión en la succión es un dato que no se conoce, ya que el sistema no tiene instalado un manómetro en la succión de la bomba, para calcular esta presión se requiere conocer las pérdidas de carga en la tubería. Para el cálculo de las pérdidas, se calcula la velocidad del flujo (ecuación 1.4). El diámetro de la tubería en la succión es de 3 plg (0.0762 m), el área de la tubería es de 0.00456 m^2 , para un flujo de $0.01880 \text{ m}^3/\text{s}$ la velocidad del fluido es de 4.12 m/s . El número de Reynolds (ecuación 1.3) para esta velocidad es:

$$Re = \frac{998.2 \text{ kg/m}^3 * 4.12 \text{ m/s} * 0.0762 \text{ m}}{1.003 \times 10^{-3} \text{ kg/m s}}$$

$$Re = 312,441.6$$

La tubería es de acero comercial, el valor de rugosidad para el acero comercial es ($\varepsilon = 0.046 \text{ mm}$), por lo que rugosidad relativa es:

$$\varepsilon_r = \frac{0.046 \text{ mm}}{76.2 \text{ mm}} = 0.00060$$

El factor de fricción es de 0.017. Para conocer la pérdida de presión en la tubería (ecuación 1.2) se toma en consideración la distancia que se tiene del cabezal a la succión de la bomba, 0.5 m .

$$h_l = \frac{0.017 * 0.5 \text{ m} * (4.12 \text{ m/s})^2}{2(0.00762 \text{ m}) * 9.81 \text{ m/s}^2}$$

$$h_l = 0.965 \text{ m}$$





La sección de tubería en la succión de la bomba únicamente cuenta con una válvula esférica totalmente abierta, la pérdida en una válvula esférica está dada por la siguiente ecuación[21]:

$$k = 3f_t$$

Para este caso el valor de la constante de pérdida en el accesorio es $k = 0.051$. La pérdida de carga en el accesorio es:

$$h_A = \frac{0.051 * (4.12 \text{ m/s})^2}{2(9.81 \text{ m/s}^2)} = 0.044 \text{ m}$$

La presión en la succión se determina utilizándola ecuación general de la energía por lo que la presión es de:

$$P_s = 9 \text{ m} - \frac{(4.12 \text{ m/s})^2}{2 * (9.81 \text{ m/s}^2)} - 0.965 \text{ m} - 0.044 \text{ m}$$

$$P_s = 6 \text{ mca}$$

$$P_s = 58 \ 836 \text{ Pa}$$

Ahora bien conociendo la presión a la succión se retoma el cálculo de la carga estática total:

$$H_T = 41 \text{ m} + \frac{833 \ 561 \text{ Pa} - 58 \ 836 \text{ Pa}}{9 \ 810 \text{ N/m}^3}$$

La carga estática total será de 119.97 m.

Cálculo de la carga dinámica total

Para $Q = 0.01880 \text{ m}^3/\text{s}$ en una tubería con un diámetro de 8 plg;

$$v = 0.58 \text{ m/s} \quad R_e = 117233.36$$





La rugosidad relativa para una tubería de 8 plg de diámetro es de:

$$\varepsilon_r = \frac{0.046 \text{ mm}}{203.2 \text{ mm}} = 0.00023$$

El factor de fricción es: 0.014.

Conociendo este valor se obtiene la pérdida de presión en la tubería, para este cálculo se debe conocer la distancia que se tiene de la descarga de la bomba hasta el punto donde se desea llevar el líquido, el valor de esta distancia es de 830 m, la determinación de la distancia está en base a la figura 3.2.

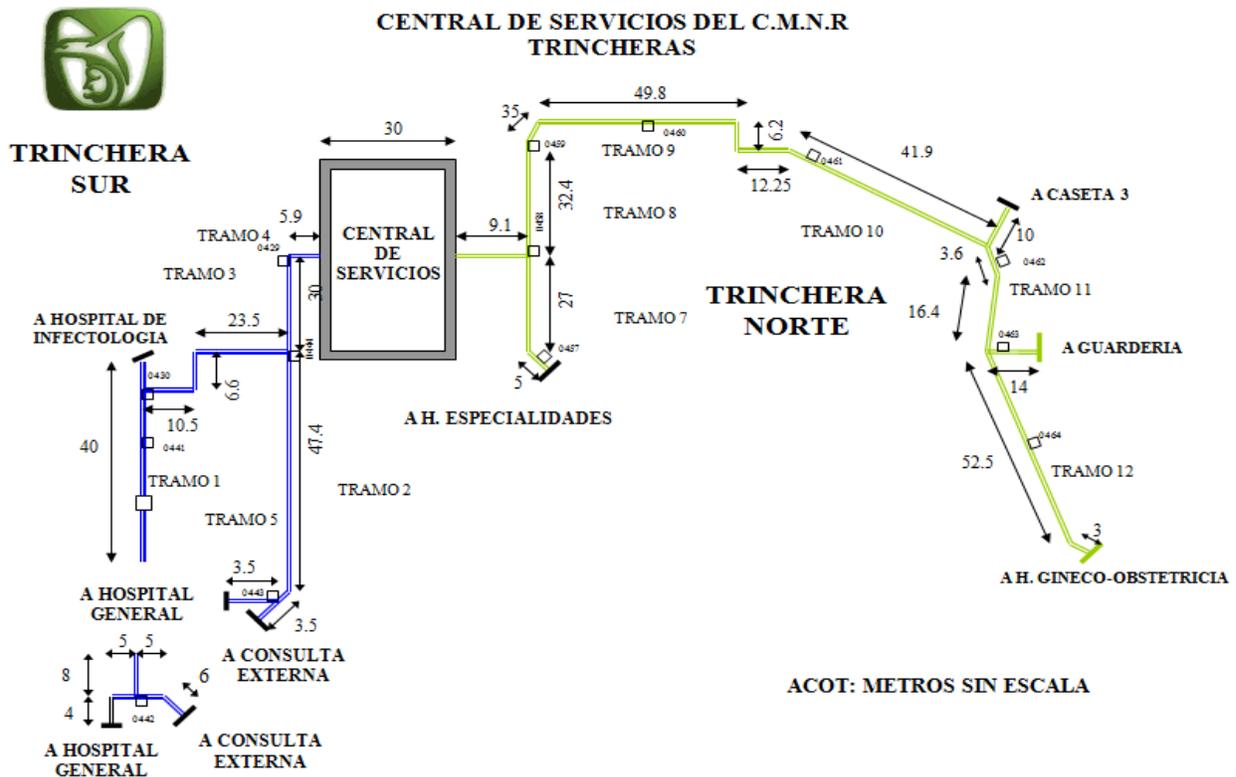


Figura 3.2. Longitudes de las trincheras de la central de servicios.

Para determinar el valor de la distancia de descarga de las bombas, se consideraron las longitudes de las trincheras, las alturas de los hospitales y la distancia del piso de las trincheras con respecto a la altura del techo de la Central de Servicios.





$$h_l = \frac{0.014 * 830 \text{ m} * (0.58 \text{ m/s})^2}{2(0.2032 \text{ m}) * 9.81 \text{ m/s}^2} = 0.98 \text{ m}$$

Para proseguir con el cálculo de la pérdida de carga por fricción, se realizó un inventario de los accesorios que se tienen en la tubería, los accesorios de la tubería se muestran en la tabla 3.1.

Tabla 3.1. Accesorios de la tubería.

Accesorio	Cantidad
Codos de 90°	40
Codos de 45°	25
Válvula de compuerta (completamente abierta)	30
Válvula check	26
Válvula esférica (completamente abierta)	10
T	8
Reducción	2(10 plg - 8 plg) 2(8 plg - 6 plg) 1(3 plg - 2 ½ plg) 1(2 plg - 1 ½ plg)
Expansión	1(6 plg - 8 plg)

Las pérdidas de carga en los accesorios del sistema hidráulico se muestran a continuación:

Pérdidas de carga en los codos de 90°:

$$h_A = \frac{40(50 * 0.014) * (0.58 \text{ m/s})^2}{2(9.81 \text{ m/s}^2)} = 0.48 \text{ m}$$

Pérdidas de carga en los codos de 45°:

$$h_A = \frac{25(16 * 0.014) * (0.58 \text{ m/s})^2}{2(9.81 \text{ m/s}^2)} = 0.096 \text{ m}$$



Pérdidas de carga en las válvulas de compuerta:

$$h_A = \frac{30(8 * 0.014) * (0.58 \text{ m/s})^2}{2(9.81 \text{ m/s}^2)} = 0.057 \text{ m}$$

Pérdidas de carga en las válvulas check:

$$h_A = \frac{26(100 * 0.014) * (0.58 \text{ m/s})^2}{2(9.81 \text{ m/s}^2)} = 0.62 \text{ m}$$

Pérdidas de carga en las válvulas esféricas:

$$h_A = \frac{10(3 * 0.014) * (0.58 \text{ m/s})^2}{2(9.81 \text{ m/s}^2)} = 0.007 \text{ m}$$

Pérdidas de carga en las T:

$$h_A = \frac{8(60 * 0.014) * (0.58 \text{ m/s})^2}{2(9.81 \text{ m/s}^2)} = 0.11 \text{ m}$$

Para el cálculo de las pérdidas en las reducciones se tomó en cuenta el tipo de reducción, en este caso son de tipo contracción gradual (figura 3.3).

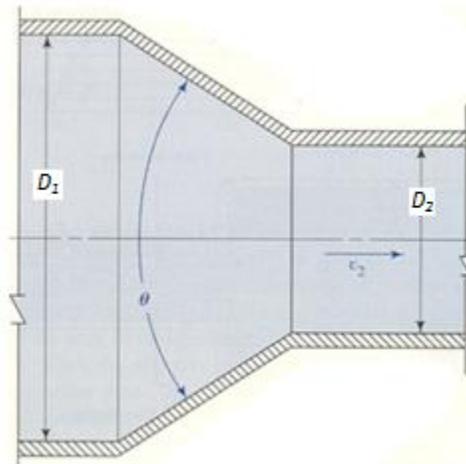


Figura 3.3. Reducción gradual [18].

Para obtener el valor del coeficiente de resistencia (k), es necesario conocer la relación de los diámetros y el ángulo al cual se da la reducción, posteriormente se ubican estos valores en la gráfica de la figura 3.4, para obtener el valor de k .

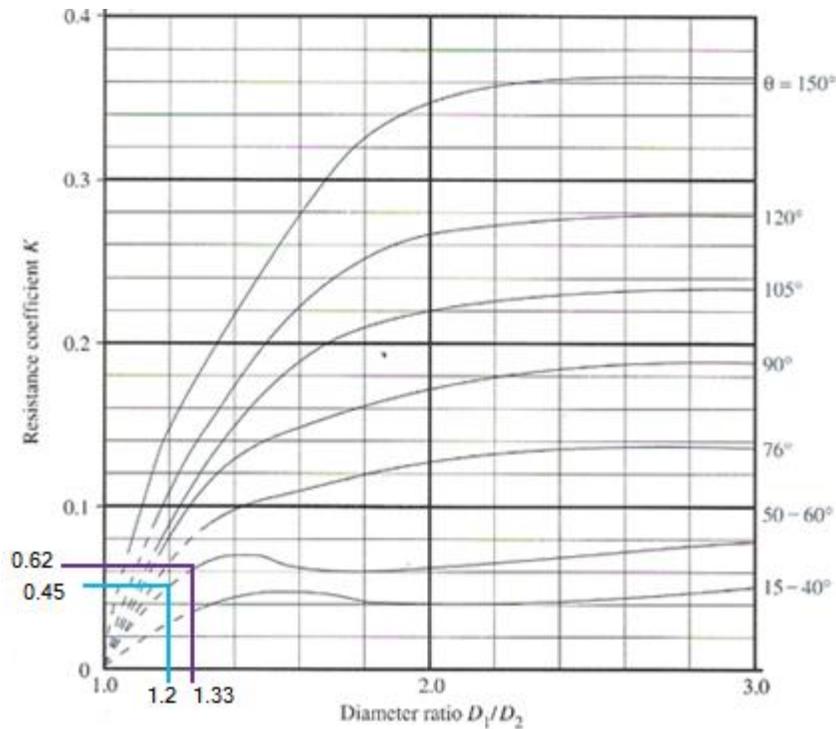


Figura 3.4. Valores de k para las reducciones graduales [18].

Pérdidas de carga en las reducciones

Para una reducción (10 plg a 8 plg) con una relación de diámetros de 1.25 y un ángulo de 60° , el coeficiente de resistencia es $k = 0.065$ de la figura 3.4, por tanto la pérdida de carga es de:

$$h_A = \frac{2(0.065) * (0.58 \text{ m/s})^2}{2(9.81 \text{ m/s}^2)} = 0.002 \text{ m}$$

Reducción (8 plg a 6 plg, 60°); $8/6 = 1.333$

$$h_A = 0.002 \text{ m}$$

Reducción (3 plg a 2 1/2 plg, 60°); $3/2.5 = 1.2$

$$h_A = 0.0008 \text{ m}$$



Reducción (2 plg a 1 ½ plg, 60°); $2/1.5 = 1.333$

$$h_A = 0.002 m$$

Las pérdidas por expansión de tubería se obtienen conociendo el valor de k (tabla 3.2) que está en función de los diámetros y el ángulo que se forma al realizar la expansión.

Tabla 3.2. Coeficiente de resistencia (expansión gradual) [14].

D_2/D_1	Angulo del cono, θ en grados											
	2	6	10	15	20	25	30	35	40	45	50	60
1.1	0.01	0.01	0.03	0.05	0.10	0.13	0.16	0.18	0.19	0.20	0.21	0.23
1.2	0.02	0.02	0.04	0.09	0.16	0.21	0.25	0.29	0.31	0.33	0.35	0.37
1.4	0.02	0.03	0.06	0.12	0.23	0.30	0.36	0.41	0.44	0.47	0.50	0.53
1.6	0.03	0.04	0.07	0.14	0.26	0.35	0.42	0.47	0.51	0.54	0.57	0.61
1.8	0.03	0.04	0.07	0.15	0.28	0.37	0.44	0.50	0.54	0.58	0.61	0.65
2.0	0.03	0.04	0.07	0.16	0.29	0.38	0.46	0.52	0.56	0.60	0.63	0.68
2.5	0.03	0.04	0.08	0.16	0.30	0.39	0.48	0.54	0.58	0.62	0.65	0.70
3.0	0.03	0.04	0.08	0.16	0.31	0.40	0.48	0.55	0.59	0.63	0.66	0.71
∞	0.03	0.05	0.08	0.16	0.31	0.40	0.49	0.56	0.60	0.64	0.67	0.72

La figura 3.5 muestra de forma gráfica como se realiza una expansión gradual en la tubería.

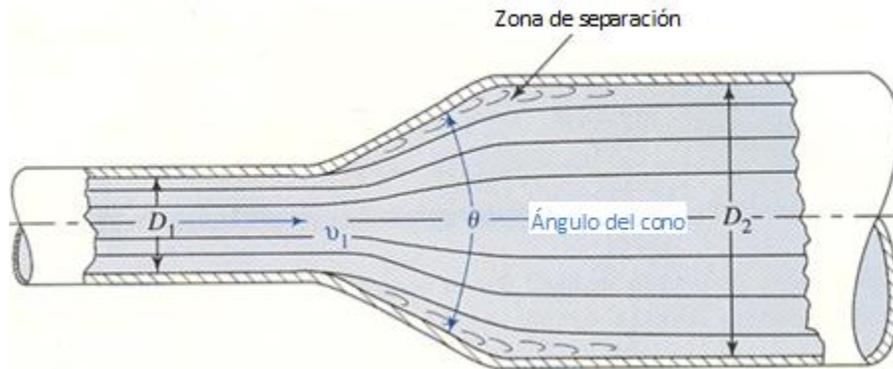


Figura 3.5. Expansión gradual [14].

La expansión que se tiene en la tubería tiene una relación de diámetros de 1.33 con un ángulo de 30°, para conocer el valor de k se hace uso de la gráfica de la figura 3.6.

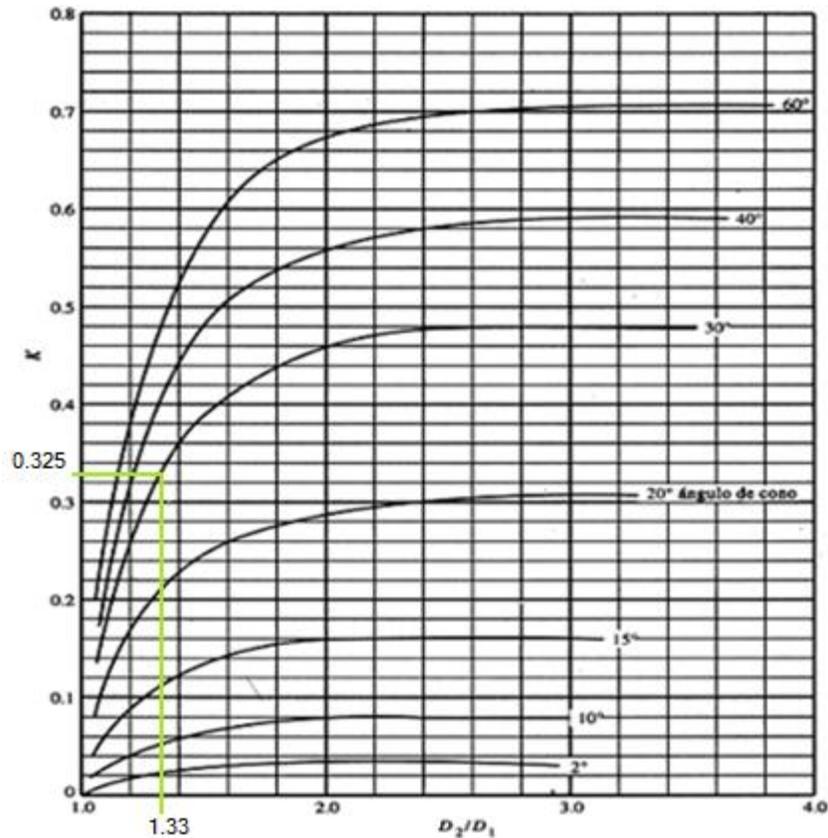


Figura 3.6. Valores de k para las expansiones [14].

La expansión de la tubería es de 6 a 8 plg por tanto tiene una relación en diámetros de 1.33, la figura 3.6 muestra el valor de K para dicha relación de diámetros.

$$h_A = 0.005 \text{ m}$$

La pérdida total en los accesorios, $h_{AT} = 1.387 \text{ m}$, para un flujo de $0.01880 \text{ m}^3/\text{s}$.

$$h_f = 0.98 + 1.387 = 2.347 \text{ m}$$

En la figura 3.7 se muestran la curva del sistema generada para para un flujo con valor de cero solo existe carga estática. La curva de carga del sistema varía de acuerdo a la demanda del líquido, para casos prácticos se generó la curva del sistema en base al flujo máximo generado por una bomba de 40 hp.



En la figura 3.7 se muestran las pérdidas generadas por la fricción del sistema, estas pérdidas varían de acuerdo al flujo requerido, la curva modifica su pendiente en base a las pérdidas de fricción obteniendo así los flujos requeridos por el sistema.

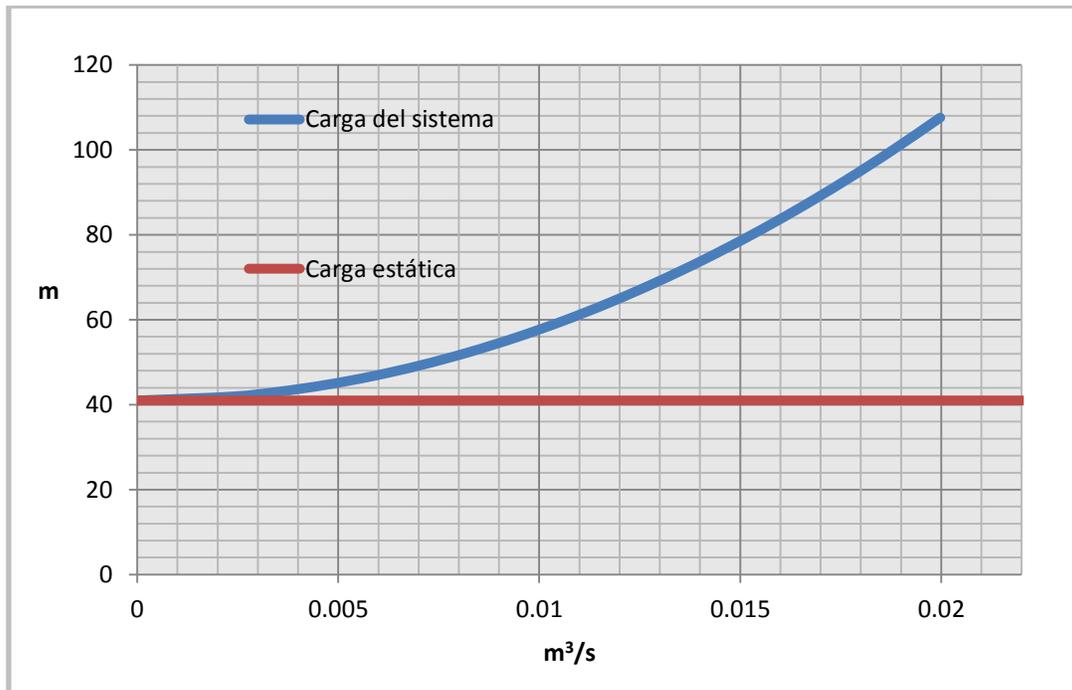


Figura 3.7. Curva del sistema en función del flujo requerido.

3.2 DIAGNÓSTICO DE DEL SISTEMA DE BOMBEO

La implementación de un variador de frecuencia debe considerar también el motor eléctrico, debido a que no todos los motores pueden operar con un variador de frecuencia, ya que existen motores en los que el tipo de aislamiento del devanado del estator no resiste los incrementos de temperatura que se generan durante la variación de la velocidad. Como el variador genera pulsos para semejar una onda senoidal se genera un incremento de temperatura en el devanado del estator.

De la placa de datos de uno de los motores de 40 hp que se tienen instalados, se obtuvo la siguiente información; tensión de alimentación 220 V/440 V, la eficiencia de operación del motor es de 88.5%, el tipo de aislamiento es de clase F, un factor de servicio de 1.15, 2 polos. La placa no tiene gravada la leyenda para



usar el motor con un variador de frecuencia, el motor no es autoventilado y tiene una antigüedad aproximada de 13 años estos aspectos se consideraron para tomar la decisión de no utilizar los motores existentes. Su empleo sería perjudicial para el sistema, porque se corre el riesgo de que el motor se dañe al operar con un variador de frecuencia.

Implementar un variador de frecuencia en un motor inadecuado reducirá la vida útil del motor, hoy en día los fabricantes de motores producen motores de eficiencia alta diseñados para operar con variadores de frecuencia. Para identificar que el motor que se desea controlar por medio de un variador de frecuencia es adecuado basta con identificar la leyenda INVERTER DUTY MOTOR, esta leyenda asegura que el diseño y fabricación del motor son los adecuados para operar en conjunto con un variador de frecuencia.

Los motores de 40 hp con los que cuenta el sistema de bombeo actualmente son inadecuados debido a su antigüedad y no cumplen con los requerimientos necesarios para implementar un variador de frecuencia, a diferencia de los dos motores de 25 hp, por tanto se propone reemplazarlos por motores nuevos para asegurar el funcionamiento correcto del sistema, se propone utilizar motores de alta eficiencia, considerada en un intervalo de 90% a 92% para reducir el consumo de energía y ser motores que tengan las características adecuadas para operar con los variadores.

3.3 SELECCIÓN DEL MOTOR

La selección del motor propuesto se realizó en base a los requerimientos necesarios para implementar variadores de frecuencia, se consideró la eficiencia con que opera, el tipo de aislamiento con el que cuenta, se seleccionó la marca US Motors, porque es uno de los principales fabricantes que desarrolla y diseña motores enfocados a aplicaciones específicas como de par variable. Además de que dan una garantía muy extensa en sus máquinas lo cual da la certeza de que el motor tendrá una gran vida útil si se le da la correcta aplicación y se tiene un plan de mantenimiento adecuado.

Para reemplazar los motores de 40 hp existentes se propone implementar el modelo de motor 841 Plus de la marca US Motors de 40 hp de potencia, el tipo de aislamiento en el devanado posee cable magnético resistente a los pulsos



generados por el variador de frecuencia, el motor opera con una eficiencia de 93.96%, ya que pertenece a la familia Premium Efficient Motors, la cual supera el intervalo de eficiencia considerado para la selección del motor, la tensión de alimentación 460 VCA con una corriente de 50 A, 2 polos, 3600 RPM, torque constante 5:1 En la figura 3.8 se muestra el motor seleccionado.



Figura 3.8. Motor 841 Plus [9].

3.4 SELECCIÓN DEL VARIADOR DE FRECUENCIA

La selección del variador de frecuencia para las bombas que conforman el sistema hidráulico del Centro Médico se consideraron los siguientes aspectos:

- Tipo de carga; par variable.
- Tipo de motores; de inducción rotor jaula de ardilla.
- Intervalo de operación; 30 Hz a 60 Hz.
- Consideraciones de la red; fluctuaciones de tensión, factor de potencia, armónicos y corriente de línea disponible.
- Condiciones ambientales; temperatura ambiente, humedad, tipo de gabinete y ventilación.

Considerando los aspectos anteriormente mencionados el variador seleccionado es de marca Control Techniques, Modelo Commander SK de la línea Emerson que

incluye una unidad de alimentación activa y un filtro de línea para armónicos reducida integrada.

Configurado en fábrica en modo V/Hz y también puede ser operado en modo Vectorial Lazo Abierto, disponible en potencia hasta de 200 hp para tensiones de 115 V, 230 V, 460 V, 575 V y 690 V. Las opciones de comunicaciones de campo que posee minimizan la implementación de módulos externos de entradas y salidas. La figura 3.9 muestra la estructura física y los bornes de conexión del variador seleccionado.

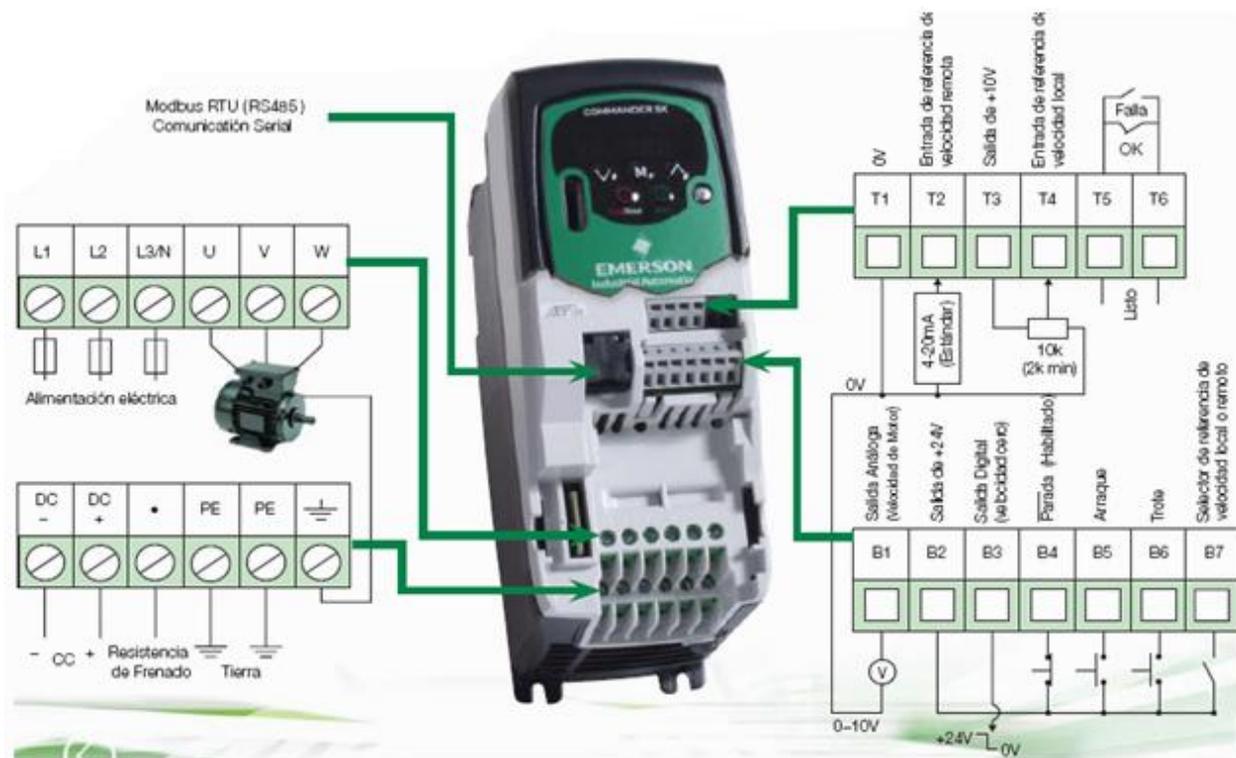


Figura 3.9. Bornes de conexión del variador seleccionado [6].

Las características técnicas principales del variador seleccionado son; sobrecarga máxima de 150% de corriente por 60 s, manejo térmico inteligente que optimiza la frecuencia de conmutación, entradas y salidas analógicas y digitales configurables, acceso a todos los parámetros del variador a través del teclado y monitor frontal, ocho velocidades preestablecidas. EL grado de protección del chasis abierto es IP20, resiste una humedad máxima de 95% (sin condensación), cumple con el estándar de emisiones electromagnéticas mediante el uso de filtro. Puede ser utilizado en diferentes modos de control como son control de vector a



lazo abierto, control de velocidad o par, manejo cuadrático del motor en modo V/Hz para optimización en aplicaciones de ventilación y bombeo.

Las entradas de referencia con las que cuenta el variador se encuentran entre los siguientes intervalos; 0 V cd a 10 V cd, 4 mA a 20 mA, el variador puede comunicarse de forma serial tipo Modbus RTU RS485 vía RJ45 con velocidades de transmisión de 4800, 9600, 19200 o 38400 bits por segundo. Tiene protección contra sobretensión de alimentación, pérdida de fase y sobrecarga. En la tabla 3.3 se muestran las características del variador seleccionado para los motores de 40 hp.

Tabla 3.3. Características del variador seleccionado.

380 / 480 VAC ±10% 3Ø	110% de Sobrecarga			
	Número de Modelo	Motor Power (HP)	Corriente Máxima Continua (A)	Salida Típica (kW)
	SK3401	25	35	18.5
	SK3402	30	43	22
	SK3403	40	56	30

110% de Sobrecarga	Para aplicaciones con motores auto-ventilados que requieren baja capacidad de sobrecarga (ejemplo, ventilación y bombeo)
---------------------------	--

Para realizar la conexión del variador de frecuencia es recomendado, por el fabricante desarrollar una conexión eléctrica con los siguientes elementos:

1. Fusible de línea (63 A clase G o de 60 A clase j).
2. Interruptor termomagnético (65 A para una tensión de 460 V a 60 Hz).
3. Reactor de línea con una inductancia de 0.7 mH, esta inductancia permite no introducir caídas de tensión, suprime los picos por tanto reduce el contenido de armónicos.
4. Filtro EMC (reducción de interferencia electromagnética, integrado de acuerdo al modelo de variador de frecuencia).
5. Reactor de carga (cuando la distancia entre el variador de frecuencia y el motor es mayor a 100 m).



6. Resistencia de frenado (el valor mínimo recomendado para la resistencia es de 18Ω).
7. El tipo de cable recomendado por el fabricante para la conexión de línea con el variador y motor debe ser de calibre 4, tipo AWG, ya que este tipo de es menos susceptible a interferencias y tiene una menor resistencia.

La figura 3.10, muestra la conexión del variador de frecuencia con los elementos mencionados.

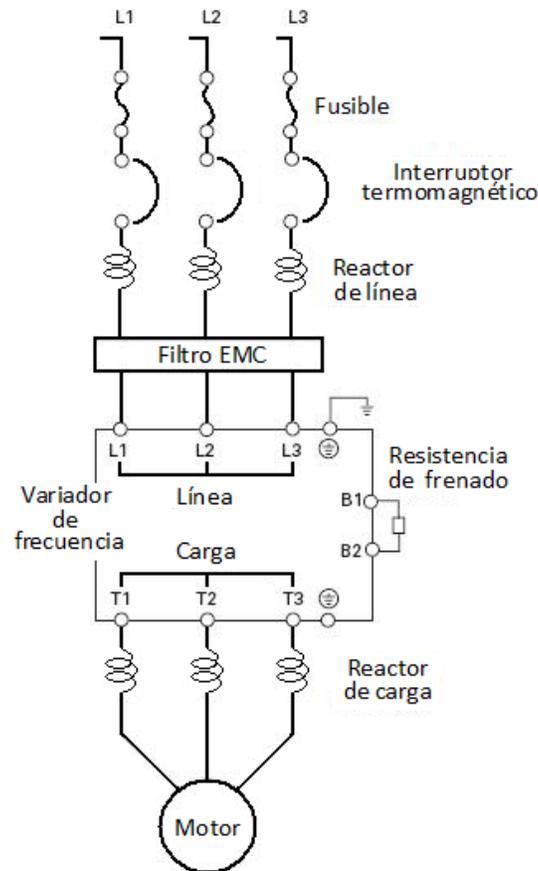


Figura 3.10. Conexión de un variador de frecuencia [6].

3.5 ACOPLAMIENTO DEL PLC EXISTENTE

El PLC con que cuenta el sistema de bombeo, es adecuado para el nuevo sistema de control que se propone, el PLC es un modelo Micrologix 1200 (1762-L24BWA) de la marca Allen-Bradley. A continuación se presentan algunas características por las que se considera prudente utilizar este PLC.



- Opciones de entradas y salidas con expansión hasta de 6 módulos.
- Opciones de comunicaciones avanzadas y redes Devicenet y Ethernet.
- Puerto de programación Interfaz del Hombre-Máquina.
- Seguridad de datos del programa (programar sin sobrescribir).
- Manejo de entradas y salidas analógicas y digitales.

En la tabla 3.4, se muestran la cantidad, tipo de entradas y salidas, del PLC existente.

Tabla 3.4. Número y tipo de entradas y salidas del PLC.

Familia de controladores		Entradas		Salidas	
		Cantidad	Tipo	Cantidad	Tipo
Controladores MicroLogix 1200:	1762-L24BWA	14	24 VCC	10	Relé
	1762-L24AWA	14	120 VCA	10	Relé
	1762-L24BXB	14	24 VCC	10	5 relé 5 FET

Para la implementación del nuevo control se deben utilizar entradas y salidas analógicas, ya que el transmisor de presión se conectará directamente al PLC para transmitir la señal de presión que será direccionada a las salidas también analógicas que se conectarán a la referencia de los variadores para realizar el ajuste en la frecuencia según se requiera. La tabla 3.5 muestra los intervalos de los datos analógicos que pueden configurarse en el PLC.

Tabla 3.5. Formato/ intervalo de entradas y salidas analógicas válidas.

INTERVALO DE OPERACIÓN NORMAL	INTERVALO A ESCALA TOTAL	DATOS SIN PROCESAR/ PROPORCIONALES
0 a 10 VCC	10.5 VCC	32760
	0.0 VCC	0
4 a 20 mA	21.0 mA	32760
	20.0 mA	31200
	4.0 mA	6240
	0.0 mA	0

Para realizar la conexión entre los variadores de frecuencia, el transmisor y el PLC es necesario agregar módulos de entradas y salidas analógicas. Los módulos de entradas analógicas propuestos son del modelo 1762-IF4, que poseen cuatro entradas ya sean de corriente o de tensión. Si se contempla que se requieren conectar los 7 motores de las bombas y el transmisor de presión, se requerirán 8





entradas, por tanto es necesario obtener 2 módulos del modelo 1762-IF4. La figura 3.11 muestra la estructura física del módulo de entradas analógicas.

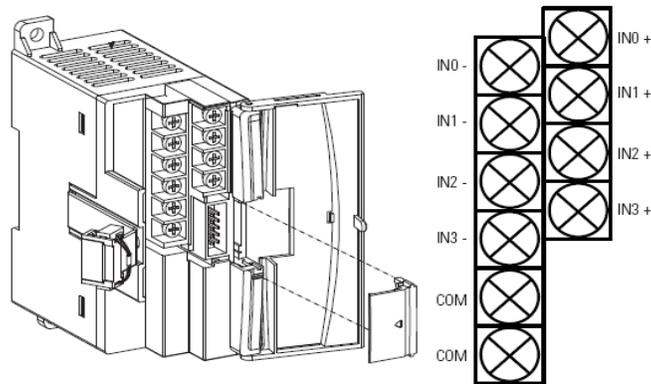


Figura 3.11. Módulo 1762-IF4 para entradas analógicas.

Para la implementación de las salidas analógicas que controlará el PLC, es necesario acoplar dos módulos de este tipo de salidas, por lo que se propone el modelo del módulo 1762-OF4 que al igual que el módulo de entradas posee cuatro salidas por módulo, como en el caso de las salidas será necesario utilizar dos módulos de salidas para realizar el control del sistema de bombeo. La figura 3.12 muestra la estructura física del módulo de salidas analógicas.

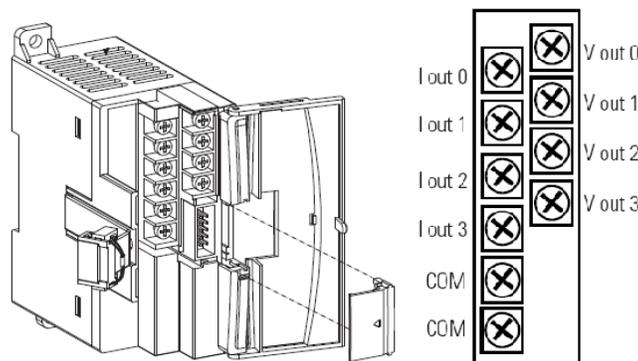


Figura 3.12. Módulo 1762-OF4 para salidas analógicas.

En la figura 3.13 se muestra físicamente como se realiza la expansión de las entradas y salidas del PLC.



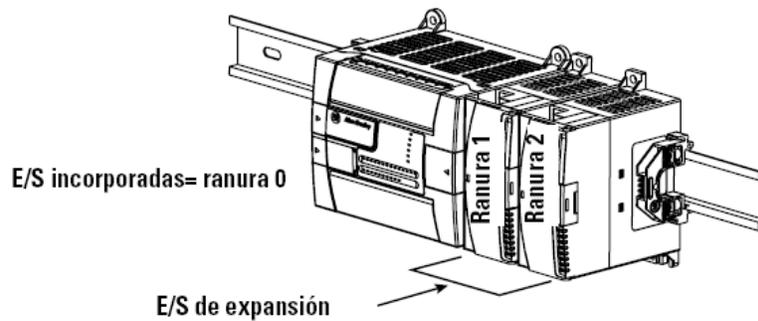


Figura 3.13. Expansión de las entradas y salidas del PLC.

En el tablero de control se agregara una luz piloto por cada motor a instalado, la cual servirá de señalización para indicar cuando exista una falla el motor quizá el motor no está conectado o fue retirado por mantenimiento o alguna reparación el tablero de control ya cuenta siete luces piloto las cuales indicaran el estado del motor es decir; en operación. Estas señalizaciones harán saber al técnico que realice la inspección del sistema, que cantidad de motores están operando o que motores presentan fallas para programar un plan de mantenimiento según sea el caso.

Se reutilizaran las perillas selectoras ya instaladas en el tablero (figura 3.14), para poder informar al PLC que motores se encuentran disponibles para operar y cuales se encuentran fuera de servicio, así como poder operar el sistema en modo manual por si llegara a existir alguna falla en el PLC.



Figura 3.14. Indicadores luminosos y perillas selectoras del tablero.



3.6 DESARROLLO DEL CONTROL

El control que se propone está basado en los cambios de presión que puede presentar el sistema de bombeo, para ello se delimitan puntos de operación del sistema en los cuales se realizan las acciones de control. El sistema se debe mantener el a una presión de $8 \text{ kg/cm}^2 \pm 1 \text{ kg/cm}^2$ independientemente de la demanda del líquido.

La figura 3.15 muestra los límites de presión permitidos, cuando el sistema de bombeo genere una presión de 9.5 kg/cm^2 se activará una alarma indicando que existe una presión alta, si la presión sigue aumentando y se llega a una presión de 10 kg/cm^2 se realizará el paro de las bombas necesarias para restablecer la presión respecto al punto de ajuste, si se excede esta se realizará una variación en la velocidad de las bombas correspondientes para reducir el flujo y la presión existente.

Si la presión baja a 6.5 kg/cm^2 se activará una alarma indicando que existe una presión baja, si la presión sigue descendiendo hasta llegar a 6 kg/cm^2 la alarma se mantendrá en ese momento el sistema energizará las bombas necesarias para incrementar el flujo y restablecer la presión, si al realizar esta acción la presión no aumenta será necesario realizar una inspección en el sistema hidráulico, para brindar mayor seguridad el sistema de control y las instalaciones se consideran dos condiciones críticas:

- No hay agua en las cisternas mediadoras/ Nivel bajo

El nivel de las cisternas no es el adecuado o las bombas mediadoras no estén operando de forma correcta.

- Exceso de presión

Al detectar un exceso de presión existirá un paro de emergencia, y la válvula de sobrepresión del tanque hidroneumático se abrirá.



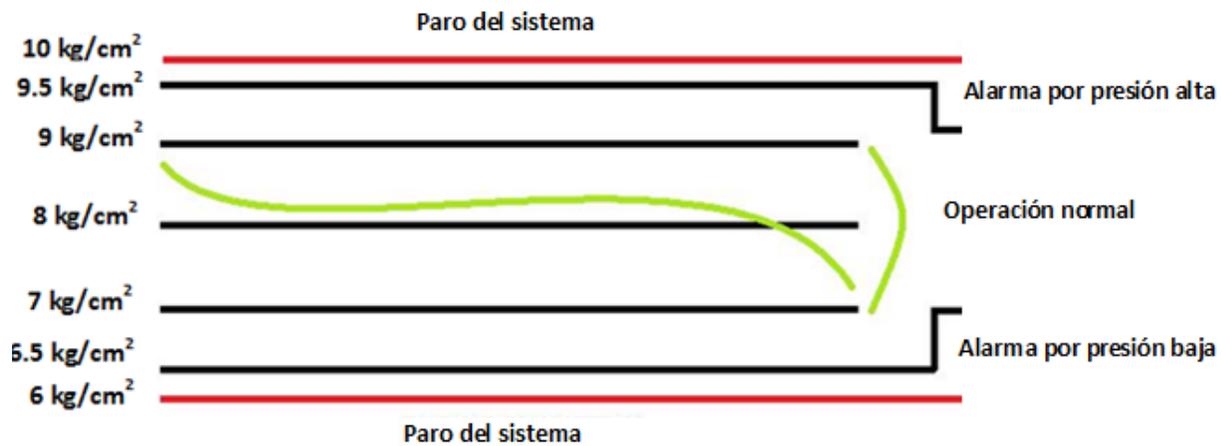


Figura 3.15. Parámetros operación del sistema.

Las acciones de control serán determinadas por el PLC en base a la señal que reciba del transmisor, una vez recibida la señal analógica del transmisor se realiza una interpolación del valor de la señal, posteriormente el PLC enviará dicha señal al variador correspondiente para realizar el control de la velocidad del motor mediante la variación de la frecuencia, aumentando o disminuyendo el flujo de agua en el cabezal de descarga según sea el caso, la instrucción que realiza la interpolación esta denominada como SCP dentro de la programación del PLC (figura 3.16).

—SCP	
Escalar con parámetros	
Entrada	I:1.0
	25728<
Entrada mín.	4000.0
	4000.0<
Entrada máx.	30000.0
	30000.0<
Escalado mín.	0.0
	0.0<
Escalado máx.	100.0
	100.0<
Salida	F8:0
	83.87692<

Figura 3.16. Instrucción para escalar parámetros.

El técnico deberá seleccionar en orden o aleatoriamente las bombas que operaran (como mínimo 4 bombas), quizá por cuestiones de mantenimiento o reparación no estarán disponibles una o varias bombas, esto es importante para que funcione el sistema, ya que el programa del PLC detectara el estado de la

perilla selectora (figura 3.17) para saber que bombas se encuentran disponibles y cuales están fuera para realizar las acciones de control correspondientes.

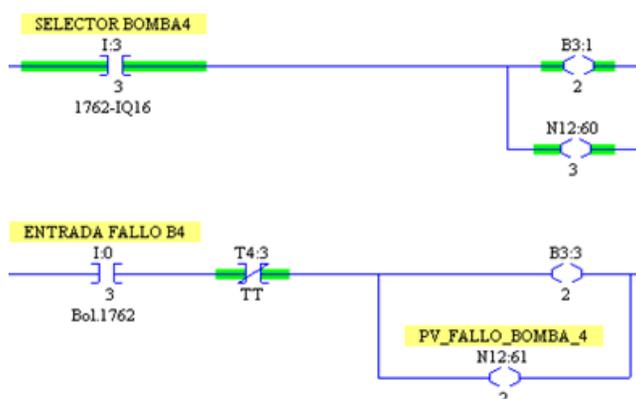


Figura 3.17. Selección de bomba e indicación de motor con falla.

En la tabla 3.6 se muestran los horarios en lo que existe una mayor demanda de agua, así como la cantidad de bombas que se ponen en operación. Para fines prácticos las bombas del sistema quedaran representadas por la siguiente nomenclatura:

- ✓ Bombas de 25 hp: B_J1 y B_J2.
- ✓ Bombas de 40 hp: B1, B2, B3, B4 y B5.

Tabla 3.6. Horarios de operación de las bombas.

Horario	Bombas en operación
7 a. m. a 9 a. m.	B3 y B _J 1
9 a.m. a 2 p. m.	B _J 1 y B _J 2
2 p. m. a 5 p. m.	B2 y B _J 2
5 p. m. a 8 p. m.	B _J 1 y B _J 2
8 p. m. a 10 p. m.	B1 y B _J 1
10 p. m. a 7 a. m.	B3

Para el desarrollo del lazo de control al inicio se contempló utilizar solo tres variadores de frecuencia para controlar las siete bombas. La implementación de variadores de frecuencia para controlar más de un motor requiere adicionar circuitos de control electromagnético para alternar el control entre los motores. El costo del variador se incrementa debido al aumento de capacidad de este ya

que tiene que controlar una mayor cantidad de motores, pero la principal razón de no implementar este tipo de variadores es que si el variador de frecuencia llega a fallar, no existiría un ahorro de energía porque se tendría una mayor cantidad de motores operando a valores nominales.

La mejor opción para controlar la presión será implementar un variador para cada bomba, esta es una opción muy redituable en cuanto al ahorro de energía eléctrica. Además es mucho más económico implementar variadores independientes para cada bomba en comparación a utilizar un variador de mayor capacidad que pueda controlar hasta tres motores. La figura 3.18 muestra la implementación de los siete variadores de frecuencia en el sistema de bombeo.

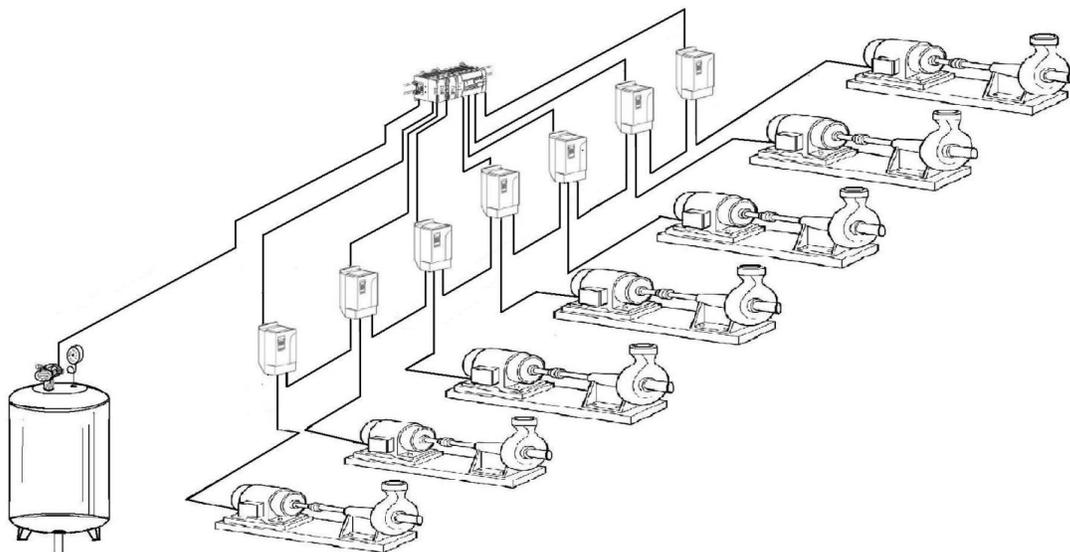


Figura 3.18. Conexión del control de presión mediante variadores de frecuencia.

El sistema de control realizará la rotación de las bombas que se encuentren disponibles cada 8 horas, con el fin de no mantener en trabajo continuo las mismas bombas, esto permitirá prolongar los tiempos de mantenimiento en cada bomba. Para realizar la rotación de las bombas se utilizaron temporizadores y comparadores en el programa del controlador (figura 3.19), esto asegura que el sistema de bombeo utilizara todas las bombas que el técnico haya seleccionado como disponibles.

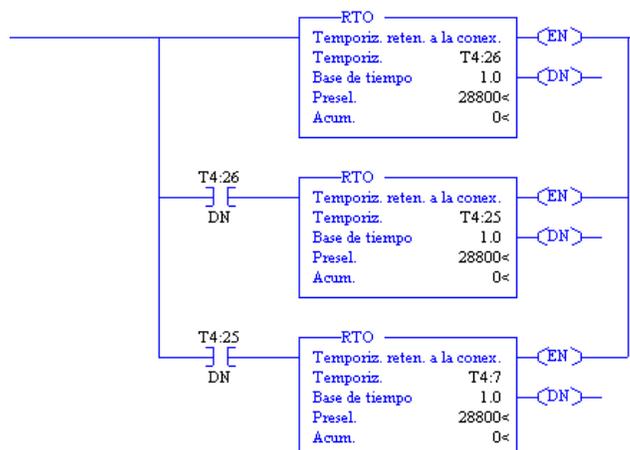


Figura 3.19. Conexión de temporizadores para rotación de bombas.

Para determinar el modo de controlar la velocidad de los motores es necesario retomar la información de las curvas de operación de las bombas instaladas. Estas muestran la capacidad de la bomba, la carga estática, la potencia entre otras características de las bombas.

El motor con capacidad de 25 hp tiene acoplada la bomba con los siguientes parámetros:

- Tamaño 1 ½ x 3 - 10 A50
- Capacidad de 27.100 m³/ h (120 G P M)
- Carga estática de 91.44 m (300 ft)
- Diámetro del impulsor de 8.3 plg
- Velocidad 3560 RPM

En base a estos parámetros y la operación del sistema de bombeo, en el que se mantienen en operación las dos bombas de menor capacidad, lo que indica que el flujo que generan estas bombas satisface la demanda líquido. Lo anterior es funcional cuando el sistema se encuentra operando en horas donde la demanda es baja o normal. Por tanto el flujo que se requiere para mantener esa presión es la capacidad de las dos bombas, una bomba de tamaño 1 ½ x 3 -10 A50 genera un flujo 27.100 m³/ h (120 GPM), para este caso se considera una velocidad nominal de 3560 RPM del impulsor de la bomba para generar dicho flujo. Del dato de placa del motor se sabe que la velocidad máxima que opera el motor es de 3555



RPM, por lo tanto se realizó el cálculo para determinar el flujo real que genera la bomba mediante la aplicación de las leyes de afinidad.

$Q_1 = \text{Capacidad } (27.100 \text{ m}^3/\text{h}) \text{ con una velocidad de } n_1 = (3560 \text{ RPM}).$

$n_2 = (355 \text{ RPM}) \text{ velocidad real del motor}$

$$\frac{27.100 \text{ m}^3/\text{h}}{Q_2} = \frac{3560 \text{ RPM}}{3555 \text{ RPM}}$$

$Q_2 = \text{Capacidad } (27.061 \text{ m}^3/\text{h})$

Se determinó que es mínimo el cambio de la capacidad de la bomba. Para fines de cálculos posteriores, se considerará que ambas bombas generan un flujo de $54.122 \text{ m}^3/\text{h}$.

Los parámetros obtenidos de la curva de operación de las bombas de mayor capacidad son los siguientes:

- Tamaño 2 x 3 -10 A60
- Capacidad $68.100 \text{ m}^3/\text{h}$ (300 GPM)
- Carga estática de 100 m (328 ft)
- Diámetro del impulsor de 9.10 plg
- Velocidad 3560 RPM

Se calcula el flujo que está generando la bomba a 3538 RPM que es la velocidad a la que opera el motor.

$Q_1 = \text{Capacidad } (68.100 \text{ m}^3/\text{h}) \text{ con una velocidad de } n_1 = (3560 \text{ RPM})$

$n_2 = (3538 \text{ RPM}) \text{ velocidad real del motor}$





$$\frac{68.100 \text{ m}^3/\text{h}}{Q_2} = \frac{3560 \text{ RPM}}{3538 \text{ RPM}}$$

$$Q_2 = (67.679 \text{ m}^3/\text{h})$$

En base a lo anterior, una bomba de tamaño 2 x 3 -10 A60 acoplada a un motor de 40 hp genera un flujo de $67.679 \text{ m}^3/\text{h}$, si las dos bombas de menor capacidad generan un flujo $54.122 \text{ m}^3/\text{h}$, la bomba de 40 hp puede sustituir a las 25 hp que regularmente operan cuando existe una menor demanda. Si se desea mantener el mismo flujo que generan las dos bombas de 25 hp se debe realizar una variación en la velocidad del motor de la bomba para generar dicho flujo.

$$Q_1 = \text{Capacidad } (67.679 \text{ m}^3/\text{h}) \text{ con una velocidad de } n_1 = (3538 \text{ RPM})$$

$$Q_2 = (54.122 \text{ m}^3/\text{h}) \text{ flujo requerido}$$

$$\frac{67.679 \text{ m}^3/\text{h}}{54.122 \text{ m}^3/\text{h}} = \frac{3538 \text{ RPM}}{n_2}$$

Para que la bomba de 40 hp cubra el flujo de las dos bombas de 25 hp, esta debe operar a una velocidad de:

$$n_2 = 2829.3 \text{ RPM}$$

El cambio de velocidad producido en el motor de la bomba permitirá generar el mismo flujo que generan las dos bombas de 25 hp. La figura 3.20 muestra los límites de operación que permiten el funcionamiento de la bomba con mayor eficiencia.



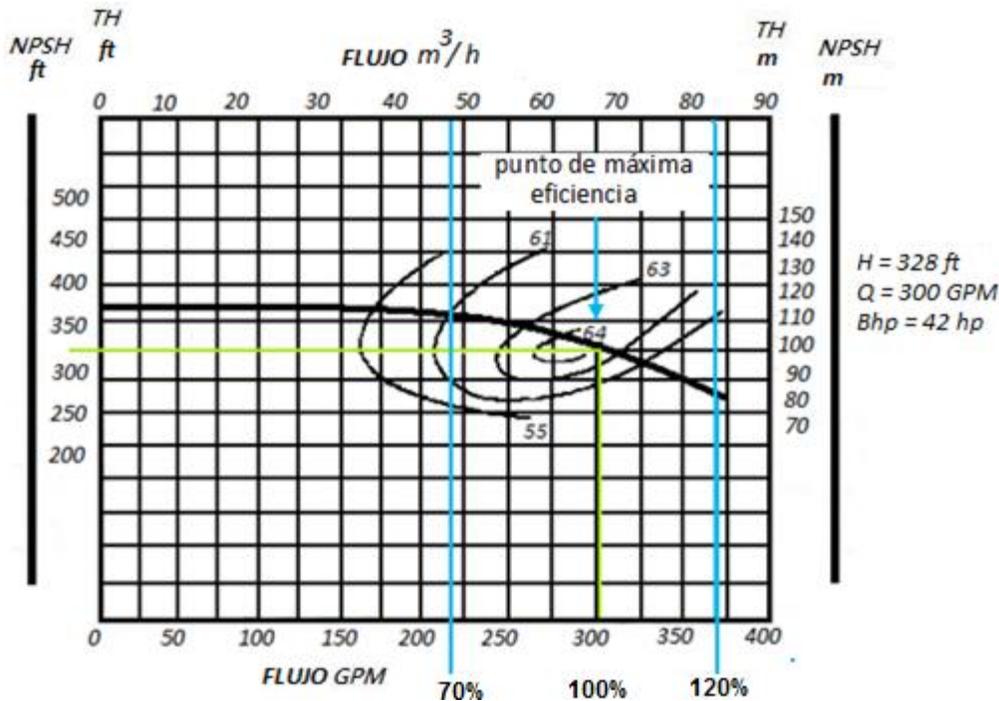


Figura 3.20. Límites de operación para utilizar la mayor eficiencia de la bomba.

El límite inferior de operación de toda bomba centrífuga es un flujo de 70% del punto de mayor eficiencia de la bomba, si en el punto de mayor eficiencia la bomba de 40 hp genera un flujo de $67.679 \text{ m}^3/h$, por tanto cuando la bomba opere en el límite inferior de eficiencia generará un flujo de $47.3753 \text{ m}^3/h$. El límite superior de operación siempre se ubica en 120% más con respecto al punto de mayor eficiencia, teniendo entonces que el límite superior para la bomba de 40 hp permite generar un flujo de $81.214 \text{ m}^3/h$ (figura 3.20).

Teniendo en cuenta que el flujo que debe generar la bomba de 40 hp para sustituir a las bombas de 25 hp es de $54.122 \text{ m}^3/h$ se propone que la bomba genere $55 \text{ m}^3/h$ ($0.0153 \text{ m}^3/s$), para asegurar que el flujo en el sistema sea el necesario para mantener la presión.

$$Q_1 = \text{Capacidad } (68.004 \text{ m}^3/h) \text{ con una velocidad de } n_1 = (3538 \text{ RPM})$$

$$Q_2 = (55 \text{ m}^3/h) \text{ flujo requerido}$$





$$\frac{67.679 \text{ m}^3/\text{h}}{55 \text{ m}^3/\text{h}} = \frac{3538 \text{ RPM}}{n_2}$$

$$n_2 = \text{Velocidad (2875.2 RPM)}$$

La bomba opera a una velocidad de 3 538 *RPM* (60 Hz), la frecuencia a la que debe operar el motor para generar una velocidad de 2875.2 *RPM*, se obtiene mediante la ecuación 1.12:

$$f = \frac{(\# \text{ de polos}) * \text{RPM}}{120}$$

$$f = \frac{(2) * 2875.2}{120} = 47.92 \text{ Hz}$$

Con una frecuencia de 47.92 *Hz*, la velocidad en el eje del motor será de 2875.2 *RPM*. Cuando la demanda del líquido es mayor, el sistema mantiene energizadas una bomba de 25 hp y una de 40 hp, al tener esta combinación las bombas generan un flujo de 94.74 m^3/h ($0.02631 \text{ m}^3/\text{s}$), debido a la suma de los flujos que generan independientemente cada bomba.

Considerando que el flujo necesario para cubrir los demanda del líquido en ciertos horarios es de 94.74 m^3/h . Se tiene que una bomba de 40 hp tiene la capacidad de producir un flujo 67.679 m^3/h ($0.01880 \text{ m}^3/\text{s}$), por tanto dos bombas de 40 hp tienen la capacidad de generar un flujo de 94.74 m^3/h .

Para generar este flujo con las dos bombas de 40 hp, cada bomba debe proporcionar un flujo de 47.37 m^3/h ($0.01316 \text{ m}^3/\text{s}$), este flujo puede ser generado en la bomba variando su velocidad. Considerando que el límite inferior del flujo permitido para operar la bomba dentro de su intervalo de operación, cada bomba debe generar un flujo de 48 m^3/h ($0.0133 \text{ m}^3/\text{s}$).

Para determinar la velocidad de la bomba para generar el flujo se utilizan las leyes de afinidad.

$$Q_2 = (48 \text{ m}^3/\text{h}) \text{flujo requerido}$$





$$\frac{67.679 \text{ m}^3/h}{48 \text{ m}^3/h} = \frac{3538 \text{ RPM}}{n_2}$$

$$n_2 = \text{Velocidad (2509.3 RPM)}$$

Cada bomba operará a una velocidad de 2509.3 RPM, la frecuencia que se requiere para generar esta velocidad en el motor es de 41.82 Hz. Por tanto esta propuesta de control está considerando que el sistema de bombeo únicamente operará con las bombas de 40 hp.

3.7 OPERACIÓN CON EL NUEVO SISTEMA DE CONTROL

La figura 3.21 muestra las curvas de operación de las bombas de 25 hp y 40 hp. Las líneas verdes de la figura delimitan el punto en el cual operan las bombas, para el caso de la bomba de 25 hp genera un flujo de 120 GPM para una carga de 300 ft, la bomba de 40 hp genera un flujo de 300 GPM para una carga de 328 ft. La línea roja representa los puntos en los cuales las bombas generan la misma carga.

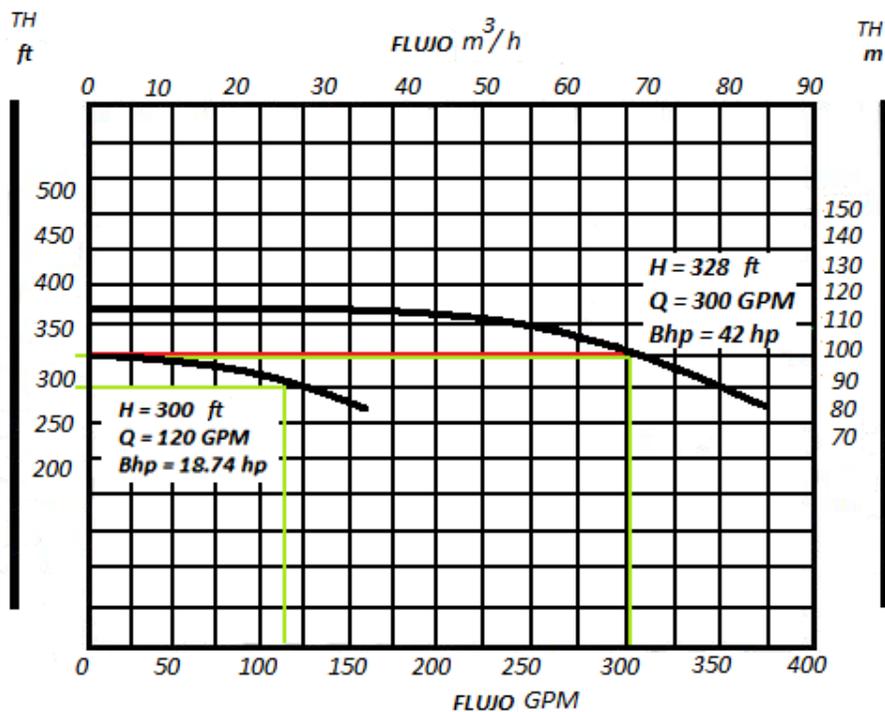


Figura 3.21. Curvas de operación de la bomba de 40 hp y 25 hp.





La figura 3.22 muestra la curva de carga-capacidad que se genera al mantener en operación las dos bombas de diferentes capacidades. En la figura se observa que la curva tiene un incremento en el flujo, pero conforme se va incrementando el flujo, la carga se va reduciendo a pesar de que se tenga en operación una bomba de mayor capacidad. Por lo tanto, si se quiere un mayor flujo será necesario poner en operación otra bomba para aumentar la presión y asegurar la operación correcta de todo el sistema. El sistema de bombeo que se propone contempla utilizar únicamente bombas de capacidades iguales, para asegurar una carga constante en un intervalo de flujo mayor.

En la figura 3.22, la línea de color verde delimita el punto en el que las dos bombas comparten la misma carga, la línea roja delimita el flujo que se genera para una carga de 100 m cuando se tiene conectadas dos bombas de diferentes capacidades en paralelo. Al utilizar dos bombas de 40 hp cuando exista una mayor demanda del líquido permitirá al sistema mantener la carga y aumentar el flujo, a diferencia de mantener en operación una bomba de 25 hp y una de 40 hp.

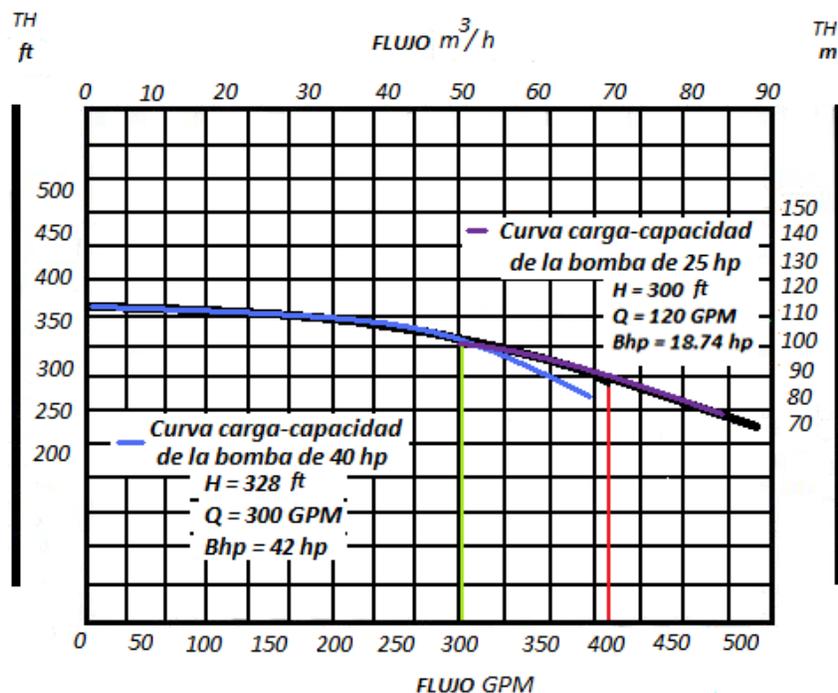


Figura 3.22. Curva de operación de las bombas de 40 hp y 25 hp conectadas en paralelo.

La figura 3.23 muestra la curva de operación de dos bombas de 25 hp conectadas en paralelo y la curva de operación de una bomba de 40 hp.



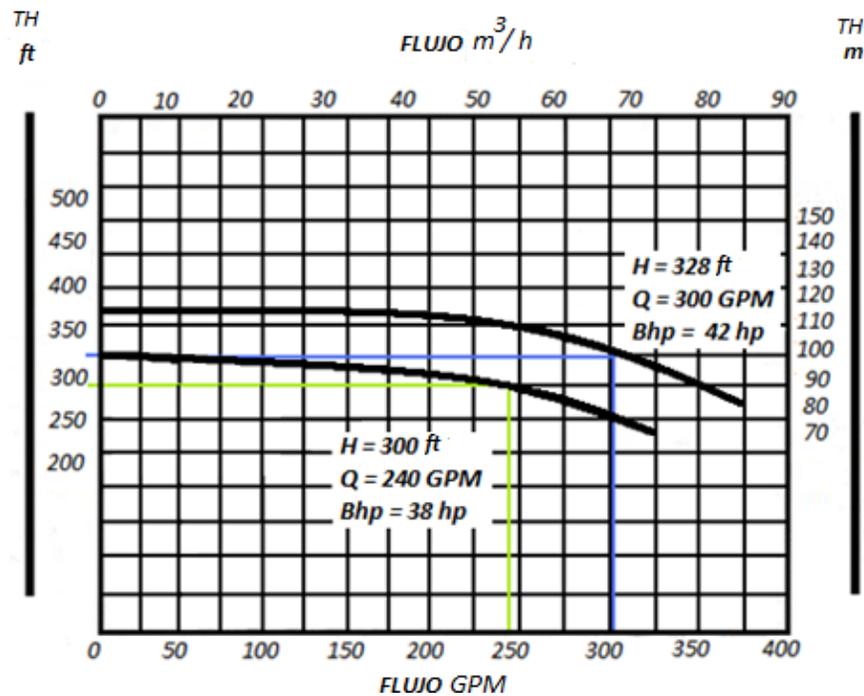


Figura 3.23. Comparación entre la curva de dos bombas de 25 hp en paralelo y una de 40 hp.

En la figura anterior se observa que la curva de operación de la bomba de mayor capacidad supera en cuanto a flujo a la curva de operación de las dos bombas de 25 hp conectadas en paralelo, lo que demuestra que con una bomba de 40 hp el sistema puede mantener el flujo requerido. Utilizar una bomba de 40 hp para sustituir a las dos bombas de 25 hp, asegura un ahorro de energía ya que para generar el flujo de las dos bombas, no es necesario tener operando la bomba de 40 hp a su máxima velocidad.

La figura 3.24 muestra el punto de operación de la bomba de 40 hp, con respecto a la curva del sistema. Al controlar el flujo mediante un variador de frecuencia se logra el control sobre la velocidad de giro del impulsor de la bomba, con lo cual en base a las leyes de afinidad se logra controlar el flujo, la presión y la potencia requerida por la bomba para generar un flujo.

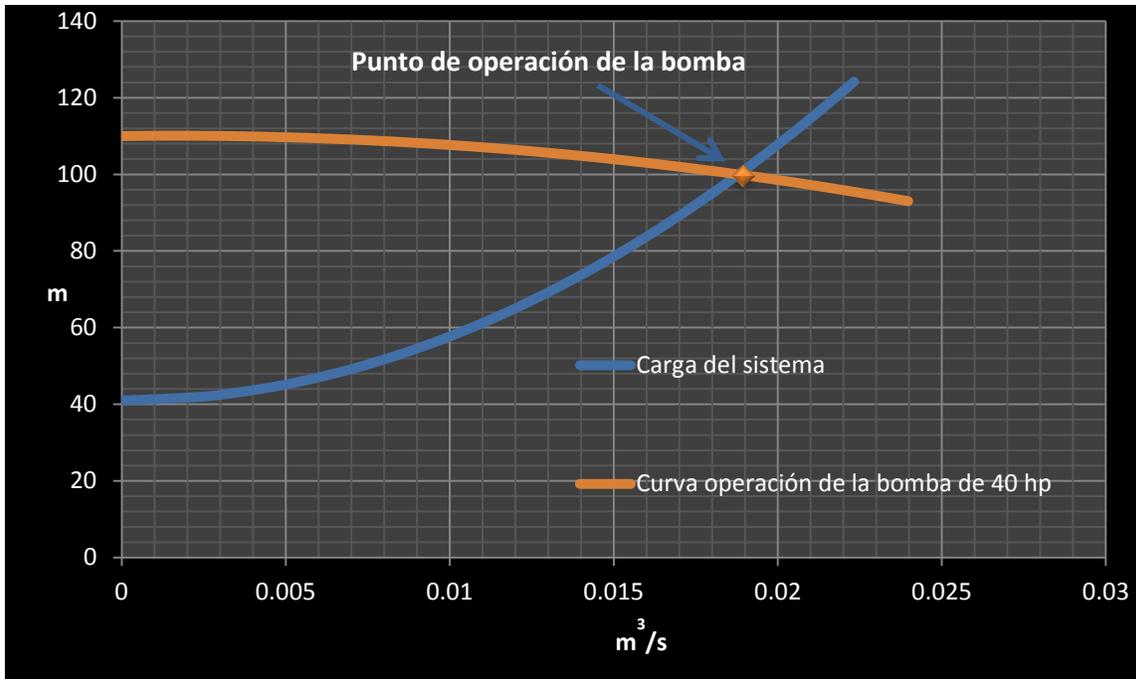


Figura 3.24 Punto de operación del sistema.

La figura 3.25 muestra la curva de la bomba de 40 hp modificada al realizar variaciones en la velocidad del motor.

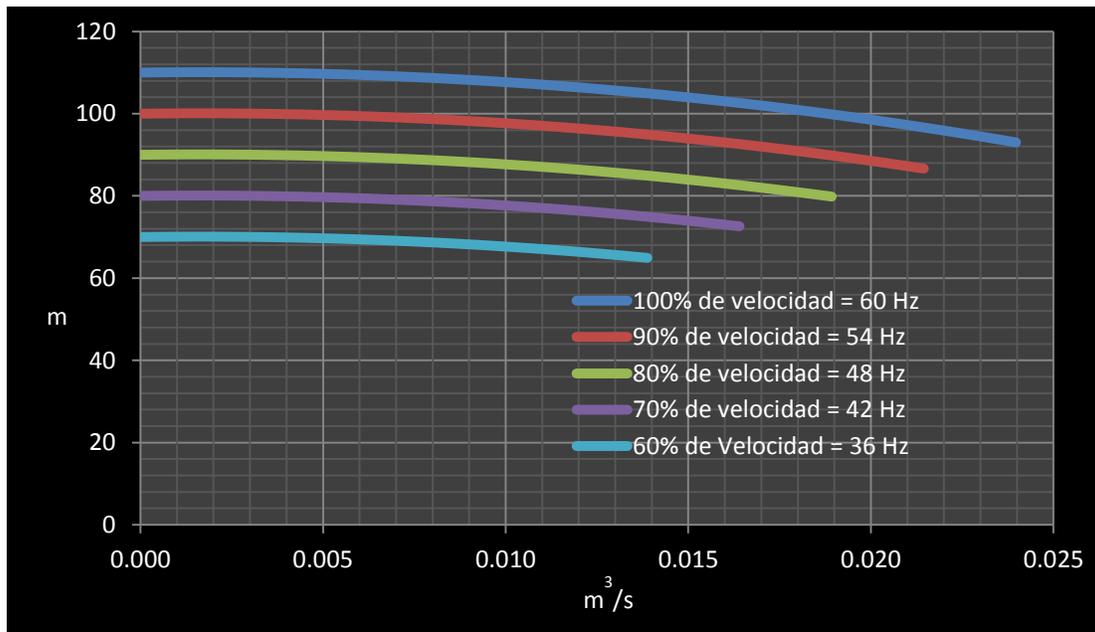


Figura 3.25. Curva de la bomba de 40 hp a distintas velocidades de operación.





De acuerdo a las leyes de afinidad, a menor flujo se requiere menor potencia, lo cual se ve reflejado en la figura 3.26. Al realizar una variación de velocidad en el motor, se modifica el punto de operación de la bomba con respecto a la carga del sistema. La figura 3.27 muestra los puntos de operación de la bomba de 40 hp al operar a diferentes velocidades.

En la figura 3.27, se puede apreciar que la bomba de 40 hp es capaz de remplazar dos bombas de 25 hp. El ahorro de energía es considerable puesto que para este punto de operación siempre se mantienen en funcionamiento las dos bombas de menor capacidad a su velocidad nominal, en comparación de la bomba de 40 hp la cual no requiere operar a su máxima velocidad para generar este flujo. Con los cálculos de velocidad realizados, se realiza la configuración del variador de frecuencia, en base al intervalo de la señal analógica que proporciona el transmisor de presión al PLC, este intervalo debe ser referenciado con el intervalo de la frecuencia correspondiente a los límites de operación de la bomba 70 % y 120 % con respecto al punto de mayor eficiencia para garantizar el correcto funcionamiento del sistema de control.

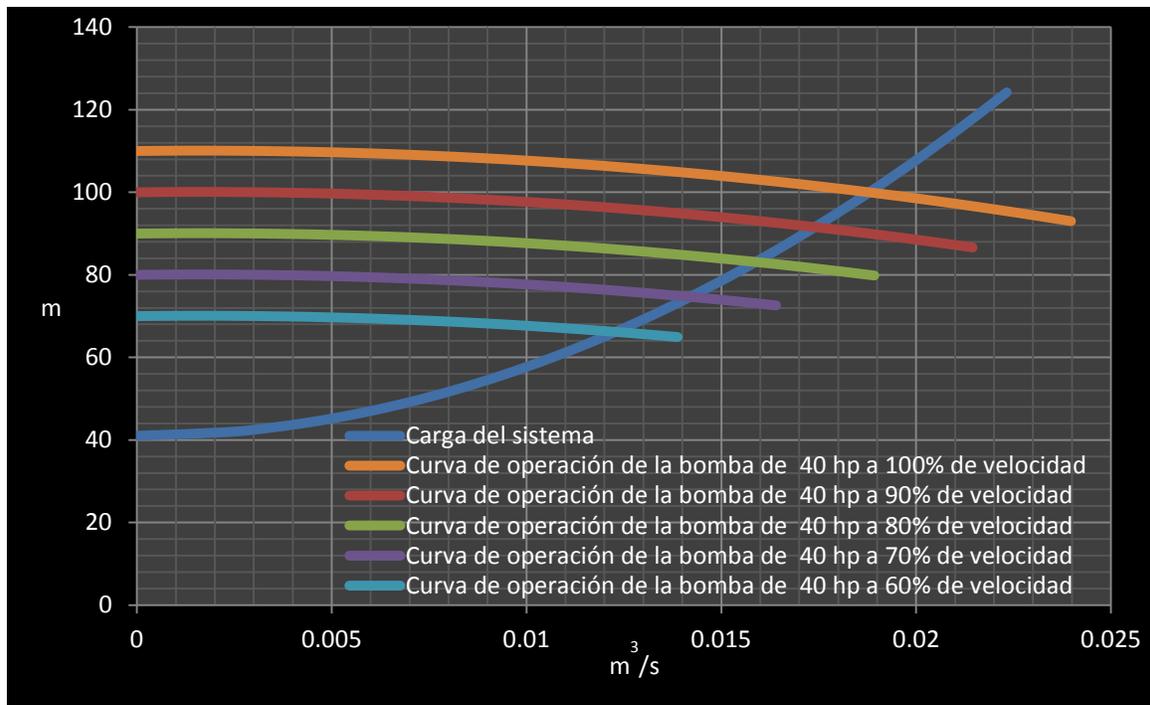


Figura 3.26. Puntos de operación a distintas velocidades con una bomba de 40 hp.

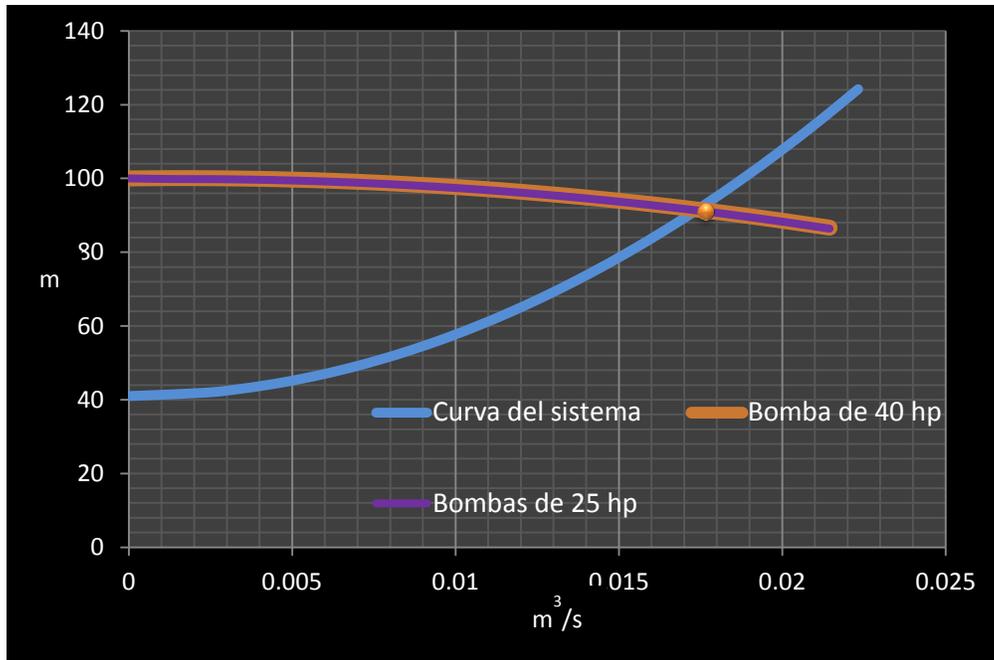


Figura 3.27. Punto de operación de dos bombas de 25 hp.

La figura 3.28 muestra la curva de carga-flujo de dos bombas de 40 hp conectadas en paralelo y la curva carga-flujo de una bomba de 25 hp y otra de 40 hp conectadas en paralelo.

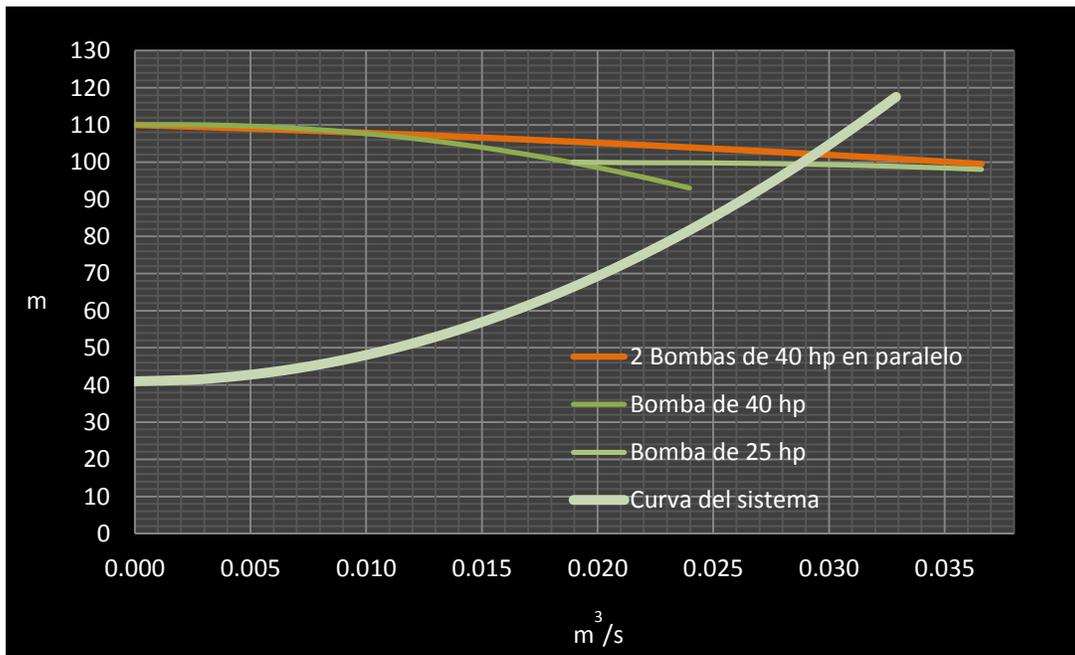


Figura 3.28. Punto de operación cuando existe una gran demanda de líquido.



En la figura 3.28, se aprecia que el punto de operación de la bomba de 40 hp conectada en paralelo con la bomba de 25 hp está por debajo del punto de operación de dos bombas de 40 hp conectadas en paralelo, lo que asegura que no es necesario mantener las bombas de 40 hp operando a su velocidad nominal para cubrir la demanda. Además, la curva de carga-flujo de las dos bombas de diferente capacidad no mantiene la carga para todo el intervalo de flujo que satisface la demanda de agua, por lo tanto se comprueba que al sustituir las dos bombas de diferente capacidad por dos bombas de la misma potencia cuando el sistema requiere un mayor flujo del líquido es más eficiente.

Para garantizar que la nueva propuesta del sistema de control mantendrá constante la presión en el sistema de bombeo, en la programación del controlador se implementó la instrucción PID, la cual es una instrucción de salida que controla propiedades físicas, como lo es en este caso la presión del sistema de bombeo.

Esta instrucción controla el lazo de control cerrado (monitoreo y manipulación constante de la presión del sistema), esta instrucción recibe la señal de la entrada analógica (transmisor de presión) y a su vez proporciona una salida analógica (señal de referencia en el variador para ajustar la frecuencia). El control de lazo cerrado PID mantiene la presión del sistema en el punto de ajuste de 8 kg/cm^2 , entre mayor sea el error (diferencia entre la variable del proceso (señal del transmisor) y el punto de ajuste mayor será la señal de salida.

El controlador PID está conformado por tres acciones proporcional, integral y derivativa.

1. La acción proporcional cambia la señal de la salida en proporción a la desviación existente en la señal de entrada con respecto al punto de ajuste.
2. La acción integral cambia la señal de salida con una velocidad proporcional a la desviación existente en la señal de entrada con respecto al punto de ajuste.
3. La acción derivativa corrige la señal de salida proporcionalmente a la velocidad de cambio existente en la presión del sistema.

La señal que transmite el PLC a los variadores es la suma de cada una de las señales de las acciones.





La señal generada por la acción proporcional (P) es equivalente a los cambios de presión multiplicados por una ganancia.

La señal integral (I) suma las áreas de diferencia entre la presión del sistema y el punto de ajuste repitiendo la señal proporcional.

La señal derivativa (D) es la pendiente de la curva descrita por la variable, con lo que anticipa la corrección del error en cierto tiempo debido a la acción proporcional

Para la implementación del controlador PID se realizó la adecuada configuración de la ganancia (K_c) por la parte proporcional, los minutos sobre repetición (T_i) para la parte integral y los minutos de anticipo (T_d) para la parte derivativa la figura 3.29 muestra la ventana de configuración para un controlador PID.

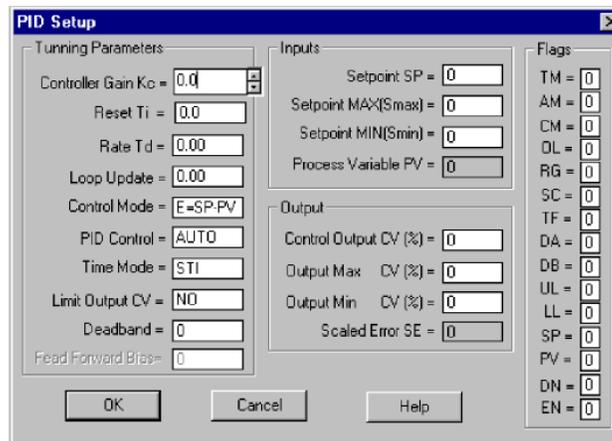


Figura 3.29. Ventana de configuración de parámetros para un controlador PID.

La configuración del controlador PID utilizado en la propuesta de control se muestra en la figura 3.30. Los valores seleccionados para cada parámetro se realizaron en base al comportamiento del sistema.

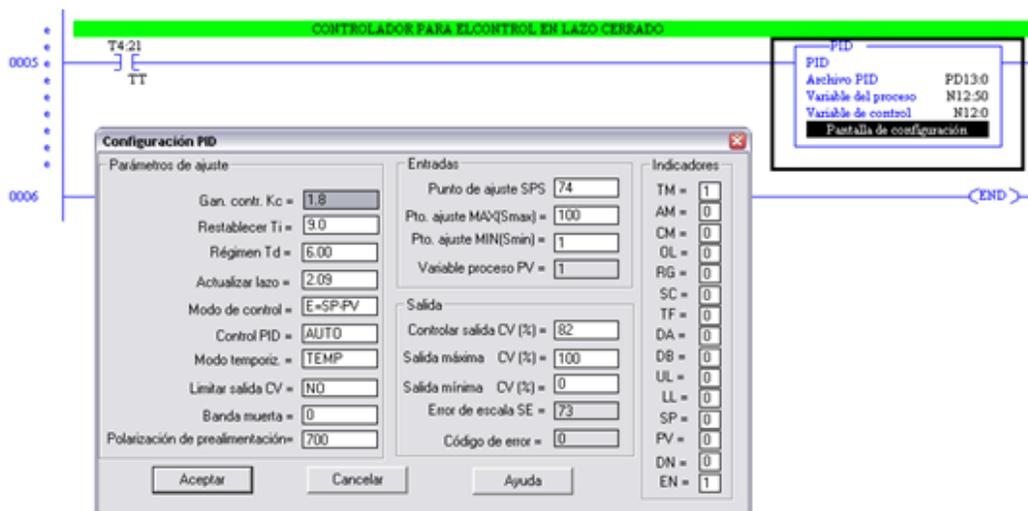


Figura 3.30. Parámetros para el controlador PID implementado.

El controlador operara en el modo de control $E = SP - PV$, esta acción causa que la salida del controlador incremente cuando la señal de presión sea menor que el punto de ajuste. El modo temporizado indica que el controlador actualizara su salida al régimen especificado en el parámetro de actualización del lazo, es por ello que el controlador se encuentra conectado en serie con un contacto abierto de un temporizador en específico.

El CV % en la configuración indica el valor real de la salida del controlador expresado en porcentajes. El programa que permitirá controlar la presión implementando los variadores de frecuencia utilizando un controlador PID se muestran en el ANEXO B. En esta sección se describe las acciones que realiza el programa para controlar el sistema de bombeo.

La figura 3.31 muestra el diagrama a bloques de la lógica con la cual operara el sistema de control propuesto, esta propuesta toma en cuenta las restricciones del nivel de la cisterna y la presión máxima permitida, cuando estas restricciones no se cumplan el sistema realizara un paro de emergencia para evitar riesgos, en el diagrama se puede observar que se realizara la comparación entre el punto de ajuste (Sp) y la señal del transmisor (St), así como la frecuencia del variador en operación (Fv) y la frecuencia máxima de operación (FMv) para mantener las bombas en el punto de mayor eficiencia, con la finalidad de mantener constante la presión del sistema.

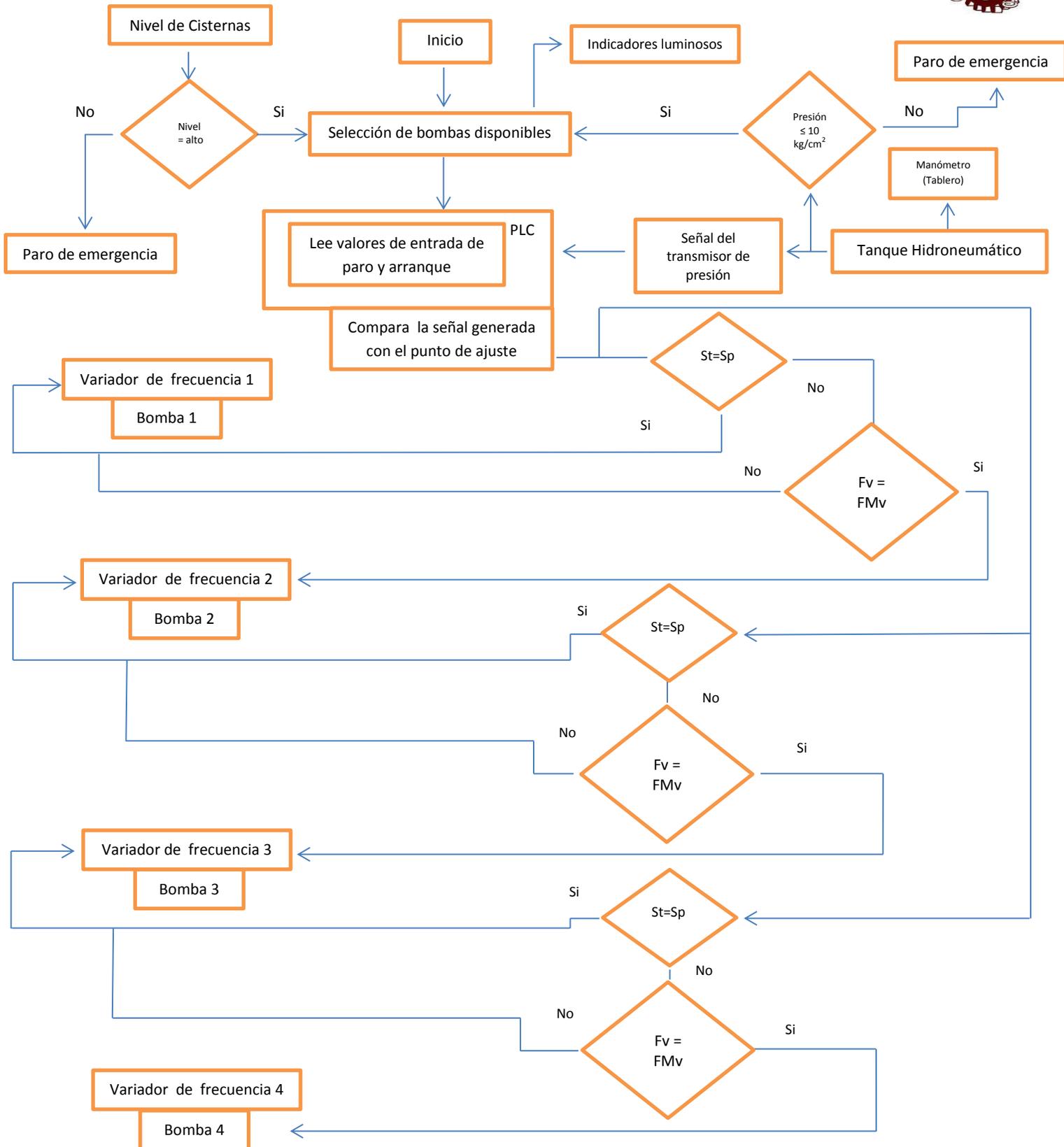


Figura 3.31. Diagrama de bloques de la lógica de operación del sistema.



CAPÍTULO 4

RESULTADOS Y ANÁLISIS



4.1 CONSUMO DE ENERGÍA DEL SISTEMA DE BOMBEO ACTUAL

Teniendo en consideración que una bomba del tamaño 1 ½ x 3 - 10 A50, tiene la capacidad de generar un flujo de 27.061 m³/h (0.007516 m³/s) con una velocidad de 3555 RPM para una carga de 91.45 m. Se calcula la potencia hidráulica demandada por la bomba para generar dicho caudal, la cual se determina por la ecuación 1.12, siendo esta de:

$$P_{Hb} = (9.81) * (1000) * (0.007516) * (91.45)$$

$$P_{Hb} = 6.742 \text{ kW}$$

La figura 4.1 muestra la relación de velocidad con respecto al flujo, presión, frecuencia y potencia para la bomba de 25 hp. Las gráficas se obtuvieron en base a las leyes de afinidad.

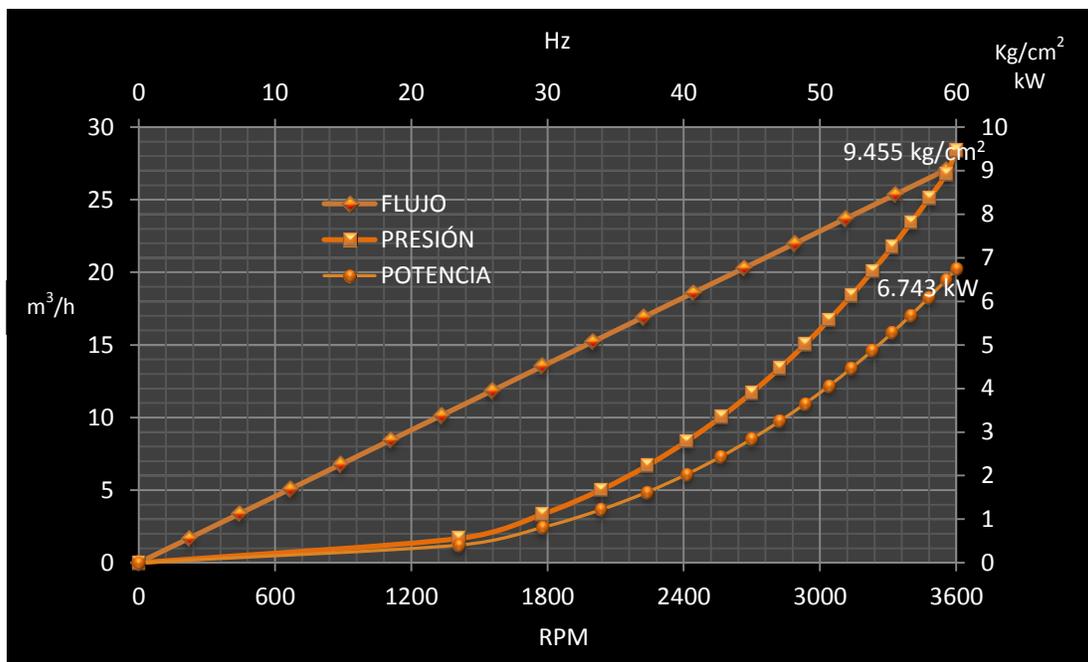


Figura 4.1 Curvas de afinidad para la bomba de 25hp.

En la figura 4.1, se puede observar que el punto máximo de la curva de potencia de la bomba concuerda con el valor anteriormente calculado. Para conocer la energía que consume el acoplamiento motor bomba para generar dicha potencia,



se debe dividir la potencia hidráulica de la bomba con respecto a la eficiencia con la que opera la misma (ecuación 4.1).

$$P_{rb} = \frac{P_{Hb}}{\eta_B} \quad (4.1)$$

$$P_{rb} = \frac{6.743kW}{0.46}$$

$$P_{rb} = 14.65 \text{ kW}$$

Para determinar el consumo de energía en base al tiempo de operación se emplea la tabla 3.4 del capítulo anterior. La bomba de 25 hp opera 7 horas cuando existe una mayor demanda de agua, considerando los intervalos de tiempo faltantes en el horario para cubrir el día completo, el tiempo restante sería 8 horas en las cuales se mantiene en constante operación las dos bombas de 25 hp, ya que la demanda reduce. Por tanto el tiempo de operación de las dos bombas de menor capacidad podría generalizarse en un tiempo de 23 horas para un motor de 25 hp.

El consumo de energía se determina en base a la potencia requerida por el acoplamiento motor-bomba y el tiempo que permanece en operación la bomba (ecuación 4.2).

$$\text{Consumo} = P_{rb} \times (\text{tiempo de operación } h) \quad (4.2)$$

$$\text{Consumo} = 14.65 \text{ kW} \times (23 \text{ h})$$

$$\text{Consumo diario} = 336.49 \text{ kWh}$$

Para una bomba de tamaño 2 x 3 - 10 A60 que tiene la capacidad de generar un flujo de $(0.01880 \text{ m}^3/\text{s})$ con una carga estática de 99.8 m, la potencia hidráulica que genera sería de 18.49 kW. Si se sabe que la eficiencia con la que opera la bomba es de 63%, la energía requerida por la bomba es de 29.355 kW.





Una bomba de 40 hp opera constantemente 16 horas ya que se mantiene energizada 7 horas cuando existe una mayor demanda además de que una bomba de esta capacidad se queda energizada durante 9 horas, el consumo de la bomba es el siguiente:

$$\text{Consumo diario} = 469.68 \text{ kWh}$$

La figura 4.2 muestra las curvas de potencia, flujo y presión que genera la bomba de 40 hp para diferentes velocidades.

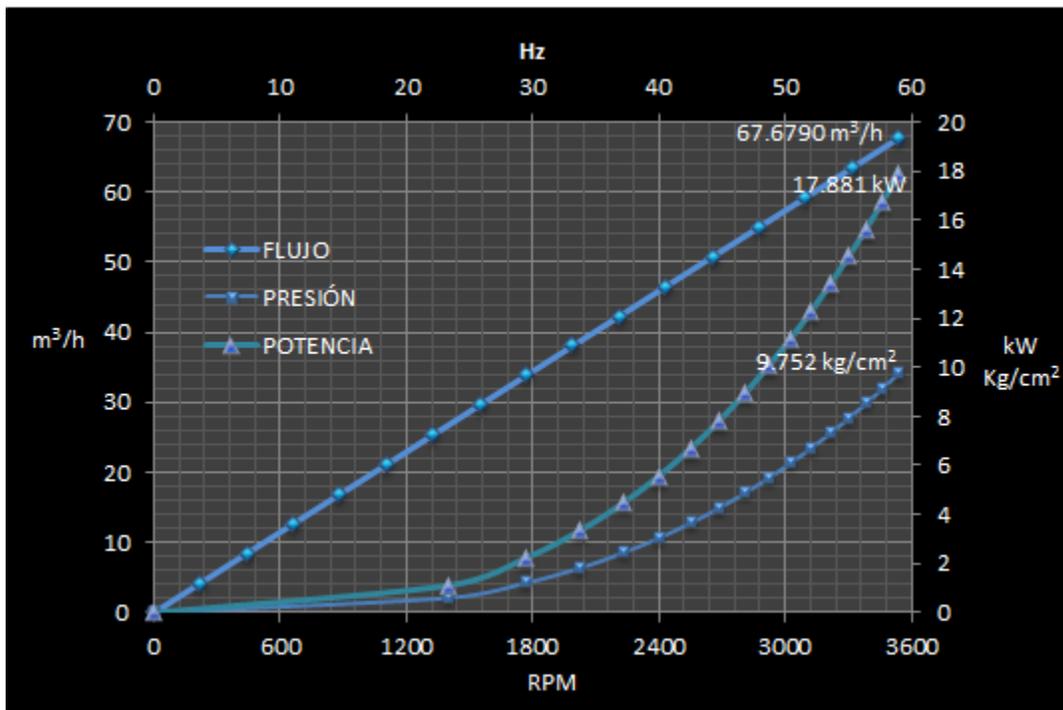


Figura 4.2 Curvas de afinidad de la bomba de 40 hp operando a una velocidad de 3538 RPM.

Conociendo el consumo diario de cada bomba en base a la demanda se establece que el consumo diario de todo el sistema es de 806.17 kWh . La figura 4.3 muestra la energía consumida por el sistema de control actual en un día de operación.

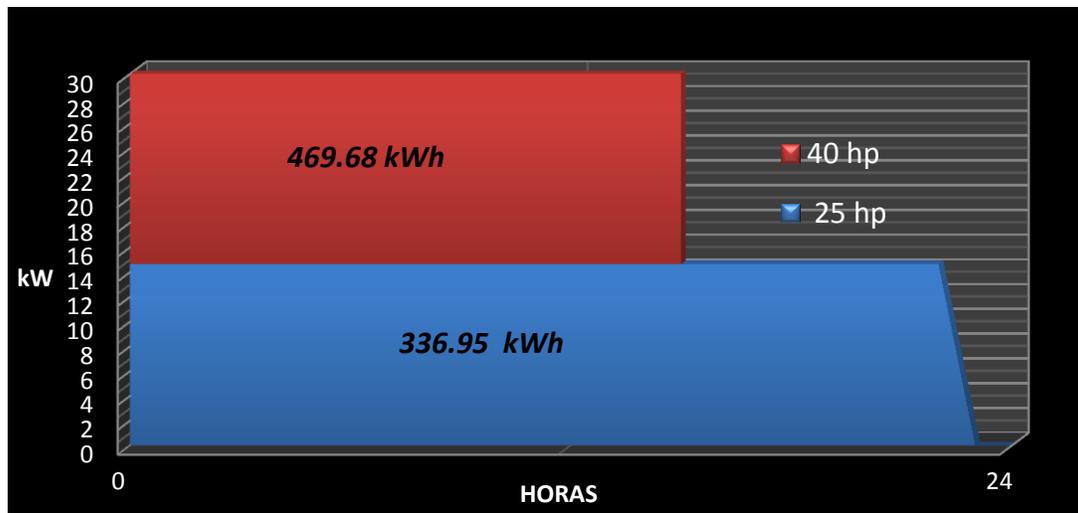


Figura 4.3 Consumos de cada bomba en un día de operación con el sistema actual.

4.2 CONSUMO DE ENERGÍA DEL SISTEMA PROPUESTO

El sistema de control propuesto considera utilizar únicamente bombas de 40 hp de capacidad para generar el flujo necesario según sea la demanda del líquido. El flujo que debe generar la bomba de 40 hp para suplir las dos bombas de 25 hp es de $55 \text{ m}^3/\text{h}$ ($0.01527 \text{ m}^3/\text{s}$); por lo tanto el motor debe operar con una velocidad de 2829.3 RPM. Si la potencia hidráulica generada por la bomba es directamente proporcional al cubo de la velocidad con la que opera la bomba, se puede determinar la potencia hidráulica de la bomba para generar este flujo.

$$n_2 = 2829.3 \text{ RPM velocidad requerida}$$

$$P_2 = (18.494 \text{ kW}) \left(\frac{2829.3 \text{ RPM}}{3538 \text{ RPM}} \right)^3$$

$$P_2 = 9.45 \text{ kW}$$

La bomba de 40 hp permanecerá el mismo tiempo de operación que las dos bombas de 25 hp, por tanto el consumo de energía será de 120.100 kWh .

La figura 4.4 muestra las curvas de afinidad para la bomba de 40 hp con respecto a la velocidad que requerida para generar el mismo flujo que dos bombas de 25



hp conectadas en paralelo. La figura muestra los puntos máximos de operación para cada curva, con esto se comprueba que al realizar una variación de velocidad, la potencia, presión y flujo presentan un cambio proporcional con respecto a la velocidad.

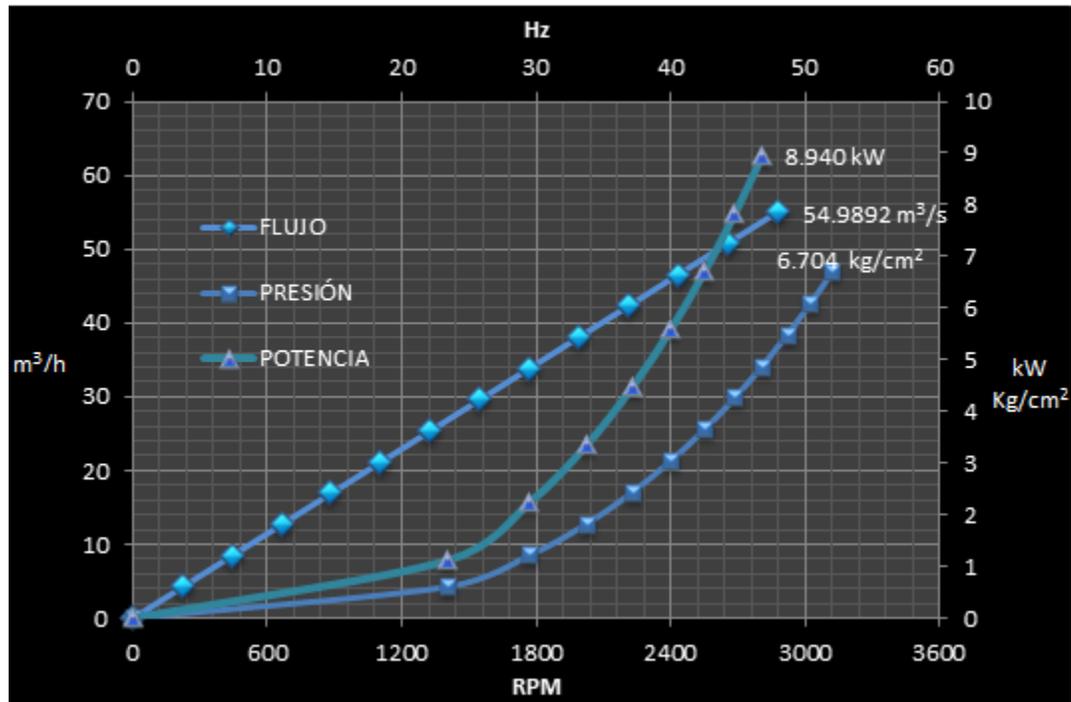


Figura 4.4 Curvas de afinidad de la bomba de 40 hp operando a una velocidad de 2600 RPM.

Cuando existe una mayor demanda del líquido cada bomba de 40 hp debe generar un flujo de $(0.0133 \text{ m}^3/\text{s})$ este flujo se genera con una velocidad de (2509.3 RPM) , por tanto la potencia hidráulica de la bomba será de 6.59 kW , la potencia requerida por cada bomba en el horario de mayor demanda será de 10.4730 kW . El tiempo de mayor demanda es de 7 horas, si se contempla que en este tiempo operarán dos bombas de 40 hp se generaliza el tiempo como si solo operara una bomba, por tanto el tiempo de operación será de 14 horas, el consumo de energía de las dos bombas cuando existe una mayor demanda será de 146.62 kWh .

En la madrugada cuando la demanda del líquido se reduce considerablemente se propone mantener en operación una bomba de 40 hp generando un flujo de $(0.0133 \text{ m}^3/\text{s})$, la potencia que requiere la bomba para este flujo es de 10.47 kW , el lapso de operación de esta bomba será de 9 horas y la potencia consumida



sería de 94.257 kWh. El consumo diario de energía del sistema implementando la nueva propuesta de control será de 348.28 kWh. La figura 4.5 muestra la energía diaria que será consumida por el sistema de control propuesto.

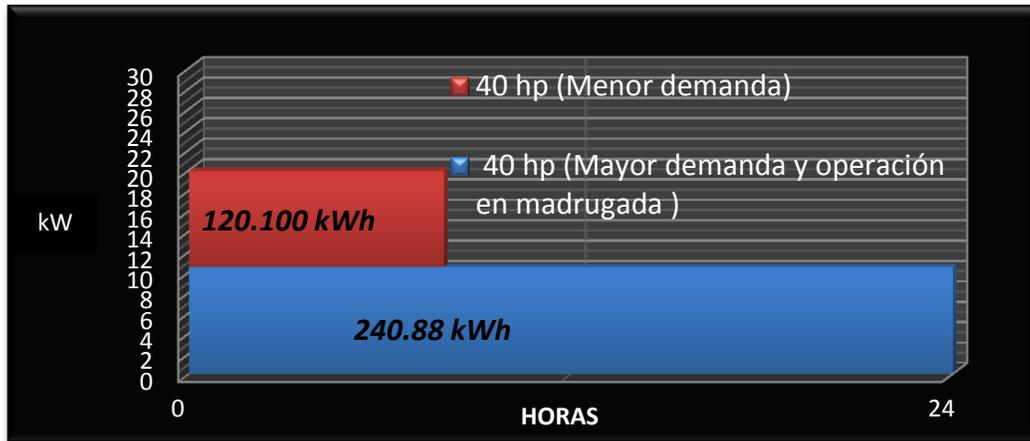


Figura 4.5 Consumo de energía en un día de operación con el sistema propuesto.

4.3 COMPARATIVA DE LOS CONSUMOS DE ENERGÍA

El consumo de energía diario del sistema actual de bombeo es de 806.17 kWh, mientras que el consumo de energía diario implementando el nuevo sistema de control será de 348.28 kWh. La figura 4.6 muestra la comparación de los consumos de energía diarios, mensuales y anuales entre los sistemas.

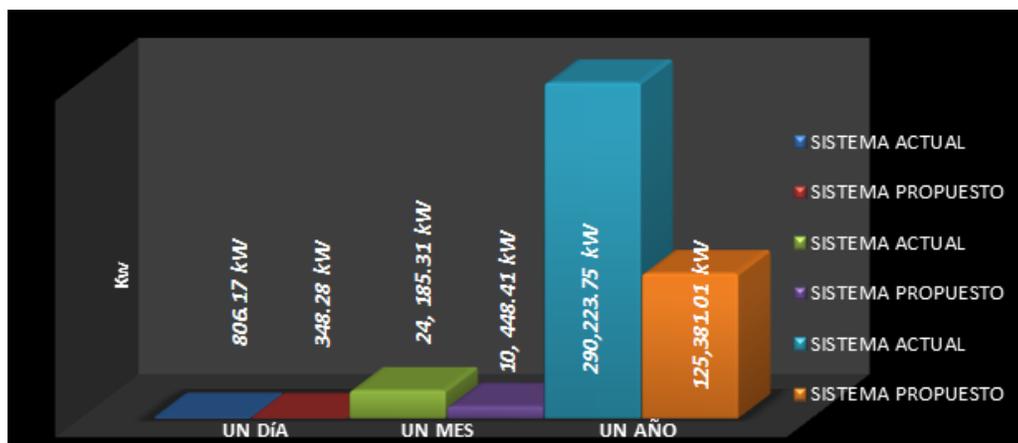


Figura 4.6. Comparación del consumo de energía entre los sistemas.

El ahorro de energía que se obtendría al implementar el nuevo sistema de bombeo será:





$$\begin{aligned} \text{Ahorro de energía diario} &= 457.89 \text{ kWh} \\ \text{Ahorro de energía mensual} &= 13\,736.89 \text{ kWh} \\ \text{Ahorro de energía anual} &= 164\,842.74 \text{ kWh} \end{aligned}$$

En la figura 4.6 también se puede observar el consumo de energía anual en base a los sistemas que el ahorro con el sistema de bombeo propuesto es 56.8 % respecto al consumo del sistema actual. El ahorro de energía que se obtiene con la nueva propuesta es considerable ya que se estará ahorrando aproximadamente un 60 % de consumo energía eléctrica, lo cual asegura un ahorro económico en la facturación del suministro de energía eléctrica. El ahorro de energía es significativo ya que trae consigo el beneficio de operar las bombas con mayor eficiencia, lo que conlleva una mejor operación del equipo, la vida útil de las bombas aumenta prolongando más los periodos de mantenimiento.

4.4 CÁLCULO ECONÓMICO

La tarifa con la que la CFE cobra el suministro de energía eléctrica al Centro Médico Nacional La Raza es la tarifa HM, esta tarifa se aplica para el servicio que cuenta con respaldo, suministrado en media tensión, con una demanda de 500 kW o más, la aplicación de esta tarifa se debe a que la Central de Servicios cuenta con tres plantas de emergencia.

Para conocer el ahorro económico generado al implementar el sistema de control propuesto se contempla el costo de kW-h con el cual se realizó la facturación del mes de octubre (figura 2-A del ANEXO A), el cual es de \$ 1.368 pesos. EL consumo de energía en los motores de las bombas para los sistemas de control son los siguientes:

Costo del consumo de energía del sistema de bombeo actual:

$$\begin{aligned} &\text{Costo del consumo diario} \\ 806.1771 \text{ kWh} * (1.368 \text{ pesos/kWh}) &= \$ 1,102.85 \text{ pesos} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &\text{Costo del consumo mensual} \\ 24,185.313 \text{ kWh} &= \$ 33,0852.50 \text{ pesos} \end{aligned}$$





Consumo anual
\$ 397,026.098 pesos

Costo del consumo de energía del sistema de bombeo propuesto:

Costo del consumo diario
 $348.2806 \text{ kWh} * (1.368 \text{ pesos/kWh}) = \$ 476.447 \text{ pesos}$

Costo del consumo mensual
 $10,448.418 \text{ kWh} = \$ 14,293.43 \text{ pesos}$

Consumo anual
\$ 171,521.23 pesos

Con base a los cálculos anteriormente desarrollados se nota que existe un ahorro económico del 56.8 % al implementar la propuesta, diariamente se ahorrarán \$ 626.403 pesos, mensualmente el ahorro será de \$ 18,792.09 pesos y anualmente el ahorro a obtener será de \$ 225,505.08 pesos.

4.5 RENTABILIDAD FINANCIERA

La rentabilidad financiera del proyecto depende directamente de la instalación del variador de frecuencia, los cuales incluyen la aplicación de la metodología hasta el costo de la implementación, así como el ahorro que se generará con la instalación de variador. Para tener una estimación de los costos generados por la implementación del proyecto es necesario llevar a cabo un análisis de las actividades que se realizaron para el desarrollo del proyecto, así como el tiempo dedicado a estas actividades. Para tener presente el tiempo y las actividades que se realizaron a lo largo de este proyecto se muestra la siguiente tabla.



**Tabla 4.1. Descripción de actividades generales.**

Actividad	Duración
Levantamiento de las instalaciones	2 días
Análisis de operación del sistema	2 días
Aplicación de la metodología propuesta	4 días
Análisis de resultados	2 días
Presentación de resultados	1 días
Tiempo total de duración 11 días	

Para llevar a cabo el desarrollo de este proyecto se contó con la asistencia de tres ingenieros los cuales coordinadamente desarrollaron las actividades descritas, se contempla que uno de los ingenieros funge como el director del proyecto, otro como el coordinador del proyecto y uno más como ingeniero. Las actividades se realizaron en un horario laboral de 8 horas diarias por cinco días a la semana. La tabla 4.2 establece los honorarios de los tres ingenieros al desarrollar el proyecto.

Tabla 4.2 Costos horas – hombre.

Puesto	Costo por hora hombre (\$)	Costo por duración (\$)	Total (\$)
Director del proyecto	220	19,360	52,800
Coordinador del proyecto	200	17,600	
Ingeniero	180	15,840	

Los costos por la adquisición de los variadores y motores propuestos, se ve directamente reflejado de acuerdo a la marca cantidad y características que cubran las necesidades requeridas. La tabla 4.3 muestra los costos por la adquisición de dispositivos y máquinas para desarrollar el proyecto.





Tabla 4.3. Costos de variadores y motores a implementar.

Descripción	Cantidad	Precio unitario (\$)	Total (\$)
Variador de frecuencia modelo Commander SK para motores trifásicos de 40 hp marca Control Techniques Emerson	7	30,828	215,796
Motor trifásico de alta eficiencia modelo 841 Plus marca US Motors 40 hp	7	10,400	72,800
Bomba centrífuga modelo MTC 8196 (2x3 10 A 60) 3560 RPM 300 GPM 328 PIES	2	17,660	35,320
Luz piloto roja de 22.5 mm a 127 VCA marca Allen Bradley	7	325	2,275
		Total (\$)	326,191

Nota: Se contemplan 7 motores de 40 hp para la implementación de la propuesta de control, a pesar de que el sistema operara de manera eficiente con 4 motores, los tres motores restantes servirán como respaldo, cuando sea necesario realizar reparaciones, mantenimiento o en su defecto si un motor falla, por tanto se requieren siete variadores, las dos bombas centrífugas descritas son para remplazar las bombas acopladas a los motores de 25 hp.

En el ANEXO A figura 3-A, se muestran los precios para los diferentes modelos de variadores, así como la dirección de página donde se realizó la cotización de los variadores de frecuencia. Para realizar la cotización del variador de frecuencia se utilizó como referencia un tipo de cambio de \$14.00 pesos con respecto al dólar estadounidense.

$$\text{Costo del proyecto} = 52,800.00 + 326,191.00$$

$$\text{Costo del proyecto} = \$ 378,991.00$$





Recuperación de la inversión

Se obtiene el tiempo en el cual los gastos generados por la implementación del proyecto retornan, con respecto a los ahorros anuales que se generaran.

$$\textit{Periodo de recuperaci3n} = \textit{Inversi3n/Ahorro anual}$$

$$\textit{Periodo de recuperaci3n} = 1.68 \text{ a\~nos} = 20.16 \text{ meses} = 620 \text{ dias}$$



CONCLUSIONES

Se creó la propuesta para mejorar el sistema de bombeo del Centro Médico Nacional La Raza, implementando un control automático de presión en el sistema, por medio de la variación de velocidad en el giro del impulsor de cada bomba, para generar cierta cantidad de flujo, la velocidad en cada bomba es controlada mediante un variador de frecuencia el cual se encuentra conectado al PLC que tiene programado la lógica de control y recibe la señal del transmisor de presión para poner en operación las bombas necesarias con cierta velocidad de giro, para desarrollar este sistema de control previamente se aplicaron las leyes de afinidad y mecánica de fluidos, para determinar, la carga del sistema, las pérdidas de presión, el punto de mayor eficiencia de las bombas y así poder comparar el sistema actual y el propuesto.

Actualmente el sistema de bombeo es operado de forma manual por un técnico el cual no puede permanecer todo el tiempo monitoreando o controlando las variables presentes en el sistema de bombeo, lo cual es un riesgo ya que se debe mantener una presión constante en el sistema hidráulico para poder suministrar el líquido al conjunto hospitalario.

La propuesta de control a implementar traerá grandes beneficios, ya que no será necesario tener a una persona monitoreando todo el tiempo el sistema de bombeo, el sistema de control mantendrá constante la presión requerida. Al poner en marcha el nuevo control del sistema de bombeo se obtendrá un ahorro de energía de un 57% en comparación del control actual del sistema, es decir; actualmente el sistema de bombeo consume diariamente 806.177 kW, al implementar el nuevo control el sistema de bombeo consumirá diariamente 348.280 kW. El ahorro económico mensualmente será de \$ 18,792.09 pesos al implementar el nuevo sistema de control, estos ahorros son redituables, ya que acortan los tiempos para el retorno de la inversión el cual será de 20 meses.

Teniendo en cuenta las cantidades de energía consumida por el sistema, se concluye que los ahorros de energía, así como la eficiencia del sistema dependerán directamente del punto de operación del sistema de bombeo, el cual está determinado por la curva de carga del sistema y la curva de operación de la bomba. Si el proceso requiere distintas cargas según las necesidades del Centro Médico, las cargas se pueden satisfacer modificando la curva de operación de la bomba mediante la variación de la velocidad, teniendo siempre en cuenta que al modificarse la velocidad también se modifica las tres variables del sistema que son: flujo, presión y potencia como lo define las leyes de afinidad.

BIBLIOGRAFÍA

- [1]. Applicationguide_pumps1 <http://www.abb.com>.
Fecha de consulta: 17-09-2011.
- [2]. Crane. Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías
Ed. McGraw Hill. 1987.
- [3]. Fernando Martinez Sainos, Natalio Gutierrez Carrillo, Máquinas hidráulicas, Universidad Autonoma Chapingo, 2003.
- [4]. Fideicomiso de apoyo al programa de Ahorro de Energía del Sector Electrico, Los variadores de velocidad como un Medio para Ahorrar Energía Eléctrica.
- [5]. Geoff Irvine and Ian H. Gibson, Institute of Electrical and Electronics Engineers, The Use of Variable Frequency Drivers as a Final Control Element in the Petroleum Industry, Australia, 2000.
- [6]. <http://www.emersonindustrial.com/controltechniques>
Fecha de consulta: 13-11-2011.
- [7]. http://www.floridamotion.com/shop/product_info.php?manufacturers_id=1&products_id=192&osCsid=0587438261f86d075989af8992b5617e
Fecha de consulta: 13-11-2011.
- [8]. <http://www.Scrib.com/doc/6057846/Bombas-Centrifugas>
Fecha de consulta: 25-10-2011.
- [9]. <http://www.usmotors.com>
Fecha de consulta: 15-11-2011.
- [10]. Humberto Gardea Villegas, Aprovechamientos Hidroeléctricos y de Bombeo, Trillas, México, 1992.
- [11]. Ian H. Gibson, International Society of Automation, Variable-speed drivers as flow control elements, Melbourne, Australia, 1994.

- [12]. Ing. Marcelino Contreras, Empresa Curtiss Wright Flow Control Company BENSRAW.
- [13]. Ing. Victor Reyes G., Eaton Corporation Eaton Technologies.
- [14]. J. Paul Tullis, Hydraulics of Pumps, Valves, Cavitation Transients, Wiley Inter-Science.
- [15]. Kenneth J. McNaughton, Bombas Selección Uso y Mantenimiento, Mc. Graw Hill, México, 1987.
- [16]. Manuel Viejo Zubicaray, Bombas Teoría Diseño y Aplicaciones, Limusa Wiley, México, 1972.
- [17]. Martín M Miriel y Santos G. Félix, Universidad Central Martha Abreu de las Villas, Evaluación energética sobre el empleo de variador de frecuencia como método de regulación de flujo en bombas centrífugas accionadas por motores eléctricos de corriente alterna, Santa Clara Villa Clara, Cuba.
- [18]. Robert L. Mott, Applied Fluid Mechanics, Merrill.
- [19]. Ron Carlson, Institute of Electrical and Electronics Engineers, The Correct Method of Calculating Energy Savings to justify Adjustable Frequency Drivers on Pumps, Petroleum and Chemical Industry Conference, 1999.
- [20]. Vázquez T. Martín, Fideicomiso de apoyo al programa de ahorro de Energía del Sector Eléctrico, Variadores de Frecuencia en Centrales Termoeléctricas. Revista informativa del ahorro de energía eléctrica, año 7, número 28, Jul-Sep 1998, pág. 29-40.
- [21]. Z. Hameiri, T. Spooner, A.B. Sproul, High efficiency pool filtering systems utilising variable frequency drives, Renewable Energy 34, Australia, 2009.

ANEXO A

**“DIAGRAMA DE MOODY, FACTURACIÓN DEL
SUMINISTRO ELÉCTRICO, COSTOS DE
VARIADORES DE FRECUENCIA”**

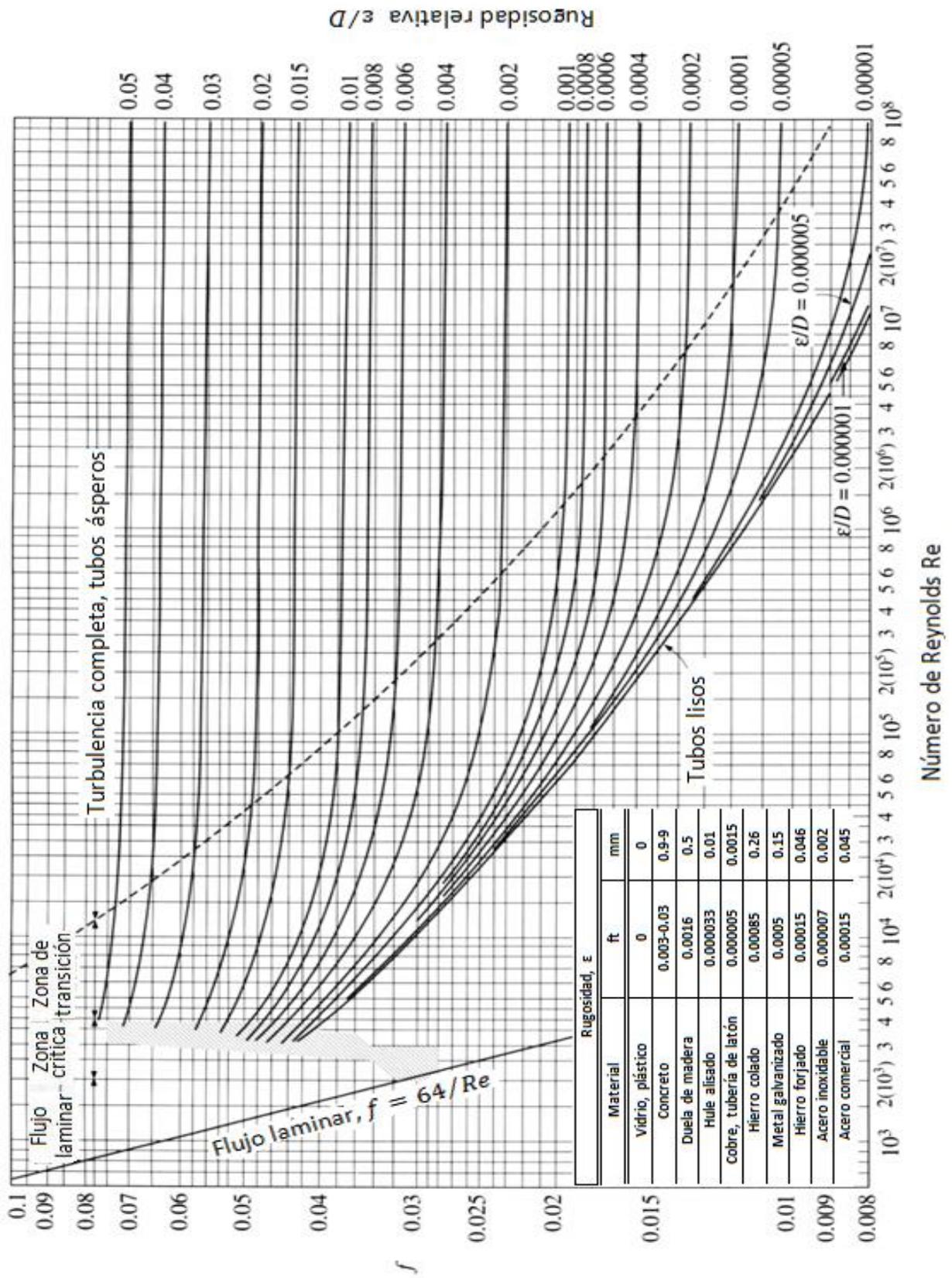


Figura 1-A. Diagrama de Moody.

AVISO RECIBO



Comisión Federal de Electricidad
DIRECCIÓN DE OPERACIÓN

Av. Paseo de la Reforma Num. 164
Col. Juárez, México, D.F. 06600
RFC: CFE370814-QIO

Número de Servicio:

983 761 000 261

Total a pagar:

\$1,392,733.00

(UN MILLON TRESCIENTOS NOVENTA Y DOS MIL SETECIENTOS TREINTA Y TRES PESOS 00/100 M.N.)

Fecha límite de pago:

14 OCT 11

Nombre y Domicilio:

INST MEX DEL S SOCIAL CENTRO
CALZ VALLEJO Y JACARANDAS ATZ
CALZADA VALLEJO Y CIRCUITO INTERIOR
CUAUHTEMOC, D.F.
C.P. 06430

Ruta: 82DM24A018200050
Periodo: 31 AGO 11 A 30 SEP 11
No. Medidor: 19H53X

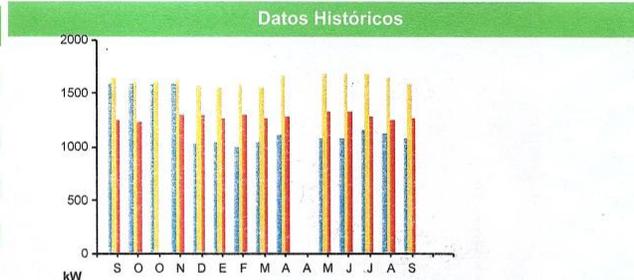
Tarifa: HM
Carga conectada kW: 2515
Demanda contratada kW: 1680
Multiplicador: 3000

Función y periodo	Lectura actual	Lectura anterior	Diferencia	Totales
kWh base				234,900
kWh intermedia				525,900
kWh punta				47,400
kW base				1,077
kW intermedia				1,593
kW punta				1,272
kVAh				311,700

Conceptos	Totales	Precios unitarios
Factor de potencia %		93.30
Energía en base kWh	234,900	1.02400
Energía en intermedia kWh	525,900	1.22510
Energía en punta kWh	47,400	2.00280
Demanda facturable kW	1,369	169.31000

Avisos Importantes

- Nos transformamos para servirte mejor.
- Servicio a Clientes Teléfono 071.
- El control en el consumo de gasolina reduce los costos de operación. Reduce costos...



Mes	Base	Demanda máxima kW	Intermedia total kWh	Punta	Semipunta %	F.C. %	Precio medio
SEP 10	1,374	849,570	92.83	72	1.2988		
OCT 10	1,352	858,870	91.56	74	1.2181		
OCT 10	486	780	99.99	2	4.1933		
NOV 10	1,400	882,303	93.49	76	1.3005		
DIC 10	1,381	843,000	99.79	72	1.2438		
ENE 11	1,352	826,800	94.24	71	1.3337		
FEB 11	1,390	774,000	93.57	72	1.3891		
MAR 11	1,353	783,600	93.51	68	1.4126		
ABR 11	1,398	7,800	93.33	10	3.1157		
ABR 11	1,478	0	92.61	68	0.0000		
MAY 11	1,437	908,400	92.41	73	1.4105		
JUN 11	1,437	890,100	92.32	74	1.4562		
JUL 11	1,409	890,400	91.89	71	1.4732		
AGO 11	1,369	877,200	92.39	72	1.4357		
SEP 11	1,369	808,200	93.30	70	1.4856		

Estado de cuenta

Conceptos	Importe \$
Energía	979,750.40
Demanda Facturable	231,785.39
Bonificación Factor de Potencia	-10,903.82
Subtotal	1,200,631.97
IVA 16%	192,101.11
Facturación del Periodo	1,392,733.08
Adeudo Anterior	2,982,480.00
Su Pago	-2,982,480.00
Total	\$1,392,733.08

Factura: MA
Folio: 000008356215
No. aprobación: 24721
Año de aprobación: 2011
No. certificado: 0000100000104150052

PORTE PAGADO
CARTAS
CA09-1587
AUTORIZADO POR SEPOMEX

Este documento es una representación impresa de un CFD

Cadena original
[2.0]MA[000008356215]2011-10-03T21:35:03[24721]2011[Ingreso]Pago en una sola exhibición[1200631.97]1392733.00[CFE370814QIO]Comision Federal de Electricidad[Av. Paseo de la Reforma]164[Juarez]Mexico D.F.,D.F.,[Mexico]06600[XA]X010101000[INST MEX DEL S SOCIAL CENTRO][CALZ VALLEJO Y JACARANDAS ATZ][CUAUHTEMOC,D.F.,Mexico]808200[ENERGIA]1200631.97[1200631.97][IVA]16[192101.11]

Sello Digital
LJP/5G16JC68Ea2QOwrQwpc3/7mcUCbJK8U8mcb1YyG8udEJ5+DYjZBfYb
HFKIBRD4Q9+SG+KcIHA3PK9+NaR0I08ag/7EXSRKynitUfAGnVpKwK0xT5V
TquiUKoJISspjmeoTd7yQ4e023TKYBwHwF54RkwUmWRe=

Fecha, hora y lugar de impresión: 05 OCT 11 09:41:50 hrs.
DISTRIBUCION BENITO JUAREZ

ZONA DE

983761000261
01 983761000261 111014 001392733 7



Cuenta: 82DM24A018200050

Clave de envío: Repartir

Total a pagar:

\$1,392,733.00

(UN MILLON TRESCIENTOS NOVENTA Y DOS MIL SETECIENTOS TREINTA Y TRES PESOS 00/100 M.N.)

TALÓN DE CAJA

Figura 2-A. Facturación del suministro eléctrico del Centro Médico Nacional La Raza.

AC Drive - SK2402



Drives - AC Item# SK2402 - DRIVE, AC, 10HP, 48...

Model: SK2402

Manufacturer: [Control Techniques](#)

[details](#)

\$914.80

Add to Cart

AC Drive - SK2403



Drives - AC Item# SK2403 - DRIVE, AC, 20HP, 4...

Model: SK2403

Manufacturer: [Control Techniques](#)

[details](#)

\$1,150.00

Add to Cart

AC Drive - SK3401



Drives - AC Item# SK3401 - DRIVE, AC, 25HP, 48...

Model: SK3401

Manufacturer: [Control Techniques](#)

[details](#)

\$1,582.00

Add to Cart

AC Drive - SK3403



Drives - AC Item# SK3403 - DRIVE, AC, 30HP, 48...

Model: SK3403

Manufacturer: [Control Techniques](#)

[details](#)

\$2,202.00

Add to Cart

AC Drive - SK4401



Drives - AC Item# SK4401 - DRIVE, AC, 50HP, 48...

Model: SK4401

Manufacturer: [Control Techniques](#)

[details](#)

\$3,298.00

Add to Cart

AC Drive - SKA1100037



Drives - AC Item# SKA1100037 - DRIVE, AC, 0....

Model: SKA1100037

Manufacturer: [Control Techniques](#)

[details](#)

\$200.42

Add to Cart

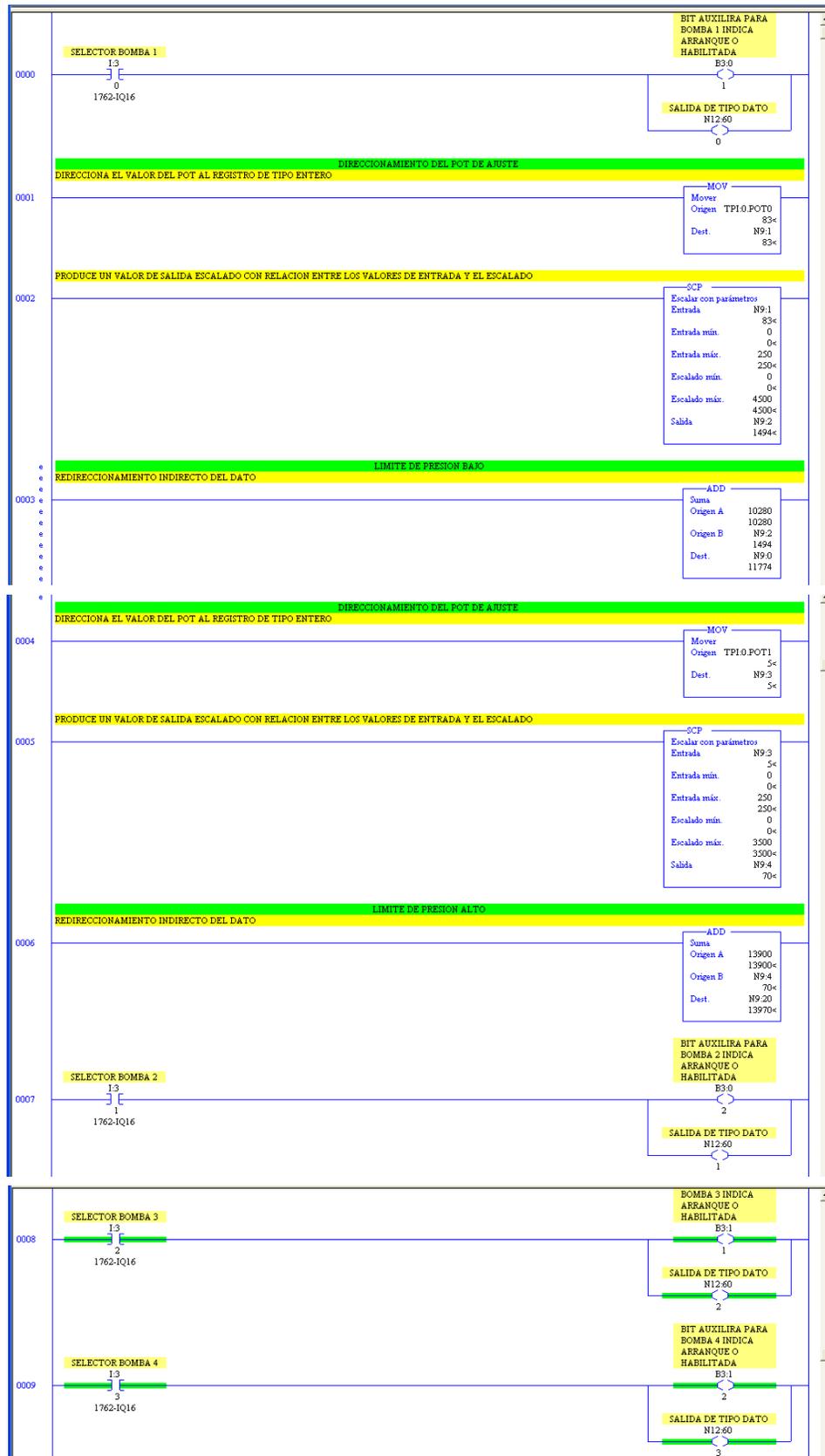
Figura 3-A. Precios de los diferentes modelos de variador Commander SK.

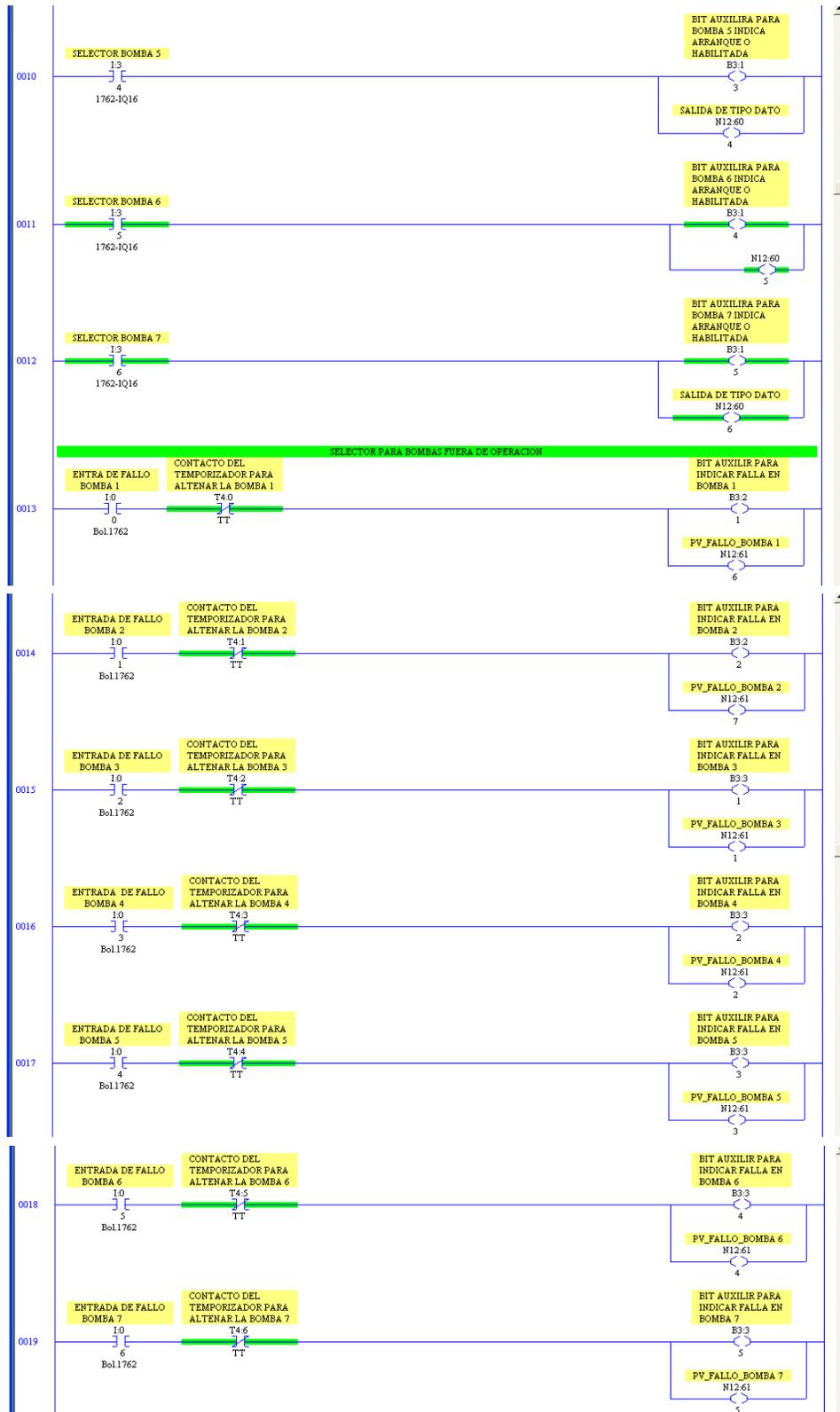
ANEXO B

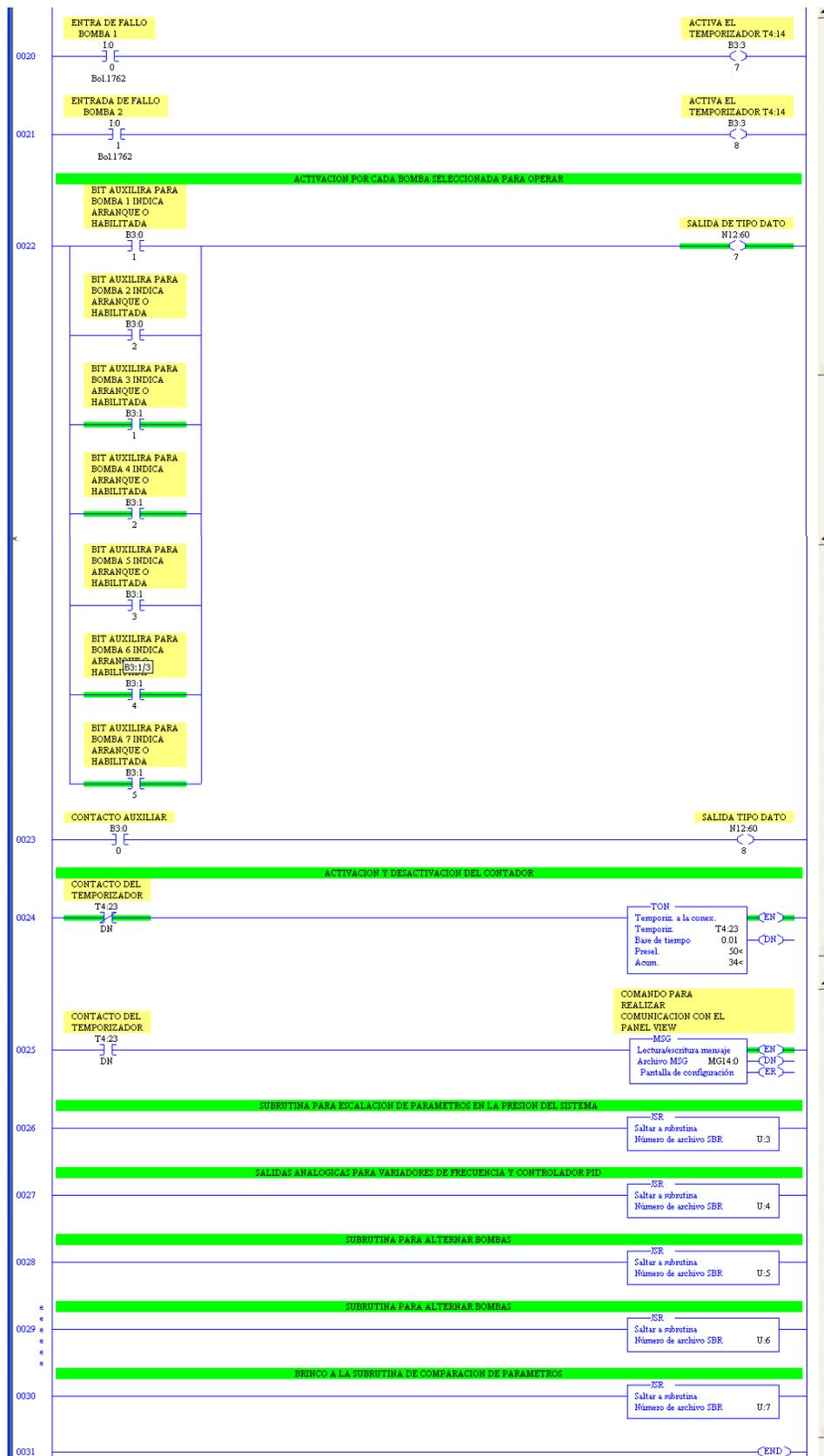
**(PROGRAMA PARA EL CONTROL DE PRESIÓN EN EL
SISTEMA DE BOMBEO)
(PLC MICROLOGIX 1200)**



PROGRAMA PRINCIPAL



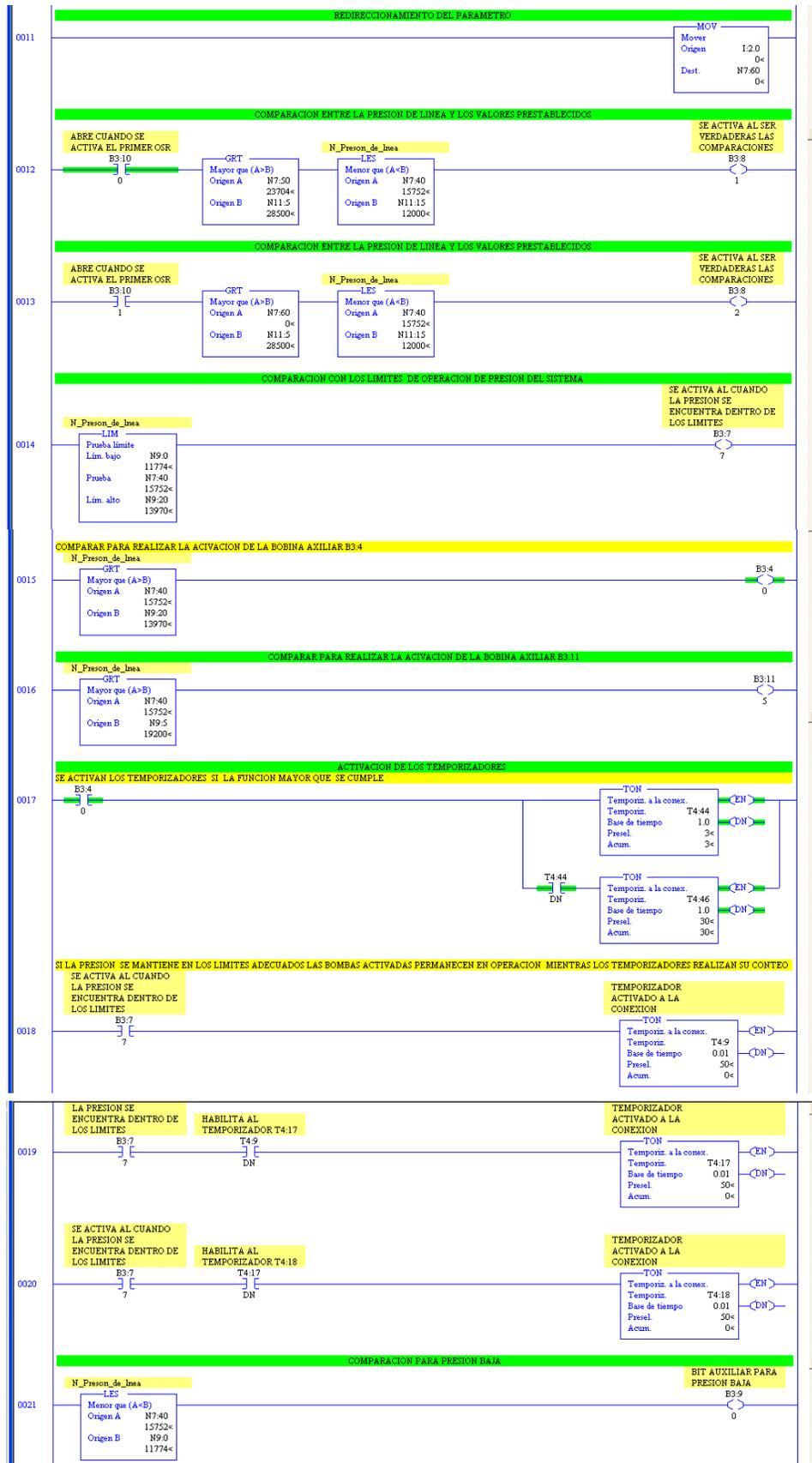


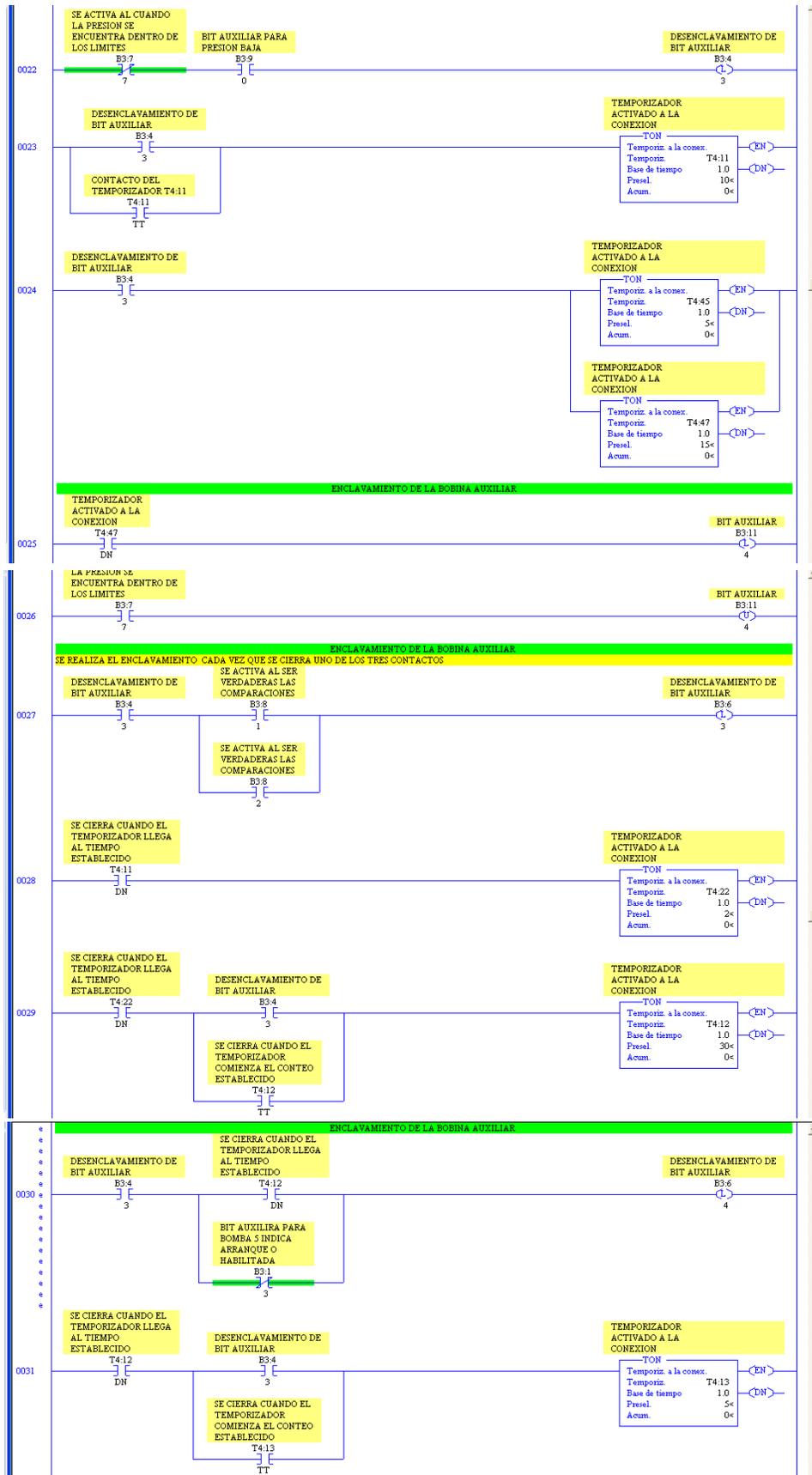


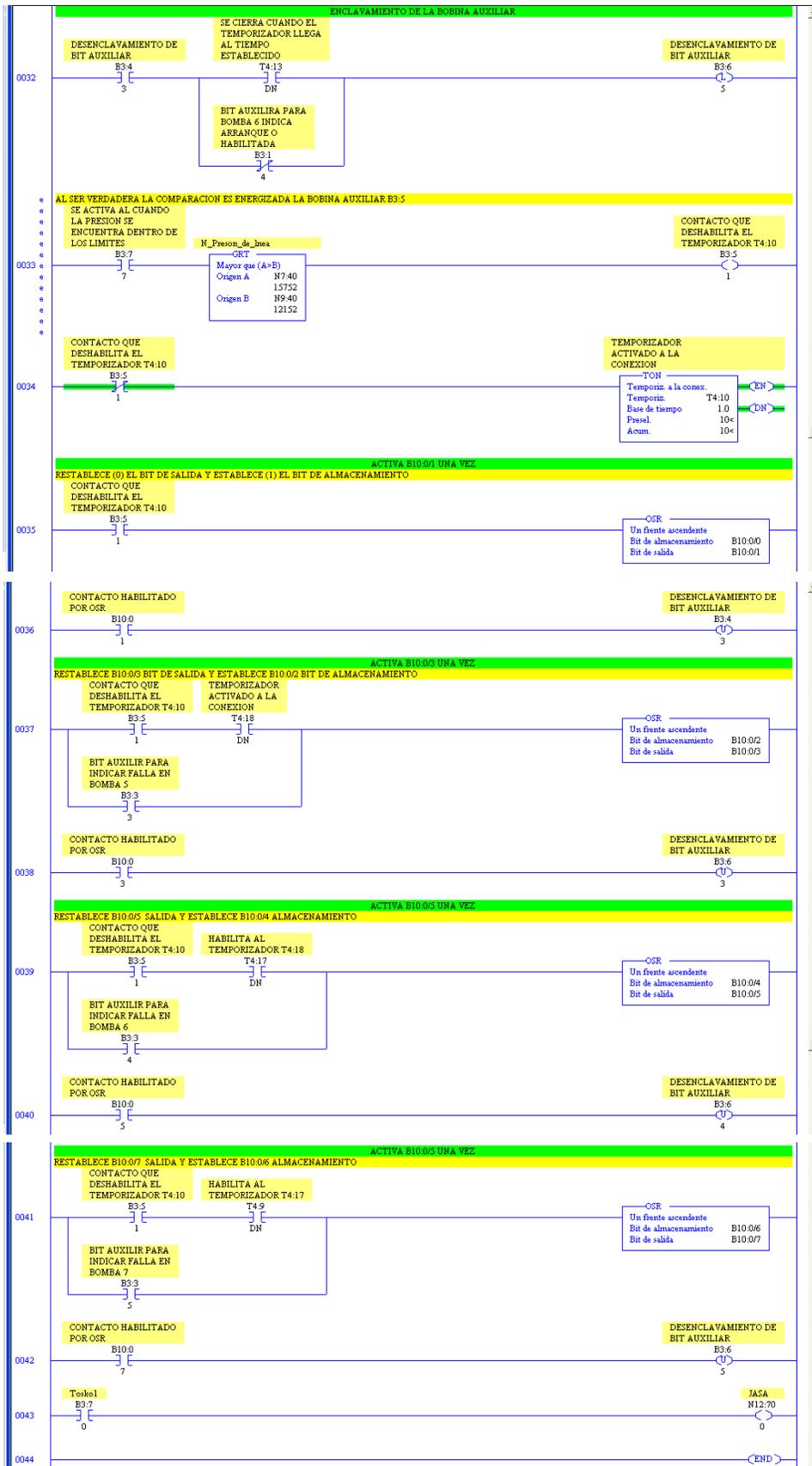


SUBROUTINA U:3



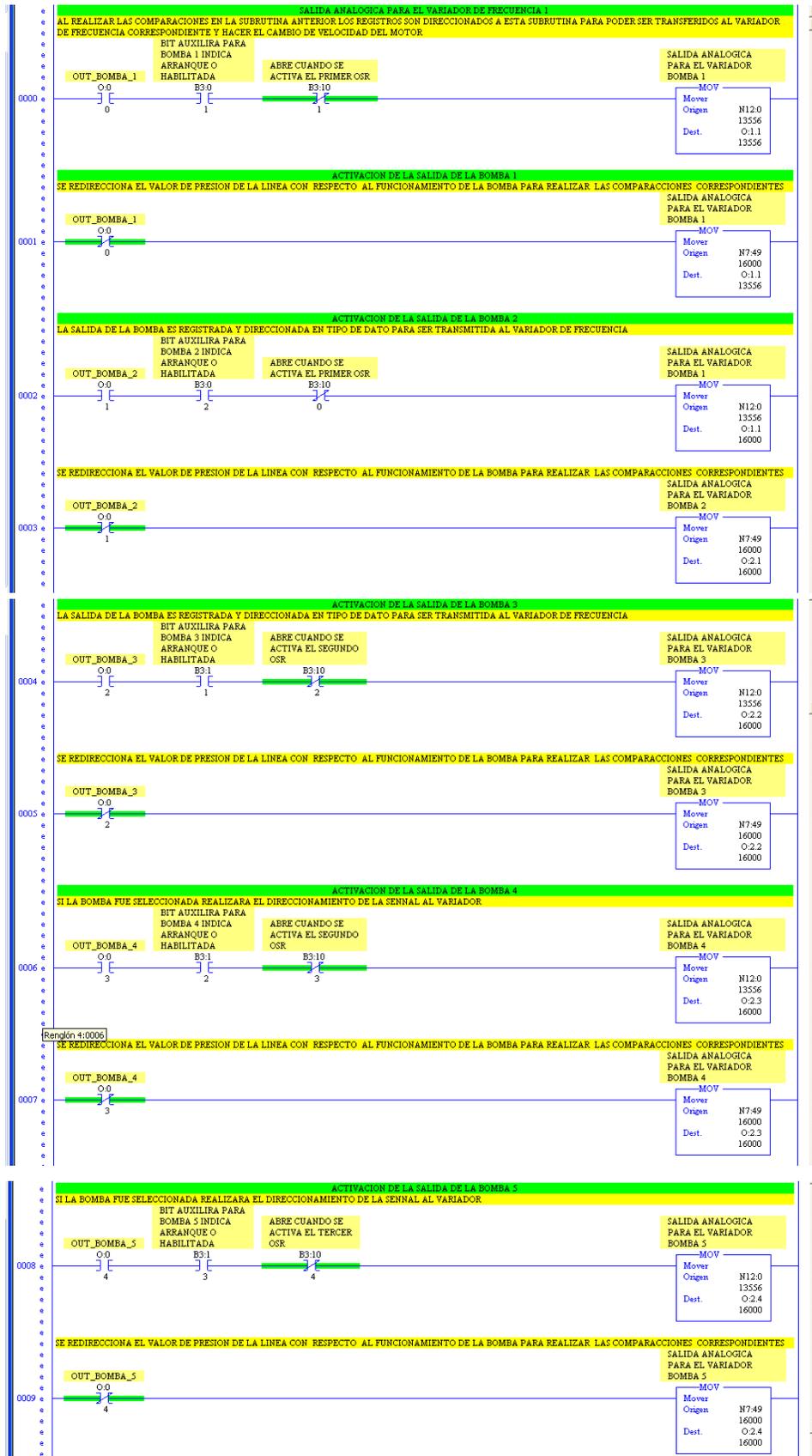


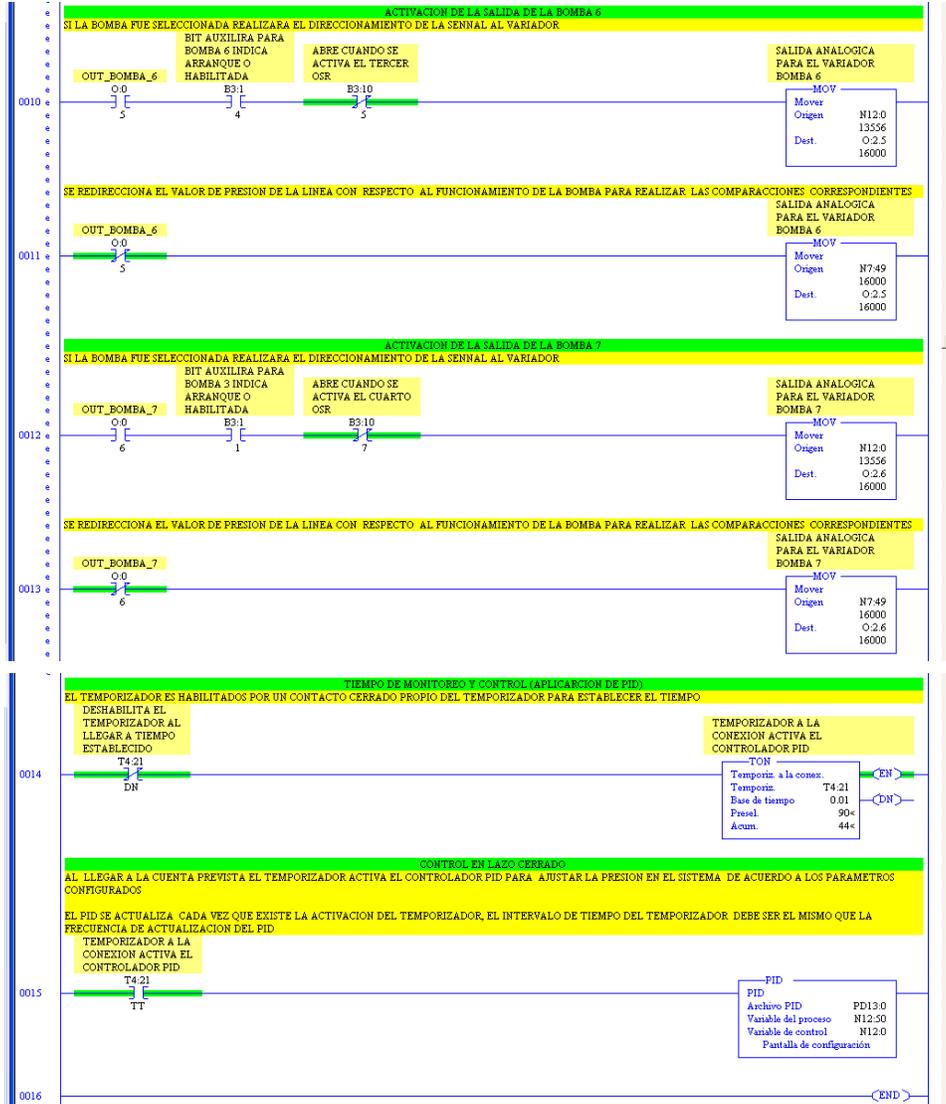






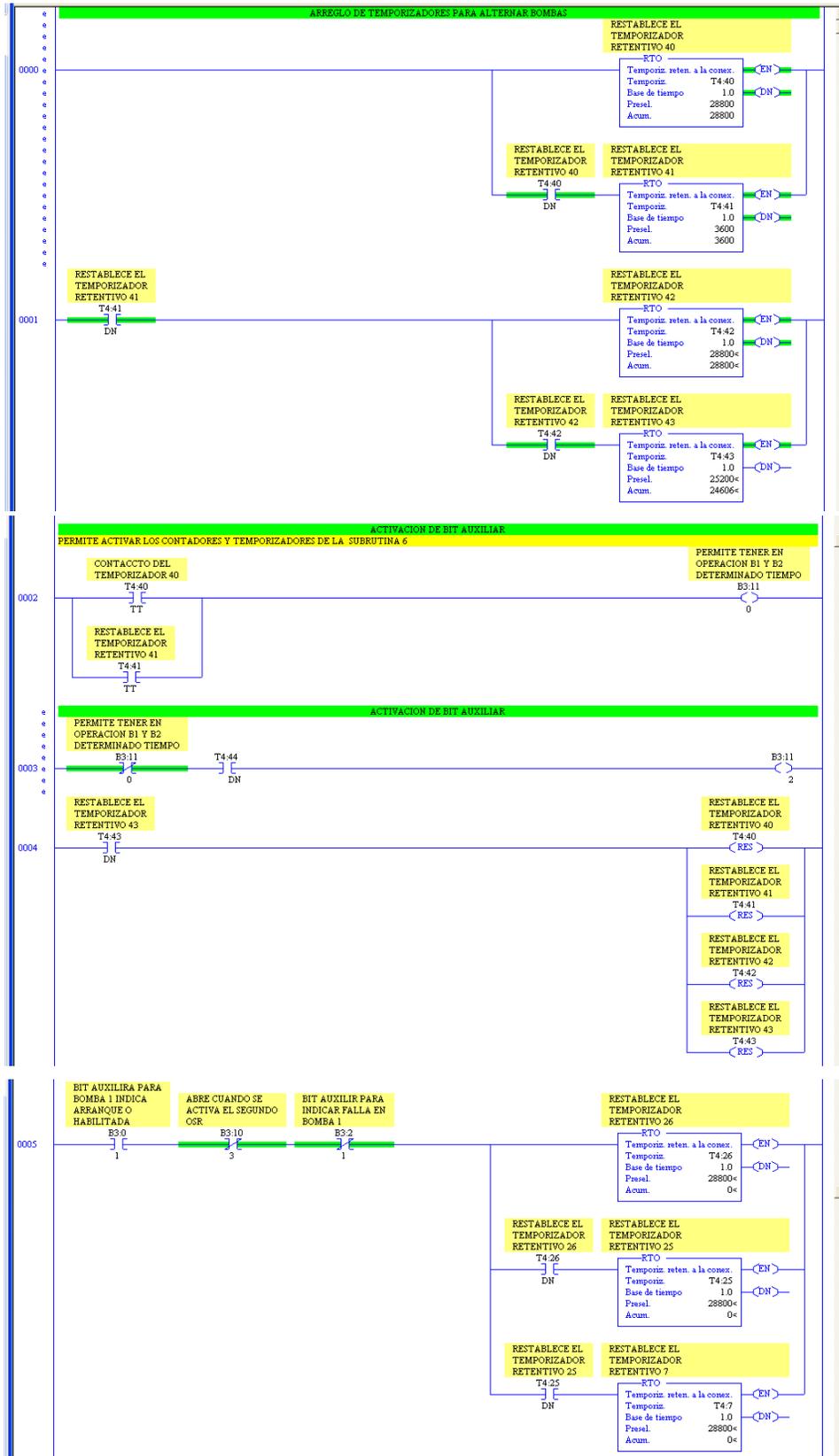
SUBROUTINA U:4

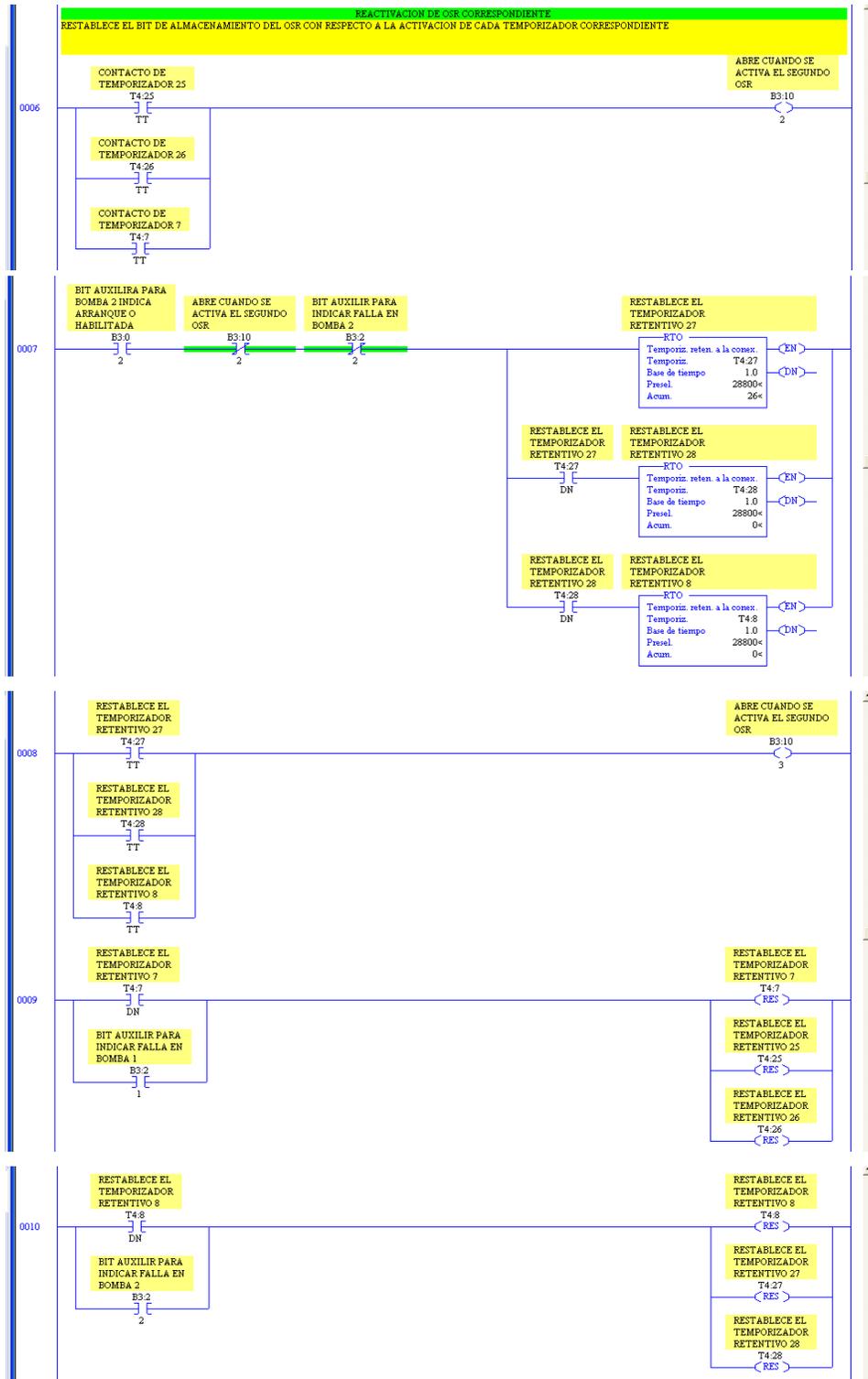


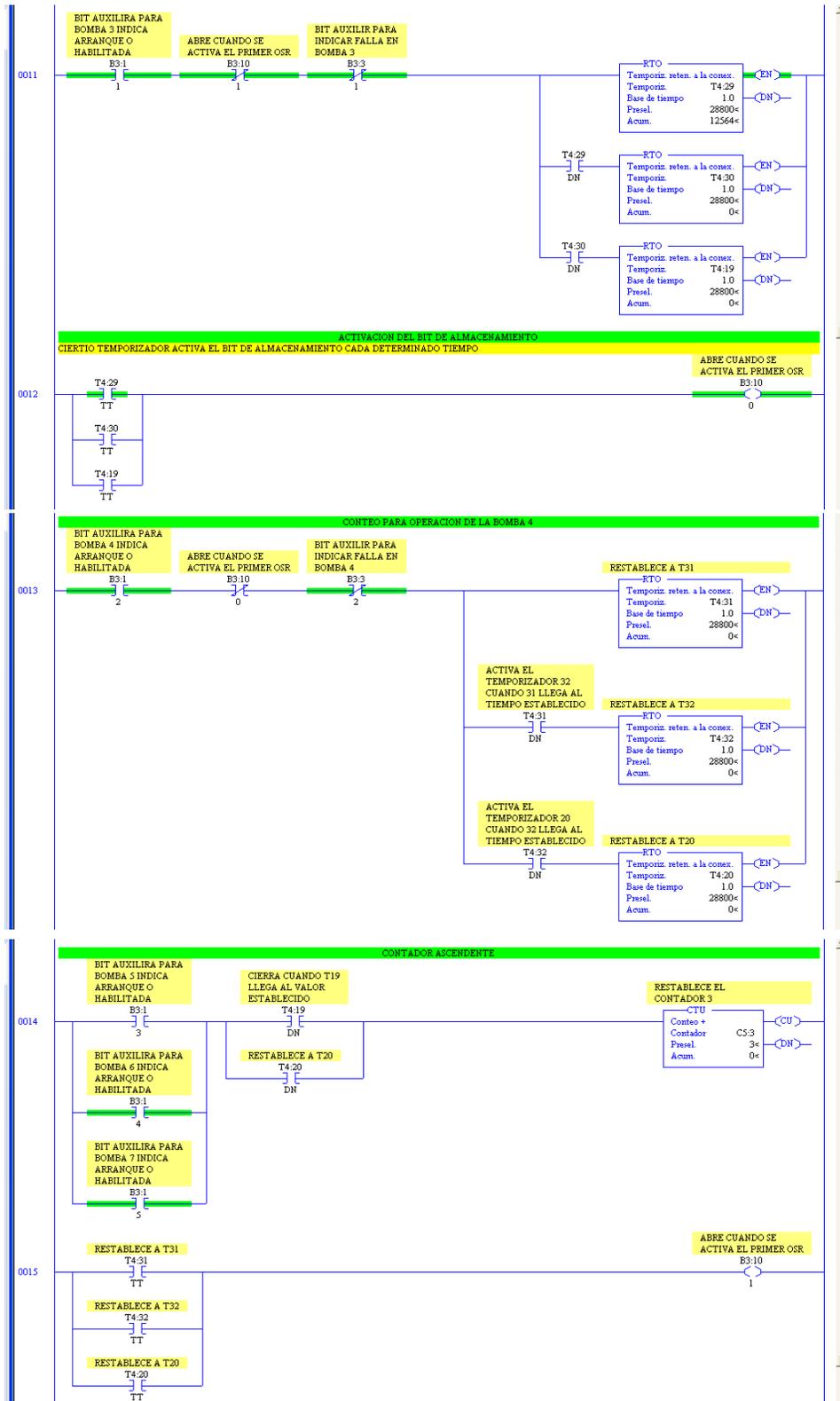


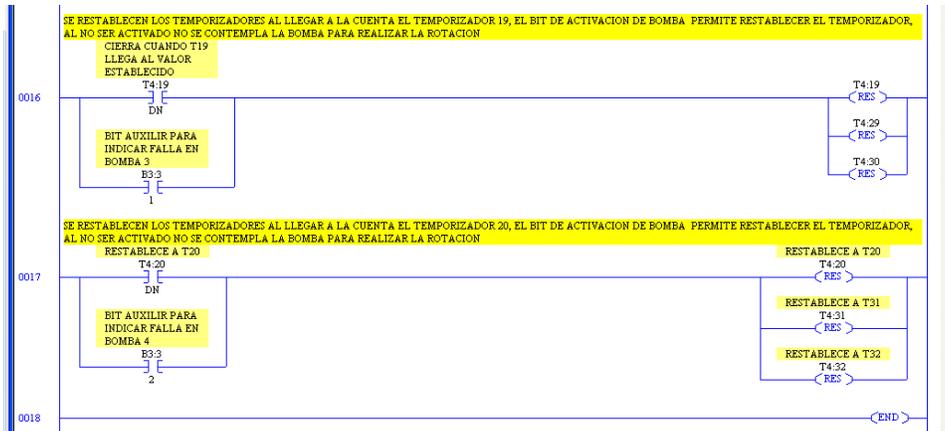


SUBROUTINA U:5

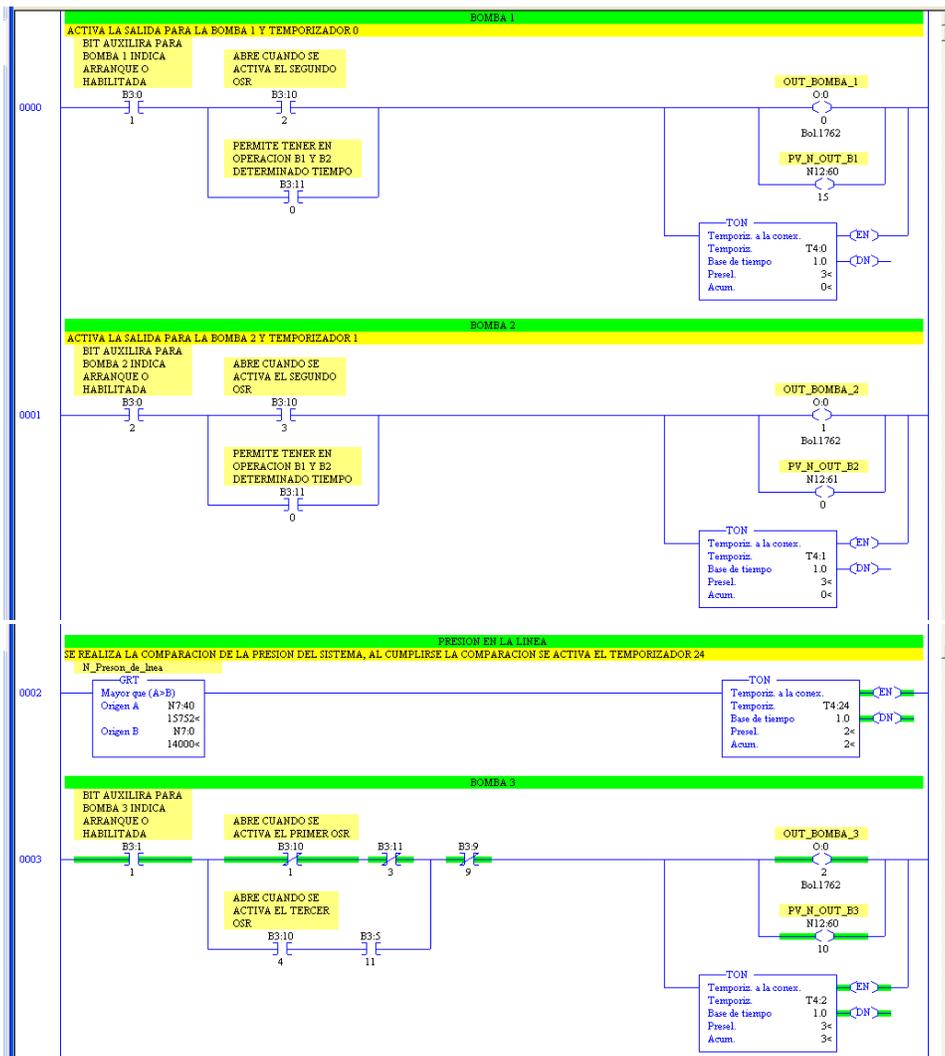


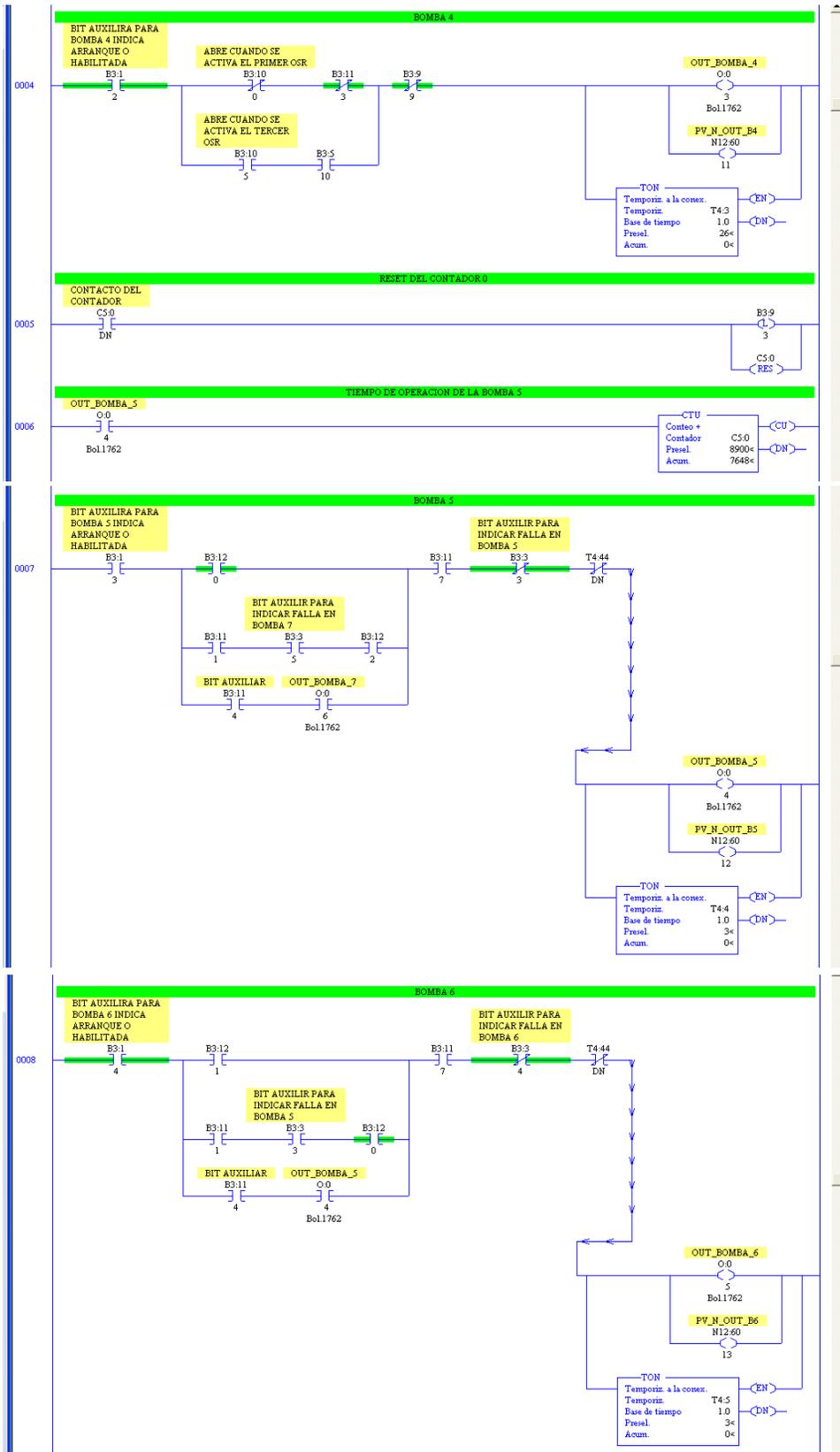


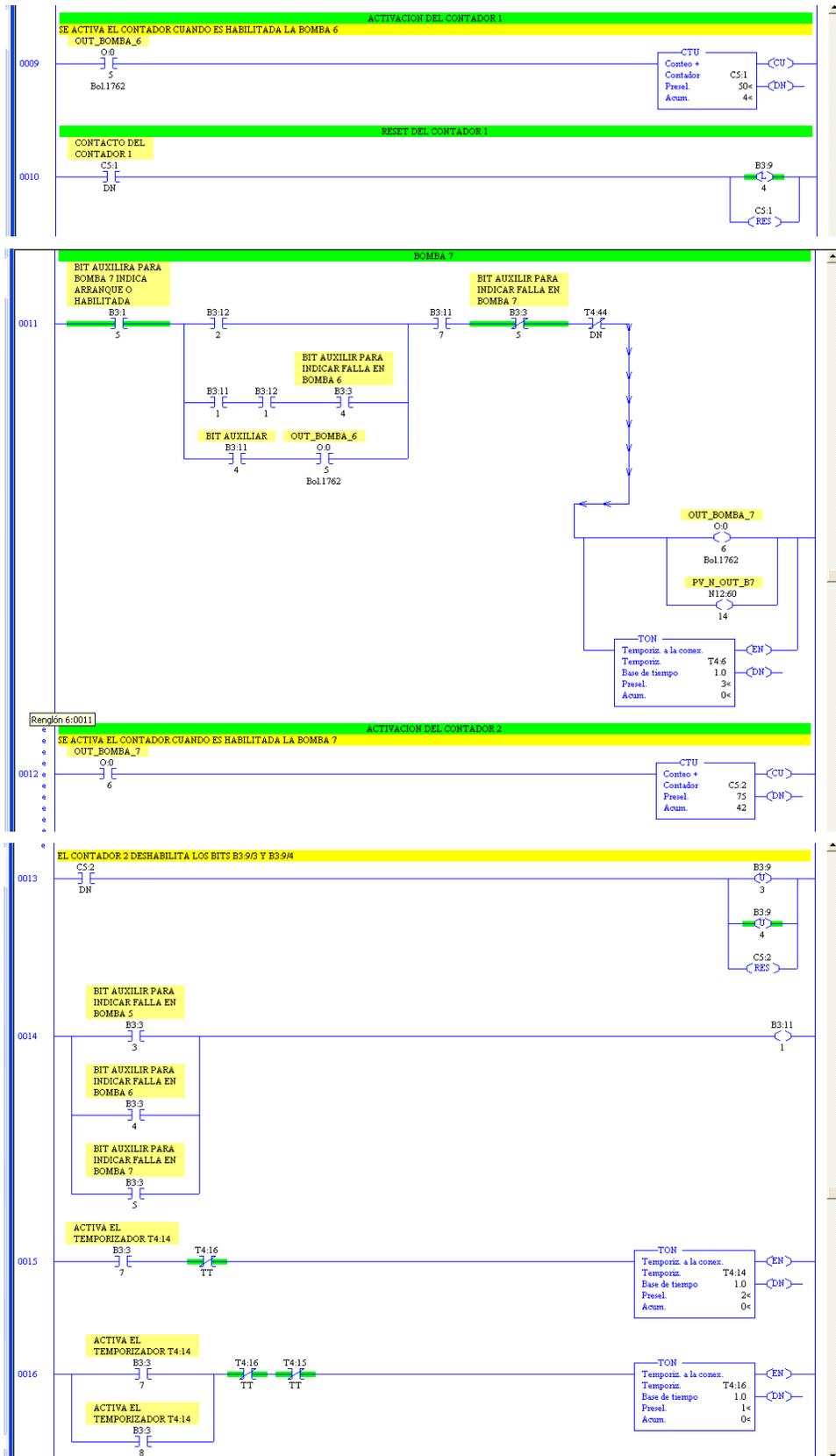


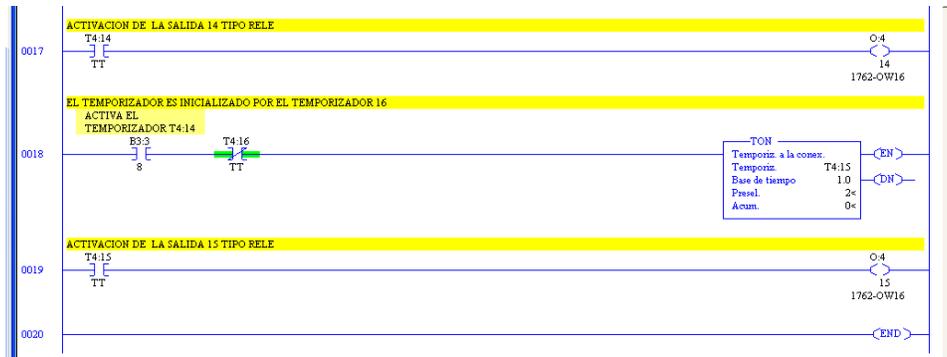


SUBROUTINA U:6









SUBROUTINA U:7

