

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

Escuela de Posgrado



**CONTROL AVANZADO DE UN SISTEMA DE BOMBEO
PARA SUMINISTRO DE AGUA A PRESIÓN CONSTANTE
Y ESTABLE A UN EDIFICIO**

Tesis para obtener el grado académico de Maestro en Ingeniería
de Control y Automatización
que presenta:

José Carlos Castañeda Díaz

Asesor:

Juan Javier Sotomayor Moriano

Lima, 2025


Informe de Similitud

Yo, Juan Javier Sotomayor Moriano, docente de la Escuela de Posgrado de la Pontificia Universidad Católica del Perú, asesor de la tesis titulada “Control Avanzado de un Sistema de Bombeo para Suministro de Agua a Presión Constante y Estable a un Edificio”, del autor José Carlos Castañeda Díaz,

dejo constancia de lo siguiente:

- El mencionado documento tiene un índice de puntuación de similitud de 11%. Así lo consigna el reporte de similitud emitido por el software *Turnitin* el 04/03/2025.
- He revisado con detalle dicho reporte y la Tesis, y no se advierte indicios de plagio.
- Las citas a otros autores y sus respectivas referencias cumplen con las pautas académicas.

Lima, 4 de marzo del 2025

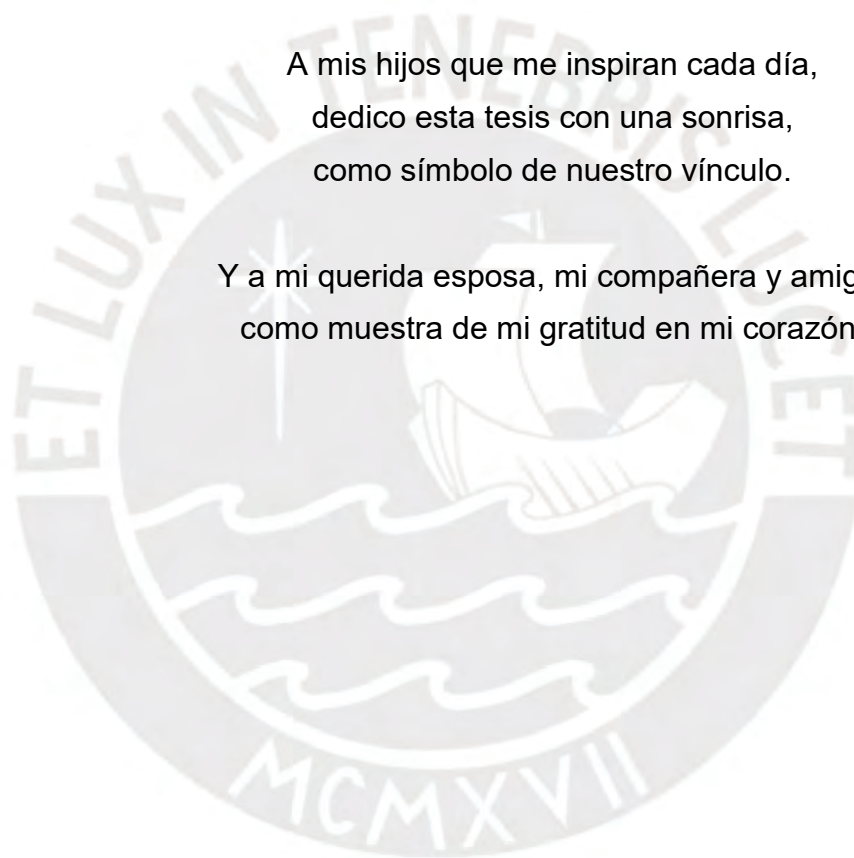
Apellidos y nombres del asesor: <u>SOTOMAYOR MORIANO, JUAN JAVIER</u>	
DNI: 25558480	Firma 
ORCID: 0000-0003-0782-0530	

DEDICATORIA

A mis padres que me enseñaron vencer toda adversidad,
como muestra de mi amor y agradecimiento.

A mis hijos que me inspiran cada día,
dedico esta tesis con una sonrisa,
como símbolo de nuestro vínculo.

Y a mi querida esposa, mi compañera y amiga,
como muestra de mi gratitud en mi corazón.



AGRADECIMIENTOS

Quiero expresar mi profundo agradecimiento a mi asesor, el Dr. Javier Sotomayor, cuya paciencia y orientación consistente han sido fundamentales en el desarrollo de este proyecto. Su apoyo ha sido invaluable y ha contribuido significativamente a la calidad de este trabajo.

Agradezco también a mi ex-jefe, el Ing. Francisco Guerrero, por su confianza y enseñanzas durante mi carrera profesional. Fue él quien orientó mi trayectoria hacia los sistemas de bombeo. Mi reconocimiento también se extiende a la empresa Hidrostal, que financió mi maestría cuando formaba parte de este equipo.

A mi actual centro de labores, Grundfos, le agradezco por brindarme la oportunidad de potenciar mis conocimientos y experiencia. La experiencia en esta prestigiosa compañía ha enriquecido y fortalecido la base de este proyecto de tesis.

Mi gratitud a mis profesores de la maestría, cuyas enseñanzas han sido la base fundamental para la realización de este proyecto. Además, agradezco a mi jurado de tesis por sus recomendaciones y observaciones, las cuales han contribuido a perfeccionar aún más este trabajo.

RESUMEN

En respuesta a las actuales demandas de eficiencia energética y control de presión en edificaciones residenciales e industriales, se han implementado sistemas de bombeo destinados a suministrar agua a presión constante. Sin embargo, los sistemas convencionales de control, basados en controladores proporcional-integral (PI), se centran únicamente en mantener suministro de agua a una presión constante cerca de la salida de las bombas, sin garantizarla en toda la edificación. El enfoque mencionado resulta ineficiente, ya que las pequeñas oscilaciones en la salida de la bomba se amplifican a medida que el punto de consumo se distancia, tanto vertical como horizontalmente. Esto se debe a la falta de consideración del comportamiento dinámico del proceso, que varía en función al consumo de agua, la presencia de no linealidades y retardos.

La presente tesis aborda esta problemática mediante el desarrollo de un sistema de control para bombas, diseñado para suministrar agua a presión constante y estable en todo un edificio. La estrategia de control propuesta incorpora un conjunto de sensores, incluyendo uno en la descarga y otros distribuidos estratégicamente en la instalación. Para implementar este control, se derivó el modelo matemático del sistema de bombeo del edificio y se procedió a su linealización. El modelo obtenido no solo representa un avance significativo para investigaciones futuras en el control de sistemas de bombeo, con aplicaciones potenciales en sectores industriales, de construcción y saneamiento, sino que también se presenta una metodología detallada para el desarrollo del control propuesto.

Esta metodología abarca el desacoplamiento del modelo linealizado de la planta, el diseño de controladores, la selección de escenarios para diversas demandas de caudal y el cálculo de parámetros de ganancia programada de los controladores. Las simulaciones realizadas demuestran la capacidad del sistema propuesto para lograr una presión más estable y constante en todo el edificio. Adicionalmente, se proporciona una metodología fundamentada teóricamente para el cálculo de parámetros de controladores. La tesis concluye con una propuesta de implementación práctica del control en un sistema de bombeo de agua a presión constante y estable en un edificio local, destacando su aplicabilidad en situaciones reales.

ÍNDICE

	Pág.
INTRODUCCIÓN	7
CAPITULO I	
ESTADO DEL ARTE DEL SUMNISTRO DE AGUA EN EDIFICIOS MEDIANTE SISTEMAS DE CONTROL DE BOMBAS	9
1.1. INTRODUCCIÓN	10
1.2. PRINCIPIO BÁSICO DEL FUNCIONAMIENTO	10
1.3. TÉCNICAS DE CONTROL DE ABASTECIMIENTO DE AGUA EN EDIFICIOS	13
1.3.1. Antecedentes de soluciones previas	13
1.3.2. Métodos de control en equipos para presión constante	14
1.3.2.1. Sistema de Presión constante con control de válvula en la descarga de la bomba	14
1.3.2.2. Sistema de Presión constante con control de variadores de frecuencia	15
1.4. CONTROL CONVENCIONAL DE EQUIPOS DE PRESIÓN CONSTANTE	18
1.4.1. Antecedentes	18
1.4.2. Control PID	21
1.4.3. Descripción general del uso del controlador en los sistemas de bombeo a presión constante	23
1.5. OBJETIVOS DE LA TESIS	27
1.5.1. Objetivo general	27
1.5.2. Objetivos específicos	28
1.6. PROPUESTA DE SOLUCIÓN	28
CAPITULO II	
FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE BOMBEO Y DESARROLLO DEL MODELO MATEMÁTICO	30
2.1. INTRODUCCIÓN	31
2.2. PROCEDIMIENTO DEL DESARROLLO DEL MODELO MATEMÁTICO	31
2.3. CONFIGURACIÓN GENERAL DEL SISTEMA	32
2.4. OBTENCIÓN DE LOS MODELOS MATEMÁTICOS DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA	33
2.4.1. Motor Eléctrico de Corriente Alterna AC	33
2.4.2. Bomba	33
2.4.3. Tramo de succión y descarga de la bomba	36
2.4.4. Variador de Frecuencia	40
2.4.5. Sensor de Presión	42
2.4.6. Tanque Hidroneumático	44

2.4.7. Válvula de Control	49
2.4.7.1. Balance de fuerzas para abrir o cerrar la válvula de control	49
2.4.7.2. Dinámica del fluido dentro de una válvula de control	52
2.4.7.3. Análisis de la válvula de control despejando P_2	54
2.4.8. Sistema con Sensor adicional y válvula de control	55
2.5. LINEALIZACIÓN DE LOS MODELOS MATEMÁTICOS DE LOS COMONENTES DEL SISTEMA	57
2.5.1. Linealización de Bomba + Motor + Tramo de succión	57
2.5.2. Linealización del Tanque Hidroneumático	58
2.5.3. Linealización del funcionamiento del Variador de Frecuencia	64
2.5.4. Modelo del Sistema Linealizado alrededor del punto de equilibrio	66
2.5.5. Linealización del funcionamiento de la válvula de control	68
2.6. CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO	70
CAPITULO III	
DISEÑO DE CONTROL AVANZADO BASADO EN GANANCIA PROGRAMADA PARA PROCESO MUTIVARIABLE DESACOPLADO	71
3.1. INTRODUCCIÓN	72
3.2. DIAGRAMA DE BLOQUES	72
3.2.1. Electrobomba	72
3.2.2. Tanque Hidroneumático	73
3.2.3. Electrobomba + Variador de Frecuencia + Tanque Hidroneumático	74
3.2.4. Válvula de control	74
3.2.5. Planta Objeto de Estudio	75
3.3. DESACOPLAMIENTO	76
3.4. DISEÑO DEL CONTROLADOR PI AVANZADO	79
3.4.1. Cálculo del K_p y K_i	79
3.4.2. Cálculo de la planta de 1º orden aproximada	85
3.4.3. Ganancia Programada	88
3.5. CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO	95
CAPITULO IV	
PRUEBAS DE SIMULACIÓN Y PROPUESTA DE IMPLEMENTACIÓN	96
4.1. INTRODUCCIÓN	97
4.2. DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA	97
4.2.1. Requerimientos de la planta	97

4.2.2. Equipamiento e instrumentación	98
4.2.3. Electrobomba	100
4.2.4. Condiciones de la toma de agua en la succión de la bomba	101
4.2.5. Variador de frecuencia	102
4.2.6. Tanque Hidroneumático	103
4.2.7. Válvula de control	105
4.2.8. Sensor de Presión 1	106
4.2.9. Sensor de Presión 2	106
4.3. ESCENARIOS DE OPERACIÓN	107
4.4. SIMULACIÓN CON CONTROLADOR CONVENCIONAL Y CONTROLADOR CON GANANCIA PROGRAMADA	110
4.4.1. Pruebas con una entrada escalón	112
4.4.1.1. Escenario a caudal casi cero ($q_0 = 0.1$ l/s)	113
4.4.1.2. Escenario a caudal intermedio ($q_0 = 6.4$ l/s).	114
4.4.1.3. Escenario a caudal máximo ($q_0 = 8.4$ l/s).	115
4.4.1.4. Resumen de las pruebas con entrada escalón.	116
4.4.2. Pruebas con la perturbación de la demanda a diferentes valores de caudal y escenarios	117
4.4.2.1. Escenario a caudal casi cero	117
4.4.2.2. Escenario a un caudal entre intermedio y máximo	120
4.4.3. Pruebas experimentales	123
4.5. ANÁLISIS DE RESULTADOS	125
4.6. PROPUESTA DE IMPLEMENTACIÓN	127
4.6.1. Introducción	127
4.6.2. Esquema de implementación de los equipos	127
4.7. CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO	130
CONCLUSIONES GENERALES	131
RECOMENDACIONES Y PROPUESTAS PARA FUTURAS INVESTIGACIONES	133
BIBLIOGRAFÍA	135
ANEXOS	137

LISTA DE SÍMBOLOS

Valores de entrada

Símbolo	Descripción	Unidades
a0	Coefficiente que forma parte de la ecuación de la curva característica Q-H de la bomba.	
a1	Coefficiente que forma parte de la ecuación de la curva característica Q-H de la bomba.	
a2	Coefficiente que forma parte de la ecuación de la curva característica Q-H de la bomba.	
a3	Coefficiente que forma parte de la ecuación de la curva característica Q-H de la bomba.	
a2b	Coefficiente que forma parte de la ecuación de la curva característica Q-H de la bomba.	
f _N	Frecuencia Nominal del motor.	Hz
Q	Caudal que da la bomba	l/s
q _{s1} , Q _{S1}	Caudal que consume el edificio	l/s
q _{s2} , Q _{S2}	Caudal que pasa por el 2do sensor de presión	l/s
H	Altura dinámica total que da la bomba	m
h ₁	Altura del nivel de succión de agua	m
h ₂	Altura entre el 1er sensor y el 2do sensor de presión	m
D _{eq-S} =	Diámetro equivalente de la tubería en el lado succión de la bomba.	m
D _{eq-D} =	Diámetro equivalente de la tubería en el lado descarga de la bomba hasta el sensor de presión.	m
K _{1acc-S} =	Constante de Hazen Williams para pérdidas de por fricciones en los accesorios que están el lado succión de la bomba.	m
K _{1acc-D} =	Constante de Hazen Williams para pérdidas de por fricciones en los accesorios lado descarga de la bomba hasta el sensor.	m
V _{TQL}	Volumen total o capacidad máxima del tanque hidroneumático.	Litros
P _a	Presión atmosférica en el lugar de operación.	m
P _i	Es la presión de precarga de aire, cuando el tanque está sin agua.	m
Δ P máx (K _{TqL})	Máxima variación de la oscilación de presión, en %.	%
K _{Tq}	Constante equivalente de pérdidas en accesorios en la entrada al Tanque Hidroneumático.	
C _v	Constante de válvula, depende de su tamaño. Sus unidades GPM/psi.	
K _{val}	Es la ganancia de la apertura de la válvula en relación con la señal de entrada de 4 mA a 20 mA para abrir o cerrar la válvula	
τ _{val}	Es la constante de tiempo, lo que demora en cerrar o abrir de acuerdo con una entrada escalón.	
X	Relación de apertura de la válvula. 0 es totalmente cerrado y 1 totalmente abierta.	

Q_{s20}	Caudal de equilibrio que pasa por la válvula de control	
AOmin1 (Mín)	Presión de salida en mA (Rango mínimo).	mA
AOmax1 (Máx)	Presión de salida en mA (Rango máximo).	mA
Almin1	Presión de lectura en metros de agua (Rango mínimo).	m
Almax1	Presión de lectura en metros de agua (Rango máximo).	m
AOmin2 (Mín)	Presión de salida en mA (Rango mínimo).	mA
AOmax2 (Máx)	Presión de salida en mA (Rango máximo).	mA
Almin2	Presión de lectura en metros de agua (Rango mínimo).	m
Almax2	Presión de lectura en metros de agua (Rango máximo).	m
P_{Tq} [m] =>	Presión de llegada justo antes ingreso en el tanque Hidroneumático.	
q_0	Caudal de la bomba en un punto de equilibrio.	
f_{parada}	Frecuencia al cual la bomba debe para porque el consumo de agua es CERO.	Hz
$K_1 =$	Constante equivalente de pérdidas en accesorios en el tramo de la línea de succión de la bomba hasta el primer sensor de presión.	
$P_0 =$	Presión absoluta de equilibrio en el Tanque $P_a + P_{sp1}$	m
$V_0 =$	Volumen de aire dentro del tanque en el punto de equilibrio.	L
K_{Tq}	Constante equivaslente a K_{accTq} ; pero que afecte directamente al q_{Tq} .	
$q_{TqMAX} =$	Caudal máximo de ingreso o salida del Tanque Hidroneumático	L/s
q_{TqMIN}	Caudal mínimo de ingreso o salida del Tanque Hidroneumático	L/s
V_{TqMax}	Velocidad máxima de ingreso o salida del Tanque Hidroneumático	m/s
M1 (s)	Ganancia del Sensor 1.	
M2 (s)	Ganancia del Sensor 2.	
P_1	Presión medida por el sensor de presión en la descarga de la bomba.	m
P_2	Presión medida por el sensor de presión en la salida de la válvula de control.	M
F	Frecuencia en un tiempo t, es $f(t)$.	Hz
Q	Caudal que da la bomba en un tiempo t, es $q(t)$.	l/s
Q_{s10}, Q_{s20}	Caudales en el punto de equilibrio para cada escenario	
P_{SP}	Presión de Set Point.	
P_{SP1}, P_{10}	Set Point, Presión constante que se requiere en la descarga de la bomba.	
P_{SP2}, P_{20}	Set Point, Presión constante que se requiere en la salida de la válvula de control.	
f_0	Frecuencia en un punto de equilibrio.	
q_0	Caudal de la bomba en un punto de equilibrio.	
C1, C2,	Coeficientes de agrupación de parámetros.	
C3, C4	Coeficientes de agrupación de parámetros.	

Kp Parámetro proporcional del controlador PI
Ki Parámetro Integral del controlador PI



INTRODUCCIÓN

En la actualidad, el uso cada vez más extendido de equipos de bombeo con variadores de frecuencia se debe a sus beneficios en términos de eficiencia energética y gestión de la presión. Sin embargo, el método de control convencional basado en PI (proporcional e integral) solo permite mantener una presión constante en la salida de las bombas y no en toda la edificación. Además, este tipo de control no tiene en cuenta la variación del proceso cuando cambia el caudal de consumo, lo que lo hace ineficaz en situaciones donde se requiere presión constante en todo instante del tiempo y en toda la edificación.

Los equipos de presión constante, como las bombas que regulan su velocidad mediante variadores de frecuencia, actualmente utilizan controladores PI incorporados en los variadores. Este control se implementa con la ayuda de un sensor de presión en la descarga de la bomba, cuyos parámetros se ajustan mediante "prueba y error". Sin embargo, este enfoque no considera el comportamiento dinámico completo del sistema, incluyendo la dinámica de la bomba-motor, el comportamiento del edificio (consumidor) y las variaciones en el consumo durante diferentes periodos del día.

El control tradicional basado en PI solo ofrece presión constante cerca de la salida de las bombas, asimismo, durante arranques y paradas, se experimentan oscilaciones significativas, superando a menudo el 5% de la presión de referencia. Estas oscilaciones se amplifican a medida que nos alejamos de las bombas, siendo más pronunciadas en pisos superiores.

La propuesta de esta tesis es una estrategia de control avanzado que aborda la complejidad dinámica del proceso de suministro de agua. Se plantea el uso de sensores de presión distribuidos en el edificio, variadores de frecuencia y válvulas de control para ajustar las velocidades de las bombas según la demanda de consumo de agua, garantizando una presión constante y más estable en todo el edificio.

El objetivo central de esta tesis es desarrollar un sistema de bombeo que asegure suministro de agua a presión constante y estable en toda la edificación, ya sea residencial o industrial. La estrategia propuesta incluye el uso de múltiples sensores para disponer de información precisa sobre la presión y un controlador basado en ganancia programada para un proceso multivariable desacoplado.

El trabajo realizado abarca tareas de investigación y desarrollo, las cuales se detallan en el contenido de la tesis, resumido a continuación:


Capítulo 1: Descripción de la problemática en los sistemas de bombeo para suministro de agua a presión constante y revisión del estado del arte, incluyendo diversas técnicas y métodos de control.

Capítulo 2: Desarrollo de modelos físicos y matemáticos detallados de todos los componentes de un sistema de bombeo a presión constante. Estos modelos son esenciales para el cálculo preciso y rápido de los parámetros del controlador.

Capítulo 3: Metodología para el diseño del control avanzado, que incorpora el uso de dos sensores estratégicamente ubicados para lograr una presión más estable en todo el edificio. Se describen el desacoplamiento del modelo lineal de la planta, el diseño de los controladores, la elección de escenarios para distintas demandas de caudal y el cálculo de los parámetros de ganancia programada.

Capítulo 4: Pruebas de simulación que comparan el control avanzado propuesto con el control convencional. Se presenta una propuesta de implementación práctica del sistema de control desarrollado.

Conclusiones y Recomendaciones, aquí se emiten las conclusiones y recomendaciones basadas en el desarrollo de la tesis y los resultados obtenidos.



CAPITULO I

**ESTADO DEL ARTE DEL SUMNISTRO DE AGUA EN EDIFICIOS
MEDIANTE SISTEMAS DE CONTROL DE BOMBAS**

1.1. Introducción

En este capítulo, se aborda la problemática asociada a los sistemas de bombeo destinados al suministro de agua a presión constante, así como la descripción detallada de la planta objeto de estudio en el presente trabajo. Además, se presenta el estado del arte de las diversas técnicas utilizadas en sistemas de bombeo, los métodos de control más comunes, los objetivos de la tesis y la solución propuesta.

1.2. Principio básico del funcionamiento

El propósito fundamental de los sistemas de bombeo es transferir un líquido de un punto a otro. En consecuencia, el sistema debe generar la presión necesaria para superar las pérdidas de presión estáticas y dinámicas, permitiendo así que el fluido circule a un caudal determinado. Estas pérdidas se ilustran en la figura 1.1.

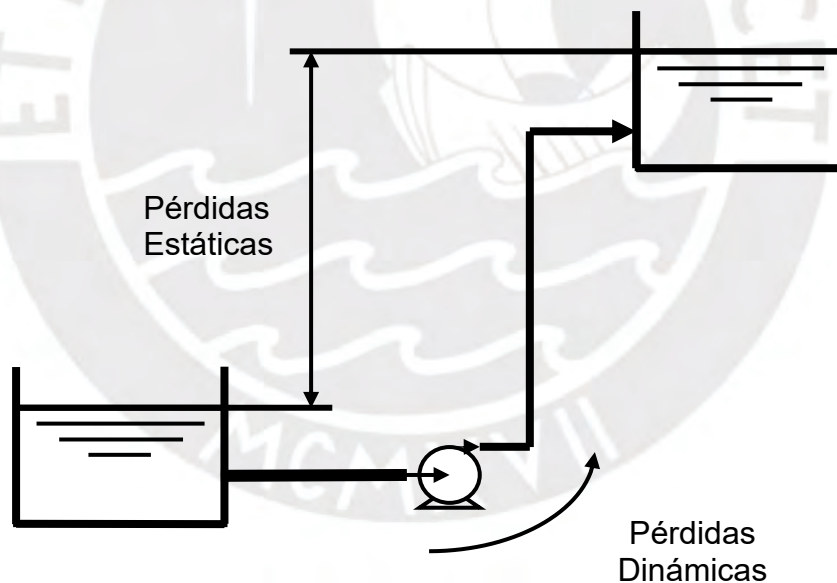


Figura 1.1. Altura estática y pérdidas dinámicas.

La altura estática se define como la diferencia de altitud entre el punto de origen y el punto de destino del líquido, por ejemplo, entre dos depósitos, uno de origen y otro de destino, y se expresa en metros.

Por otro lado, las pérdidas dinámicas comprenden la fricción que se produce entre el líquido en movimiento y las tuberías, válvulas y accesorios del sistema. Estas pérdidas son proporcionales al cuadrado del flujo de líquido transferido y también se expresan en metros. Como resultado, el sistema exhibe una característica distintiva conocida como la “curva del sistema” (ver figura 1.2), que representa el comportamiento conjunto de las pérdidas dinámicas y estáticas (Europump & Hydraulic Institute, 2004).

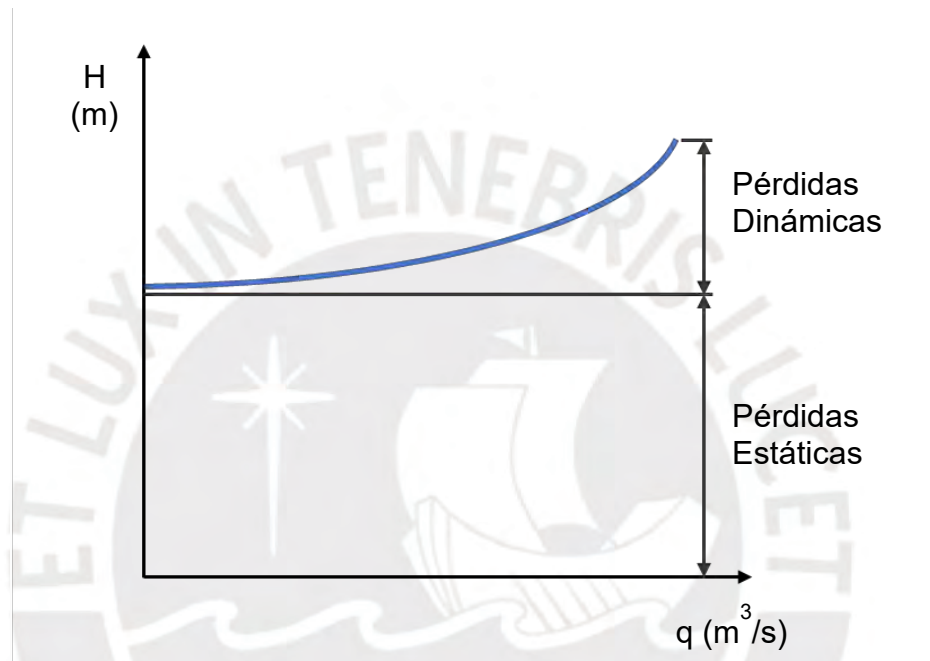


Figura 1.2. Curva del sistema.

Las pérdidas o alturas estáticas son una particularidad del sistema que dependen de la instalación o cotas de altura de este; en cambio las pérdidas dinámicas son características propias del sistema y variantes en el tiempo, que dependen de los accesorios, longitud y diámetros de tuberías, cantidad de suministros y el consumo de agua (que es la variable que cambia en el tiempo).

Otra variable de suma importancia es la curva de performance de la bomba centrífuga (Europump & Hydraulic Institute, 2004), la cual nos indica la capacidad de la bomba para generar una cierta presión para un cierto caudal requerido a una determinada velocidad de giro del motor, la cual se mide en RPM (ver figura 1.3, es la línea azul).

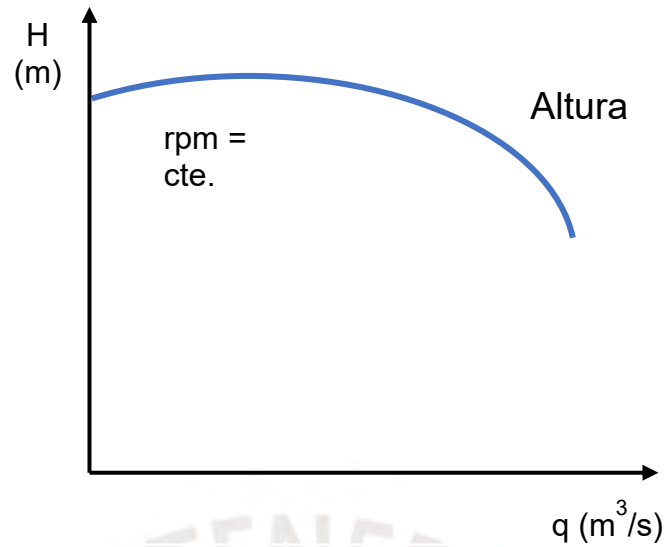


Figura 1.3. Curvas de performance de una bomba centrífuga.

La superposición e intersección de las dos curvas previamente mencionadas, la 'Curva del Sistema' y la 'Curva de la Bomba', nos conduce al 'Punto de Operación'. Este punto representa el caudal y la presión que el equipo de bombeo proporcionará en condiciones específicas (ver figura 1.4) (Europump & Hydraulic Institute, 2004).

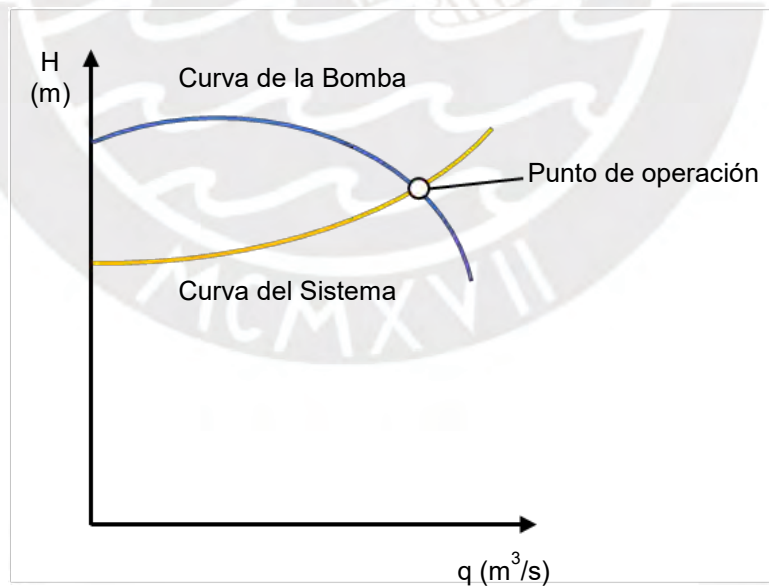


Figura 1.4. Punto de operación del sistema.

1.3. Técnicas de control de abastecimiento de agua en edificios

1.3.1. Antecedentes de soluciones previas

Los sistemas más comunes de abastecimiento de agua, destinados a mantener una presión mínima para todos los usuarios en edificios y hoteles, han demostrado diversas limitaciones, las cuales detallamos a continuación:

Sistema Directo: Utiliza agua potable directamente de la red pública, dependiendo de la calidad, continuidad y presión del sistema público (J. Beteta, 2006). Este enfoque resulta ineficiente para edificaciones de más de 3 pisos.

Sistema Tanque Elevado: Llena un tanque en la parte superior del edificio durante horas de bajo consumo, suministrando agua por gravedad. No es aplicable para edificios altos debido a la baja presión de la red, y durante horas de alto consumo, los últimos pisos carecen de presión y/o agua (J. Beteta, 2006).

Sistema Cisterna-Tanque Elevado: Llena el tanque elevado desde la cisterna mediante un equipo de bombeo. Aún enfrenta el problema de los últimos pisos sin presión y/o agua durante horas de alto consumo (J. Beteta, 2006).

Sistema Cisterna-Equipo de Presurización: Este sistema implica el uso de un equipo de bombeo con tanques hidroneumáticos (J. Beteta, 2006). Aunque aborda eficazmente los problemas de caudal y presión en una amplia gama de aplicaciones, presenta la desventaja de experimentar notables oscilaciones de presión en el tiempo debido al tipo de control On-Off, situándose en un rango entre el 20% y el 50%. Entre otras particularidades, se destacan:

- **Desgaste Acelerado de Componentes:** Las constantes arranques y paradas del motor provocan un desgaste prematuro de los componentes esenciales para estas operaciones, como los tanques hidroneumáticos y los componentes eléctricos. Este desgaste aumenta la probabilidad de fallos en dichos elementos.
- **Valores Basados en Promedios:** Las presiones y caudales se calculan en función de valores promedio, ya que operan dentro de rangos mínimos y máximos que determinan los arranques y paradas de las bombas. Estas iniciarán a una presión mínima y se detendrán al alcanzar una presión máxima. Durante los periodos en que las bombas están inactivas, los tanques hidroneumáticos suministran el agua de consumo. Para este propósito, es necesario prever la instalación de tanques hidroneumáticos de gran capacidad para satisfacer aumentos repentinos de la demanda y evitar arranques y paradas frecuentes de las bombas.

1.3.2. Métodos de control en equipos para presión constante

1.3.2.1. Sistema de Presión constante con control de válvula en la descarga de la bomba

Con una bomba de suministro de agua de velocidad fija, el flujo se regula mediante una válvula de control o de tipo modulante (ver figura 1.5). Para mantener la presión constante en el tiempo, es necesario aumentar las pérdidas de carga. Sin embargo, esta práctica hace que el sistema sea altamente ineficiente, ya que se pierde energía al restringir el flujo a través de la válvula de control (Europump & Hydraulic Institute, 2004).

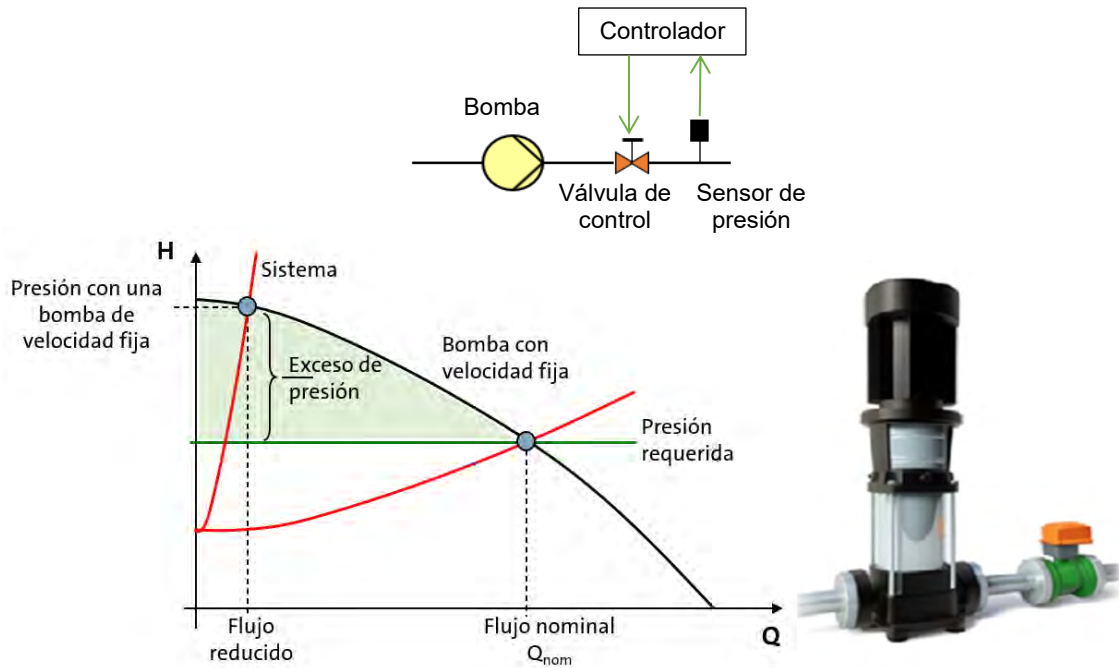


Figura 1.5. Control de presión mediante una válvula.

1.3.2.2. Sistema de Presión constante con control de variadores de frecuencia

En la actualidad, se observa una marcada tendencia hacia la implementación de equipos de bombeo con variadores de frecuencia, impulsada por las ventajas en eficiencia energética y la posibilidad de lograr una presurización más controlada (Europump & Hydraulic Institute, 2004). La incorporación de un control electrónico (J. Beteta, 2006) permite mantener una presión constante en la descarga de la bomba, ajustando el caudal de manera variable en respuesta a la demanda específica de la edificación. Una ventaja adicional radica en la suavidad de los arranques y paradas de las electrobombas.

En la figura 1.6 se ilustra el comportamiento característico de la presión cuando el caudal, determinado por el consumo de agua, experimenta variaciones. En este escenario, a medida que aumenta el caudal, la presión disminuye cuando la bomba opera a una velocidad (rpm) fija.

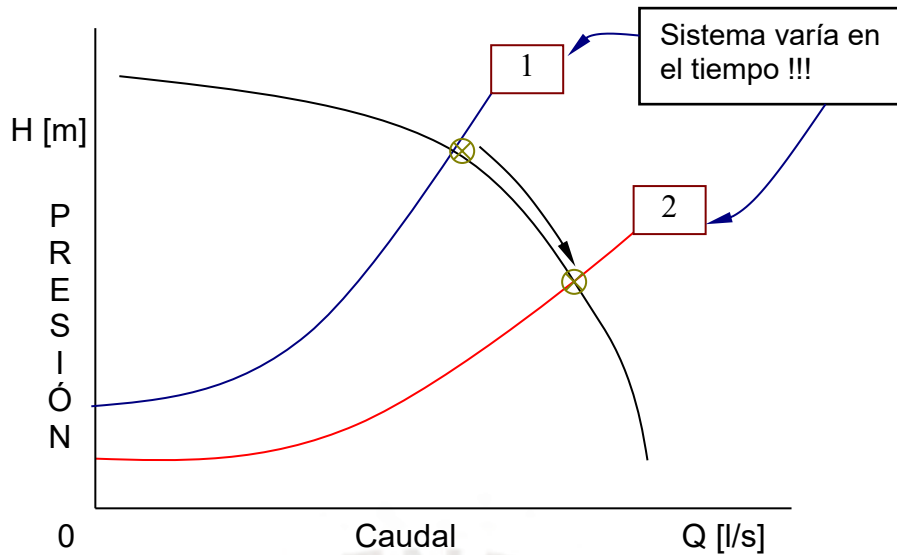


Figura 1.6. Modo de Control sin Variador de Frecuencia.

Por otro lado, el objetivo es mantener la presión de manera CONSTANTE, independientemente de la baja o alta demanda de caudal de agua en una vivienda, edificio residencial o industrial, como se muestra en la figura 1.7 (Europump & Hydraulic Institute, 2004).

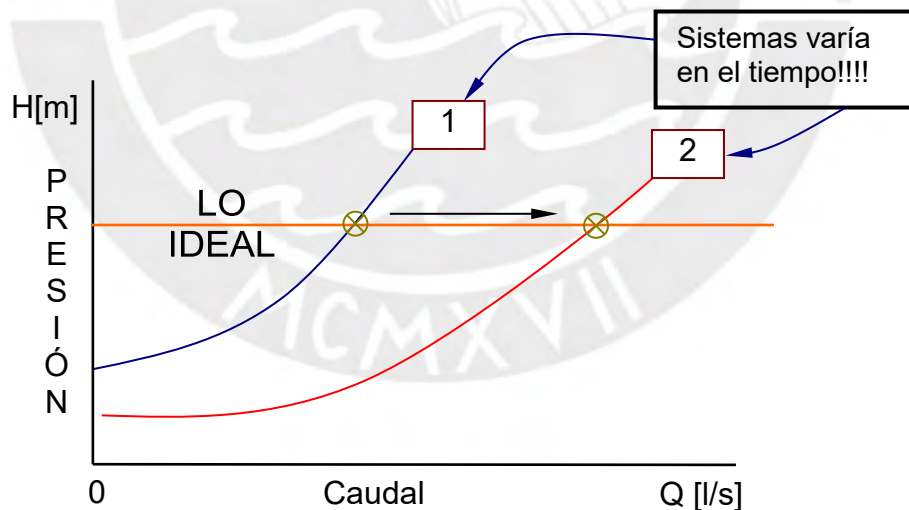


Figura 1.7. Modo de Control con Variador de Frecuencia.

No obstante, el control convencional basado en PID se limita únicamente a mantener una presión constante en la salida de las bombas, sin abarcar la totalidad del sistema o la edificación. Esto resulta insuficiente en

determinados casos, dependiendo de las necesidades del usuario.

En este contexto, el presente trabajo se centra en proponer una estrategia para un control más adecuado de este tipo de sistemas de bombeo. Se diseñará un controlador que asegure un rendimiento superior en comparación con el control tradicional (PID) actualmente en uso. Para una visión integral, la figura 1.8 resume el problema de la presión en relación con la variación del consumo de agua, ofreciendo luego una propuesta de solución.

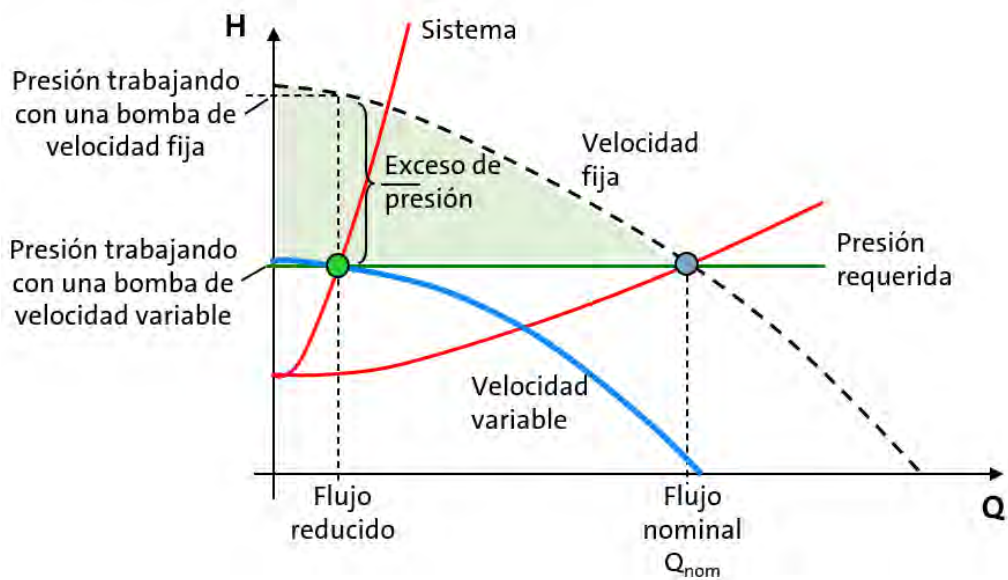


Figura 1.8. Control de presión con la variación de la velocidad del motor.

Componentes de los Sistema de Presión Constante

Los elementos fundamentales que conforman estos sistemas se detallan a continuación (ver figura 1.9):

1. Motor y Bomba Centrífuga para Agua.
2. Sensor de Presión.
3. Variador de Velocidad y Controlador.
4. Tanque de Compensación o de Diafragma.
5. Tuberías y Accesorios (válvulas, codos, tes, entre otros).

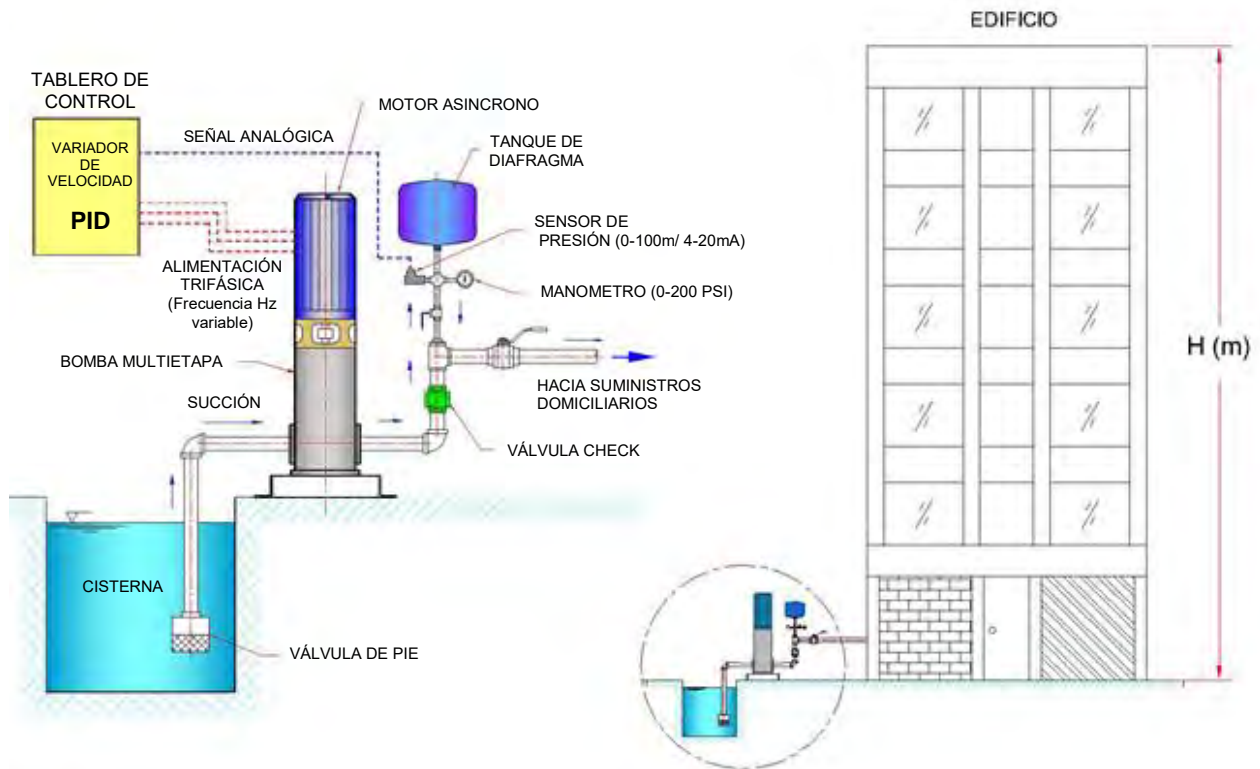


Figura 1.9. Esquema de un Equipo de Presión Constante.

1.4. Control Convencional de Equipos de Presión Constante

1.4.1. Antecedentes

El control convencional (ver figura 1.10) se enfoca en mantener la presión constante solo a unos metros de la descarga de las bombas (menos de 10 metros); sin embargo, no garantiza una presión constante en los puntos de consumo más cercanos (ver figura 1.11). Además, presenta oscilaciones notables de presión durante los arranques y paradas de las bombas.

Control Tradicional

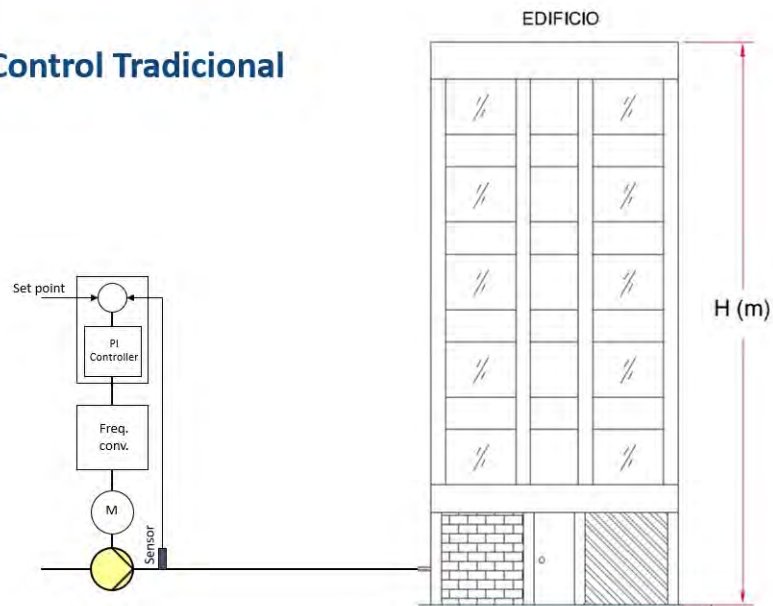


Figura 1.10. Bomba con un solo sensor ubicado en su descarga.

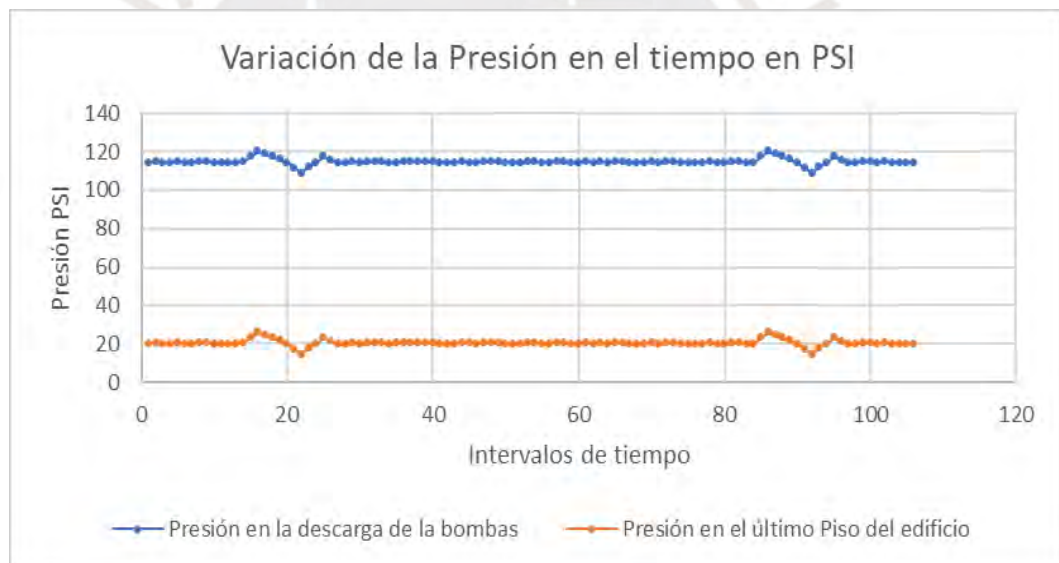


Figura 1.11. Comparativo de variación de absoluto el 1er piso y último piso de un edificio de 17 pisos.

Estas oscilaciones se amplifican de manera relativa a medida que se alejan de las bombas, siendo aún más pronunciadas en los pisos superiores, como se muestra en la figura 1.12.



Figura 1.12. Comparativo de variación de presión relativo en el 1er piso y último piso de un edificio de 17 pisos, está en % en relación promedio que llega a cada piso.

Los momentos de arranque y parada de las bombas son críticos, generando oscilaciones significativas de presión. En la mayoría de los casos, estas oscilaciones superan el 5% del valor de Presión del Set Point, destacando la importancia del algoritmo utilizado para gestionar estos eventos. Actualmente, en el control de bombas con regulación de velocidad mediante variadores de frecuencia, se emplea el algoritmo PID. Este algoritmo, incorporado en los variadores de velocidad, se aprovecha para mantener la presión constante a partir de un sensor de presión ubicado en la descarga de la bomba.

Sin embargo, la regulación de los parámetros del PID se realiza mediante un proceso de "prueba y error", sin considerar el modelo específico de la bomba-motor, las características del edificio (consumidor) o las variaciones en la demanda a lo largo del día. Este enfoque plantea un problema significativo, ya que la sintonización del controlador queda ajustada de manera deficiente. En la figura 1.13 se presenta un diagrama de carga típico del consumo de agua en un día.



Figura 1.13. Diagrama de carga típico de consumo de agua en 1 día. Las unidades están en % con relación al caudal máximo de consumo.

Otras técnicas de control que cada vez son menos utilizados por su bajo eficiencia energética, desgaste prematuro de sus componentes y demasiada oscilación de la presión son (Europump & Hydraulic Institute, 2004.):

- Control de Válvula de By-pass: Implica la colocación de una válvula de control que toma agua de la descarga de la bomba y la devuelve a la succión, con el objetivo de suministrar únicamente el caudal requerido por el usuario.
- Control ON-OFF (ya discutido en la sección 1.3.1).

1.4.2. Control PID

El controlador PID (Proporcional-Integral-Derivativo) es el algoritmo de control más utilizado y de rápida implementación. Su aplicación se remonta a muchos años atrás, inicialmente como controladores neumáticos con amplificadores operacionales y posteriormente en formato digital utilizando señales normalizadas como 4-20mA, 0-20mA, 0-10V (Rivas – Perez, et al., 1987).

Este controlador implica una realimentación de la señal de salida, donde la acción de control es una suma de tres términos: el término P (proporcional al error), el término I (proporcional a la integral del error) y el término D (proporcional a la derivada del error). Su representación matemática es la siguiente (Cultural SA, 2008):

$$u(t) = \underbrace{K_p \cdot e(t)}_{\mathbf{P}} + \underbrace{K_p / T_i \cdot \int e(t) \cdot t \cdot dt}_{\mathbf{I}} + \underbrace{K_p \cdot T_d \cdot de(t) / dt}_{\mathbf{D}}$$

Figura 1.14. Fórmula matemática de un PID.

El controlador PID calcula la acción de control considerando los errores de control pasados, presentes y la tendencia futura. Los parámetros clave del controlador son: la ganancia proporcional (K_p), el tiempo integral (T_i) y el tiempo derivativo (T_d) (Astrom et al., 2009).

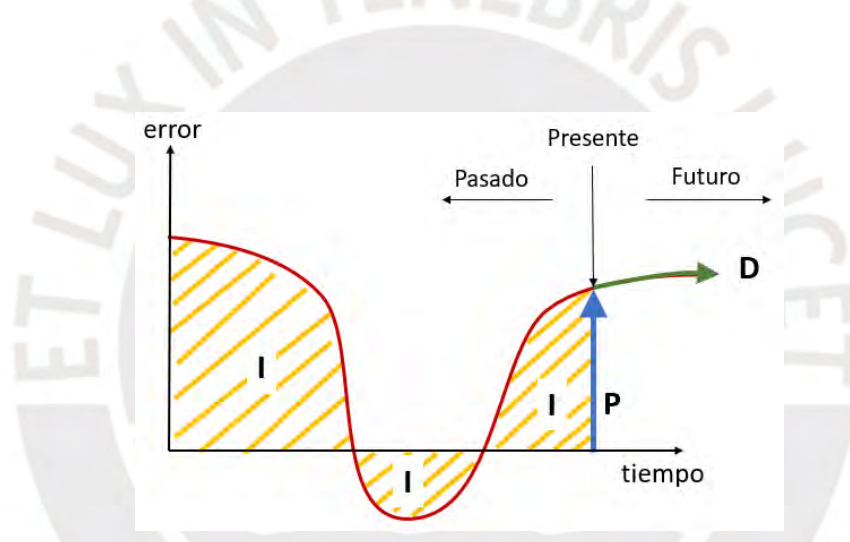


Figura 1.15. Representación gráfica de un PID.

A continuación, se dará una breve descripción de los parámetros que integran el control PID, donde:

Señal de Control (u): Representa la salida del controlador.

Error de Control (e): Calculado como la diferencia entre la señal deseada y la señal medida de salida.

Ganancia o Acción Proporcional (K_p):

- Produce una señal de control proporcional al error.

- Simple y fácil de sintonizar (en caso de un solo parámetro).
- Puede reducir, pero no eliminar, el error en estado estacionario.

Constante de Tiempo Integral (T_i):

- Una T_i pequeña implica una acción integral grande, y viceversa.
- La acción integral corrige perturbaciones y mantiene la variable controlada en el punto de consigna.
- Elimina errores estacionarios utilizando errores pasados.
- Más del 90% de los lazos de control utilizan la acción integral.
- Puede inestabilizar el sistema si T_i disminuye demasiado.
- También se encuentra en la forma K_i , donde $K_i = K_p / T_i$; durante el transcurso del presente trabajo, nos referiremos en su mayoría a la forma K_i .

Constante de Tiempo Derivativa (T_d):

- La acción derivativa anticipa el efecto de la acción proporcional para estabilizar rápidamente la variable controlada después de perturbaciones.
- Se encuentra también en la forma K_d , donde $K_d = K_p \times T_d$.

Es importante señalar que más del 95% de los lazos de control son del tipo PID (Astrom et al., 2009). La acción derivativa no se utiliza en el control de sistemas de bombeo, donde solo se emplea PI. Este controlador se complementa con lógica de funciones secuenciales y selectores para completar la automatización de estos sistemas.

1.4.3. Descripción general del uso del controlador en los sistemas de bombeo a presión constante

Durante el funcionamiento de estos sistemas, el objetivo principal es mantener una presión constante para satisfacer la demanda de agua, ya sea para consumo humano o industrial. No obstante, se deben tener en cuenta diversas variables, como las capacidades variables de caudal y presión de las bombas, la ubicación de los puntos de consumo, y las distancias entre

las bombas y los puntos de consumo. Es decir, por ejemplo, un equipo puede producir 1 l/s y otro equipo puede producir 150 l/s; a su vez algunos de estos pueden producir 20 metros presión o podría producir 100 metros de presión. Por otro lado, está la instalación y puntos de consumo de agua, los mismos que podrían estar a unos 10 metros o también podrían estar a 100 metros de distancias de las bombas y estas distancias podrían ser en alturas (distancia vertical) o distancias horizontales.

Por tanto, todas estas variables generan diferentes configuraciones de plantas para el control. Es esencial ajustar adecuadamente los parámetros del controlador PID para garantizar un control eficaz y seguro, permitiendo que los equipos operen de manera óptima, prolongando su vida útil y proporcionando mayor comodidad al usuario. Un ejemplo ilustrativo es el uso de agua templada (mezcla de agua fría y caliente) durante la higiene corporal, donde las fluctuaciones de presión en el suministro de agua pueden tener consecuencias como quemaduras en la piel (J. Beteta, 2006).

Para un desempeño adecuado del sistema, es crucial monitorear y controlar la presión en la descarga de la bomba, así como en ubicaciones estratégicas más alejadas. Otras variables que podrían monitorearse son la temperatura del agua o del motor y el caudal; sin embargo, estos se utilizan para casos o aplicaciones especiales y no son parte del alcance de este trabajo de investigación.

Las capacidades de los equipos de bombeo pueden variar significativamente, y su comportamiento dinámico puede cambiar con la variación en el consumo de agua. Por ejemplo, una bomba nominal de 150 l/s no garantiza un caudal constante de 150 l/s, ya que puede variar desde 0 l/s hasta un poco más de 150 l/s.

Estas variaciones dinámicas en los parámetros a lo largo del tiempo afectan la eficiencia energética y el tiempo de respuesta para controlar y mantener la presión constante. Por lo tanto, el diseño de un controlador con un

comportamiento robusto es esencial para hacer frente a estos escenarios operativos.

Un control adecuado no solo puede reducir los costos de operación y mantenimiento al detener los equipos cuando no hay demanda de agua, sino que también evita situaciones en las que las bombas continúan funcionando a un caudal cero durante períodos prolongados, lo que podría resultar en recalentamiento interno y daño a los componentes hidráulicos por falta de refrigeración.

La figura 1.16 muestra un esquema simple de un sistema de control donde las perturbaciones externas, como el consumo de agua, afectan a la planta (el sistema de bombeo). La variable controlada es la presión, medida por un sensor y transmitida al controlador. Este esquema ilustra cómo la perturbación, que varía en el tiempo y no es medida directamente por un sensor, influye en la planta y cómo el controlador ajusta la presión para mantenerla constante.

La variabilidad en estas variables, o implica la necesidad de ajustar adecuadamente los parámetros del controlador PID para lograr un control eficiente y seguro. Esto no solo contribuye a un funcionamiento óptimo de los equipos, aumentando su vida útil, sino que también mejora la comodidad del usuario. Por ejemplo, las oscilaciones de presión en el suministro de agua templada pueden afectar la experiencia del usuario, incluso causando quemaduras en la piel.

Durante la operación de estos sistemas, el objetivo primordial es mantener una presión constante para satisfacer la demanda de agua, ya sea para consumo humano o uso industrial. Sin embargo, las variaciones en la capacidad de caudal y presión de las bombas, así como las diferencias en la instalación y ubicación de los puntos de consumo, requieren una configuración apropiada de los parámetros del controlador PID para lograr un control eficiente y seguro. La figura 1.13 muestra un diagrama típico del consumo de agua en un día.

La capacidad de las bombas puede variar, desde 1 l/s hasta 150 l/s, y estas variaciones afectan el comportamiento dinámico del equipo. Es crucial considerar estos cambios en el diseño del controlador para garantizar una eficiencia energética óptima y un tiempo de respuesta adecuado. Un control adecuado no solo mejora la eficiencia operativa, sino que también puede reducir los costos de operación y mantenimiento al evitar el funcionamiento continuo de las bombas cuando no hay demanda de agua.

La figura 1.16 muestra un esquema simple de un sistema de control, donde las perturbaciones externas, como el consumo de agua, afectan la planta (el sistema de bombeo). La variable controlada es la presión, medida por un sensor y transmitida al controlador.

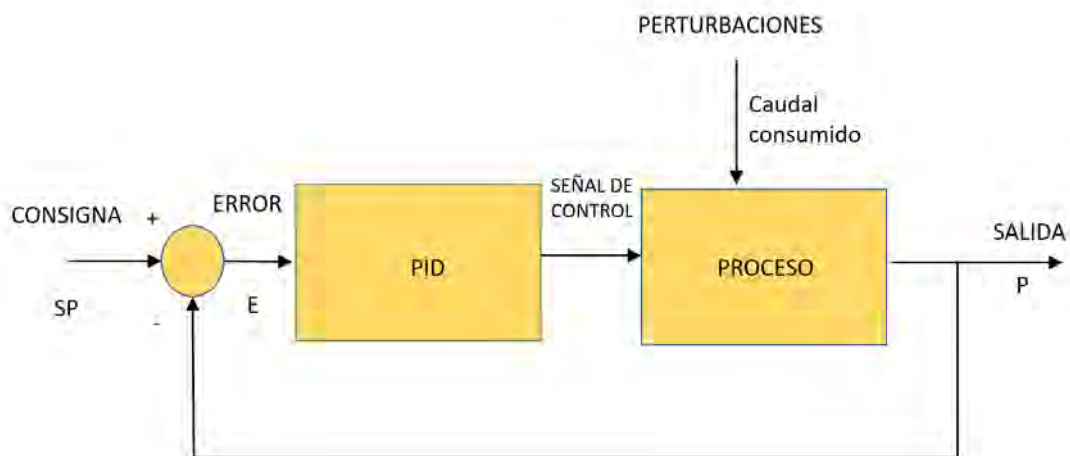


Figura 1.16. Diagrama de bloques de control PID, que es utilizado en un control tradicional de un sistema de presión constante.

Las funciones PID se encuentran comúnmente en DCS, PLCs y variadores de frecuencia (ABB, 2010), lo que facilita su disponibilidad y amplia aceptación en el mercado para su implementación. En la gran mayoría de los casos, los controladores PID de los equipos de presión constante se ajustan mediante ensayo y error, basándose principalmente en la experiencia adquirida al configurar valores similares en equipos previos. No obstante, es frecuente encontrar electrobombas que no se detienen cuando

no hay demanda de agua y, en ocasiones, presentan oscilaciones que, en su mayoría, no son significativas.

En este contexto, una de las tareas clave de esta tesis es desarrollar un método efectivo para sintonizar el controlador PID de manera eficiente, asegurando al mismo tiempo una robustez adecuada. Es importante destacar que no se han encontrado trabajos de investigación previos que hayan considerado la curva de Caudal-Altura de la bomba como parte integral del modelo matemático para el cálculo del controlador PID en equipos de presión constante. Esto es relevante dado la alta demanda de estos equipos en sectores como la construcción, agroindustria, industria, saneamiento y minería.

En el contexto nacional, es común utilizar el controlador PID de variadores de frecuencia o PLCs para el control de sistemas de bombeo. En casos más avanzados, se emplean equipos de presión constante importados que, a pesar de afirmar contar con algoritmos avanzados incorporados que trabajan según la curva de la bomba para lograr una mayor eficiencia energética, requieren ajustes en su controlador. Sin embargo, al ser considerados "cajas negras", en situaciones de variaciones de presión, no permiten una solución efectiva al no proporcionar acceso completo a su algoritmo de control. Además, en todos los casos mencionados, ninguno ofrece una presión constante en puntos distantes a las bombas y enfrentan el problema de oscilaciones de presión durante el arranque y parada de las bombas.

1.5. Objetivos de la tesis

1.5.1. Objetivo general

Desarrollar el control de un sistema de bombeo para el suministro de agua a presión constante y estable en todo un edificio, ya sea residencial o industrial. La estrategia propuesta considerará el uso de múltiples sensores para garantizar la disponibilidad de información sobre la presión, así como actuadores. El controlador estará basado en ganancia programada para un proceso multivariable con desacoplado.

1.5.2. Objetivos específicos

Para poder alcanzar este objetivo es necesario realizar los siguientes trabajos de investigación y desarrollo:

- Obtener el modelo matemático de cada componente del sistema de bombeo de presión constante, ya sea mediante deducción analítica o experimental (utilizando técnicas de identificación).
- Evaluar la estabilidad de la presión utilizando un controlador proporcional-integral (PI) al variar el consumo de caudal durante el tiempo (por ejemplo, cambios en el consumo de agua durante el día).
- Analizar detalladamente cada componente del sistema de bombeo de presión constante y dimensionarlos adecuadamente para lograr un control efectivo.
- Proponer una estrategia de control basada en ganancia programada para garantizar la presión constante con estabilidad. Diseñar un controlador que mejore las características del controlador convencional.
- Desarrollar una metodología para sintonizar apropiadamente el controlador propuesto.
- Demostrar la mejora en la estabilidad de la presión al comparar los índices correspondientes para dos casos: sistema con control PI tradicional y sistema con control avanzado propuesto.

1.6. Propuesta de solución

Dado que el comportamiento del sistema de bombeo es dinámico y complejo, variando en función del consumo de agua en cada instante del día y presentando no linealidades y retardos, se propone una estrategia de control avanzada. Esta estrategia incluirá más de un sensor, no limitándose al sensor de presión en la descarga de la bomba. Se emplearán sensores adicionales distribuidos estratégicamente en la instalación para lograr una presión constante en todo el edificio. La figura 1.17 ilustra la distribución de estos sensores.

Solución propuesta

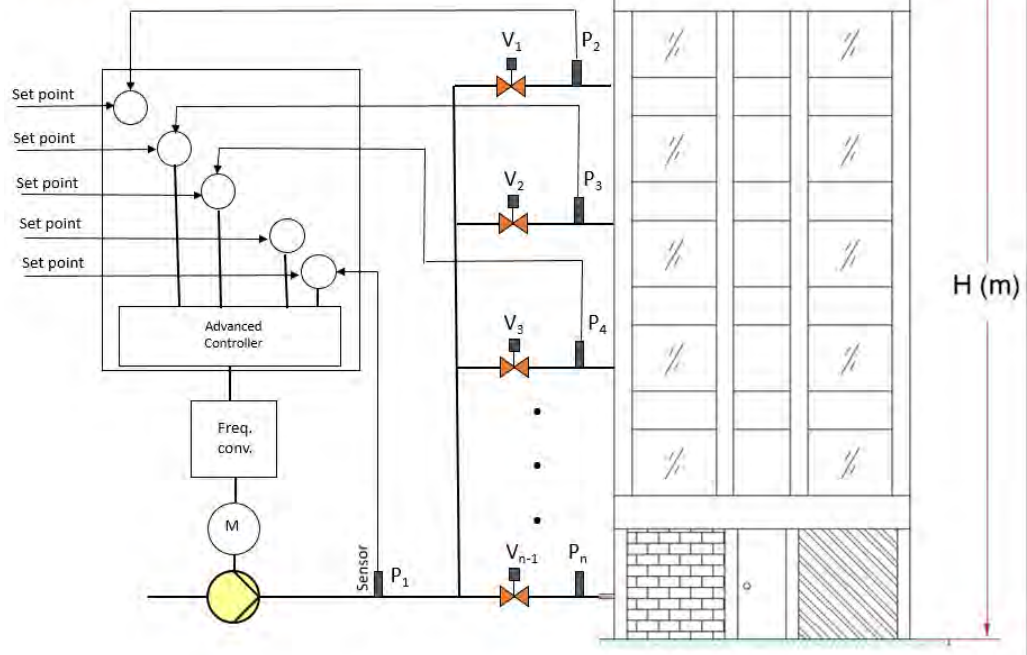


Figura 1.17. Sistema de control de presión constante, utilizando más de un sensor de presión y que son distribuidos estratégicamente en el sistema.

En el control de los sistemas de bombeo para suministro de agua a presión constante, se propone utilizar información proveniente de sensores de presión distribuidos estratégicamente en el edificio. Además, se emplearán actuadores como variadores de frecuencia para regular las velocidades de las bombas según la demanda de consumo de agua, y válvulas de control para minimizar las variaciones de presión en diferentes posiciones del edificio. El controlador estará basado en ganancia programada para un proceso multivariable desacoplado.

En este trabajo de tesis, la solución propuesta para el control avanzado se desarrollará con la utilización de dos sensores: uno en la descarga y otro adicional en la instalación. La base teórica que se obtenga será aplicable para casos en los que se requiera implementar una mayor cantidad de sensores en la instalación.



CAPITULO II

FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE BOMBEO Y DESARROLLO DEL MODELO MATEMÁTICO

2.1. Introducción

En este capítulo, se proporciona una descripción detallada del funcionamiento de la planta y se procede al desarrollo del modelo matemático correspondiente. Posteriormente, se llevan a cabo algunas comprobaciones utilizando el modelo obtenido.

2.2. Procedimiento del desarrollo del modelo matemático

El desarrollo del modelo matemático implica dos enfoques principales: el teórico y el experimental.

Enfoque Teórico:

- Se basa en leyes físicas que rigen el comportamiento dinámico del proceso.
- En este contexto, se consideran principios como la conservación de la energía y la ley general de los gases.
- Este enfoque teórico permite calcular el modelo matemático utilizando fundamentos físicos.

Enfoque Experimental o de Identificación de Sistemas:

- Se somete la planta a estímulos controlados en sus entradas para medir la respuesta correspondiente en las salidas.
- Posteriormente, utilizando los datos recopilados de entradas y salidas, se procede al desarrollo del modelo matemático (Lennart Ljung, 1998).

En el marco de este proyecto, optaremos por calcular el modelo matemático mediante el enfoque teórico. La razón principal radica en la capacidad de obtener rápidamente un modelo matemático que permita simular y parametrizar diversos sistemas de bombeo, abarcando diferentes capacidades de caudal, presiones y tamaños de instalación sin la necesidad de realizar pruebas experimentales que podrían resultar engorrosas y complicadas, especialmente considerando el tipo de instalación y equipamiento involucrado

2.3. Configuración general del sistema

En la propuesta básica, se incorpora un segundo sensor de presión y una válvula de control regulable, como se ilustra en la Figura 1.17. La Figura 2.1 detalla la configuración con el segundo sensor y la válvula de control, destacando su ubicación e interconexiones en la instalación.

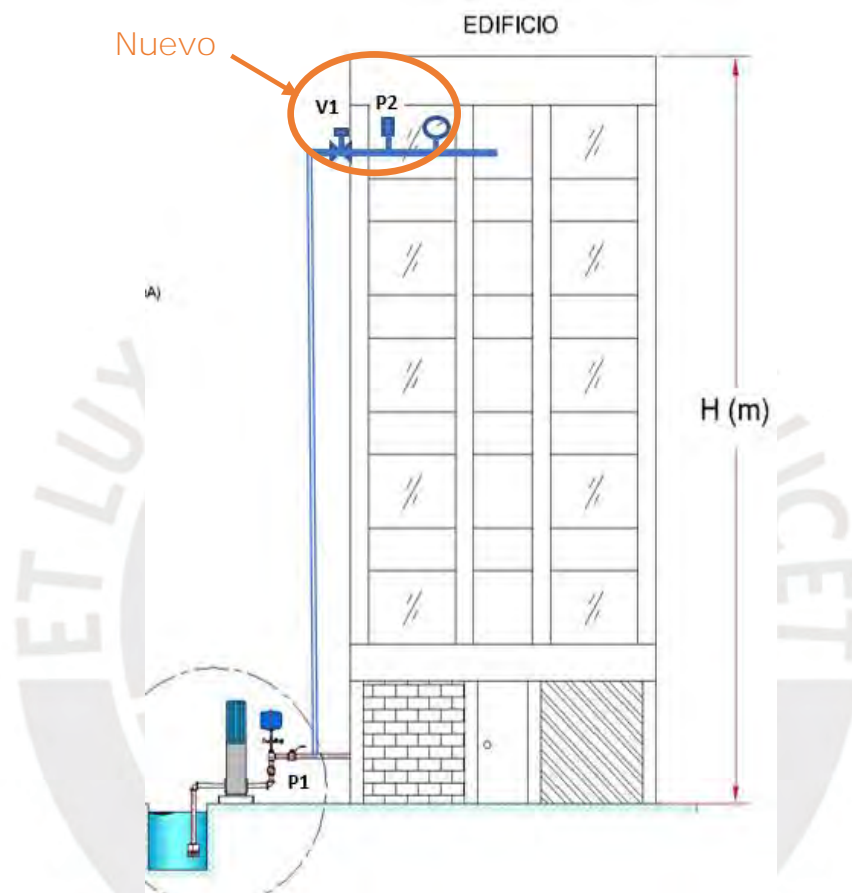


Figura 2.1. Control de presión, con la variación de la frecuencia.

Resumen de los accesorios que intervienen (ver figuras 1.17. y 2.1.):

- Motor y bomba centrífuga para agua.
- Sensor de presión ubicado en la salida de la bomba (P1).
- Variador de velocidad y controlador
- Tanque de compensación o de diafragma.
- Tuberías y accesorios (válvulas, codos, tes, etc.).
- Reservorio de almacenamiento de agua para succión de la bomba.
- Válvula de control (V1).
- Sensor de presión ubicado en salida de la válvula de control (P2).

2.4. Obtención de los modelos matemáticos de los componentes del sistema

2.4.1. Motor Eléctrico de Corriente Alterna AC

El motor eléctrico de corriente alterna (AC) actúa como la fuerza motriz que impulsa la parte hidráulica de la bomba (impulsores o rodets de la bomba), a una velocidad medida en revoluciones por minuto (RPM). Esta velocidad está intrínsecamente vinculada a la frecuencia de alimentación y al número de polos del motor, y se describe mediante la siguiente función (Europump & Hydraulic Institute, 2004):

$$n = \frac{120 \cdot f}{p} \quad (2.1)$$

- n : Velocidad del motor, en RPM (Revoluciones por minuto).
- f : Frecuencia de la alimentación eléctrica al motor.
- p : Número de polos del motor.



Figura 2.2. **Motor eléctrico** (Fuente de internet: Mantenimiento Eléctrico, 2023).

2.4.2. Bomba

La parte hidráulica de la electrobomba constituye el componente donde el motor eléctrico transforma la energía eléctrica en energía mecánica, y la bomba, a su vez, convierte esta energía mecánica en energía hidráulica, expresada en caudal y presión.

El motor eléctrico opera a una velocidad medida en revoluciones por minuto (RPM), determinada por la frecuencia de la energía eléctrica suministrada. La bomba, por su parte, exhibe una curva de rendimiento Q-H que especifica

la altura (H) generada en función del caudal (Q) a una velocidad de rotación determinada. Aunque existen otras curvas significativas, como las de potencia y eficiencia de la bomba, esta investigación se centra específicamente en la curva de rendimiento $Q-H$. Para obtener detalles adicionales sobre estas curvas, consulte la figura 2.3

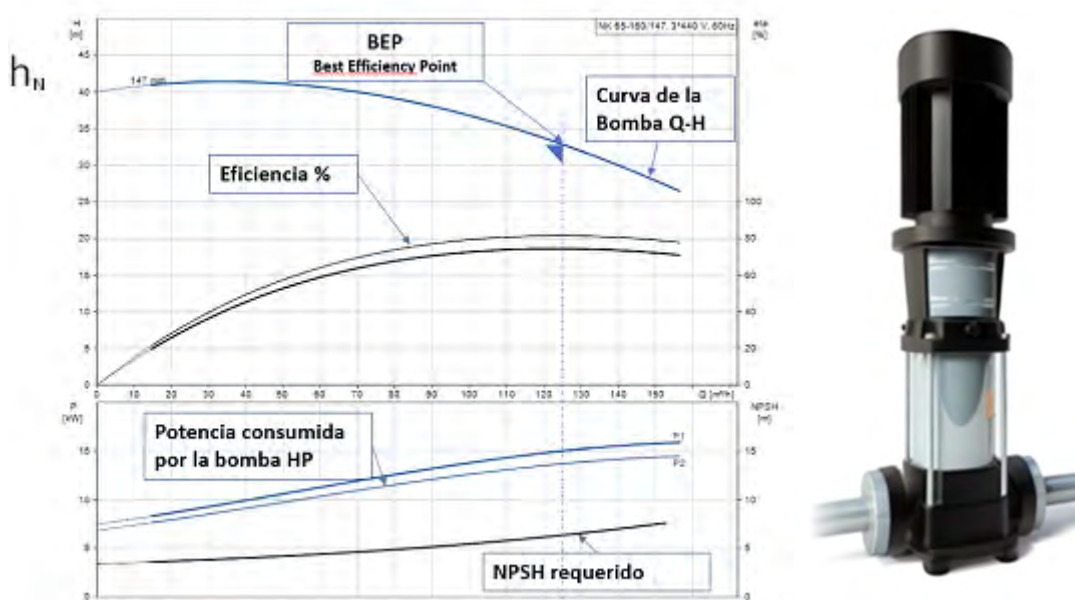


Figura 2.3. Curvas características de la bomba

Curva de la bomba a la frecuencia nominal f_N :

La representación de la curva $Q - H$ en función del caudal se expresa comúnmente mediante una función cúbica:

$$h_N = a_0 + a_1 \cdot q_N + a_2 \cdot q_N^2 + a_3 \cdot q_N^3 \quad (2.2)$$

Dónde:

- a_0, a_1, a_2, a_3 : son coeficientes que definen la curva de $Q-H$ de la bomba.
- q_N : es el caudal a la frecuencia nominal f_N .
- h_N : es la altura o presión proporcionada por la bomba al caudal q_N .

La bomba ajusta su caudal y presión con la variación de las revoluciones por minuto (RPM), siguiendo las leyes de afinidad. La figura 2.4 ilustra cómo varía la curva de Caudal-Altura para distintos valores de RPM, expresados como porcentaje en relación con las RPM nominales del motor.

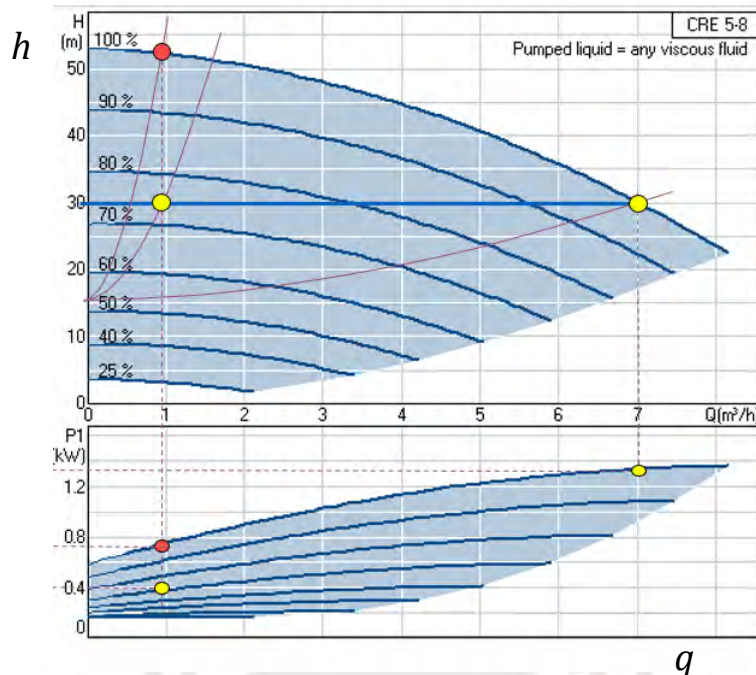


Figura 2.4. Variación de la curva de la bomba con variador de frecuencia (Grundfos, sf).

La Ley de Afinidad (Europump & Hydraulic Institute, 2004) establece que la variación de caudal (q) guarda una relación directa con la variación de velocidad RPM, mientras que la altura (h) tiene una relación directa al cuadrado. Dado que la frecuencia de la alimentación eléctrica al motor tiene una relación lineal directa con las RPM (ver fórmula 2.1), podemos expresar estas relaciones mediante las siguientes expresiones algebraicas

$$\frac{q}{q_N} = \frac{f}{f_N} \quad (2.3) \quad \frac{h}{h_N} = \left(\frac{f}{f_N}\right)^2 \quad (2.4)$$

$$q_N = \left(\frac{f_N}{f}\right) \cdot q \quad (2.5) \quad h = \left(\frac{f}{f_N}\right)^2 \cdot h_N \quad (2.6)$$

- q : es el caudal de la bomba en un instante de tiempo " t ", es $q(t)$.
- h : es la altura o presión de la bomba en un instante de tiempo " t ", es $h(t)$.
- f : es la frecuencia que da el variador VFD en un instante de tiempo " t ", es $f(t)$.
- f_N : es la frecuencia nominal de la red eléctrica, en el Perú es 60Hz.
- q_N, h_N : caudal y altura a la frecuencia nominal f_N .

Reemplazando (2.2) en (2.6):

$$h = \left(\frac{f}{f_N}\right)^2 \cdot (a_0 + a_1 \cdot q_N + a_2 \cdot q_N^2 + a_3 \cdot q_N^3) \quad (2.7)$$

Reemplazando la expresión (2.5) en la ecuación (2.7), obtenemos la siguiente fórmula general que describe la curva de Caudal-Altura Dinámica Total (ADT) de la bomba, en función del caudal (q) y la frecuencia en Hertz (Hz):

$$h = \left(\frac{f}{f_N}\right)^2 \cdot \left[a_0 + a_1 \cdot \left(\frac{f_N}{f} \cdot q\right) + a_2 \cdot \left(\frac{f_N}{f} \cdot q\right)^2 + a_3 \cdot \left(\frac{f_N}{f} \cdot q\right)^3 \right]$$

Acomodando esta última expresión, obtenemos la fórmula (2.8), la cual se aplicaría únicamente en un escenario ideal donde no hay pérdidas de presión en los accesorios del tramo de la tubería desde la toma de agua en la succión hasta el sensor de presión en la descarga de la bomba, como se explicará a continuación en la sección 2.4.3.

$$h = a_0 \cdot \left(\frac{f}{f_N}\right)^2 + a_1 \cdot \frac{f}{f_N} \cdot q + a_2 \cdot q^2 + a_3 \cdot \frac{f_N}{f} \cdot q^3 \quad (2.8)$$

2.4.3. Tramo de succión y descarga de la bomba

Se refiere al tramo de tubería que se extiende desde la toma de la succión de la bomba hasta el sensor de presión ubicado en su descarga, como se muestra en la figura 2.5. Hasta ahora, hemos considerado la presión necesaria para proporcionar un determinado caudal en un sistema. Sin embargo, la presión medida en la salida de la bomba no es idéntica a la presión generada por la bomba; esta se ve reducida o alterada debido a las condiciones aguas arriba del sensor de presión en la instalación. Por ejemplo, antes de llegar al sensor de presión, existen tuberías, válvulas y otros accesorios (J. Beteta, 2006) que reducen la presión (conocidas como caídas de presión en accesorios).

Otro factor que afecta esta presión medida por el sensor P_1 en la descarga de la bomba es el nivel de agua en la cisterna de succión, h_1 , que representa la

diferencia de alturas entre el sensor de presión P1 en la descarga de la bomba y el nivel del agua en la succión. Este valor es positivo (+) cuando el nivel de agua está por encima del sensor de presión y negativo (-) en caso contrario.

A continuación, un esquema explicativo y las fórmulas que la gobiernan:

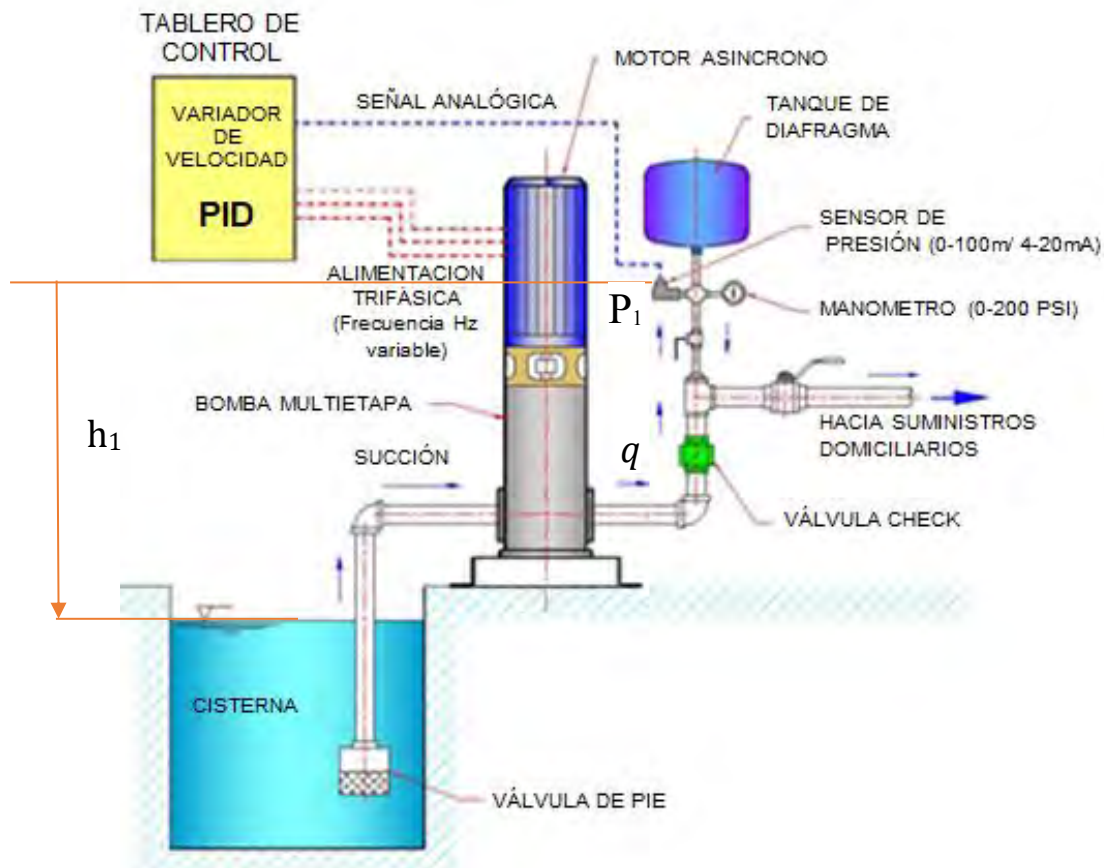


Figura 2.5. Equipo de presión en la descarga de la bomba y sus componentes.

Para el cálculo de pérdidas de presión por fricción en las tuberías y accesorios utilizaremos la siguiente relación algebraica:

$$K_1 \cdot q^2 = K_{1acc-S} \cdot \frac{V_S^2}{2g} + K_{1acc-D} \cdot \frac{V_D^2}{2g} \quad (2.9) \quad (\text{C. Mataix, 2001})$$

Dónde:

- K_1 : Representa la constante equivalente por pérdidas en los accesorios y tubería, ubicados entre el sensor de presión y la toma de agua de la cisterna succión de la bomba.

- V : Velocidad del agua en una tubería (m/s), $V = \frac{q}{A}$
- V_s, V_d : Velocidades equivalentes del agua en la tubería de succión y en la tubería descarga.
- A : Es la sección de la tubería por donde pasa el agua.
- q : Caudal de la bomba en m³/s
- K_{1acc-S}, K_{1acc-D} : Son constantes de pérdidas en accesorios que se consigue a partir de tablas técnicas para la línea de succión y para la línea descarga hasta el sensor de presión.
- A_S, A_D : Sección equivalente de la tubería de succión y descarga hasta antes del sensor de presión P_1 ubicado en la salida de la bomba, expresada en m².
- g : gravedad 9.81 m/s².

De (2.9), reemplazamos las velocidades en función del caudal “ q ” :

$$K_1 \cdot q^2 = K_{1acc-S} \cdot \frac{\left(\frac{q}{A_S}\right)^2}{2g} + K_{1acc-D} \cdot \frac{\left(\frac{q}{A_D}\right)^2}{2g}$$

$$K_1 \cdot q^2 = \frac{K_{1acc-S}}{A_S^2 \cdot 2g} \cdot q^2 + \frac{K_{1acc-D}}{A_D^2 \cdot 2g} \cdot q^2$$

Por lo que para una sección de las tuberías y accesorios en m² y una gravedad en m/s², el siguiente factor es para un caudal en m³/s:

$$K_1 = \frac{K_{1acc-S}}{A_S^2 \cdot 2g} + \frac{K_{1acc-D}}{A_D^2 \cdot 2g}$$

Para un caudal en Litros por segundo L/s, el factor se debe dividir entre 1000²:

$$\boxed{K_1 = \left(\frac{K_{1acc-S}}{A_S^2 \cdot 2g} + \frac{K_{1acc-D}}{A_D^2 \cdot 2g} \right) * 1000^{-2}} \quad (2.10)$$

Habiendo calculado el factor equivalente de pérdidas de presión “ K_1 ” en los accesorios ubicados antes del sensor de presión “ P_1 ”, el valor que este medirá

será igual a la altura proporcionada por la bomba, menos las pérdidas por fricción $K_1 \cdot q^2$ y la diferencia de altura estática h_1 .

$$P_1 = h + h_1 - K_1 \cdot q^2$$

La variable h_1 será positiva cuando el nivel de agua en la succión se encuentre por encima del sensor de presión y negativa cuando esté por debajo.

Despejando h , obtenemos:
$$h = P_1 - h_1 + K_1 \cdot q^2 \quad (2.11)$$

Igualando 2.8 y 2.11:

$$P_1 - h_1 + K_1 \cdot q^2 = a_0 \left(\frac{f}{f_N} \right)^2 + a_1 \frac{f}{f_N} \cdot q + a_2 \cdot q^2 + a_3 \frac{f_N}{f} \cdot q^3$$

Obtendremos una nueva función cúbica modificada de la bomba, desde el punto de vista del sensor de presión P_1 :

$$P_1 = \left[a_0 \left(\frac{f}{f_N} \right)^2 + h_1 \right] + a_1 \frac{f}{f_N} \cdot q + \underbrace{(a_2 - K_1)}_{a_{2B}} q^2 + a_3 \frac{f_N}{f} \cdot q^3$$

La función que engloba la **bomba + motor + tramo de succión**, queda como sigue:

$$P_1 = \left[a_0 \left(\frac{f}{f_N} \right)^2 + h_1 \right] + a_1 \frac{f}{f_N} \cdot q + (a_{2B}) \cdot q^2 + a_3 \frac{f_N}{f} \cdot q^3 \quad (2.12)$$

Donde: $a_{2B} = a_2 - K_1$.

En la expresión (2.12) hemos obtenido P_1 , que representa la presión en la salida de la bomba. En esta expresión, se observa que es función del caudal de la bomba “ q ” y de la frecuencia “ f ”, lo que la convierte en una Planta No Lineal. Para facilitar el cálculo de la ley de control, vamos a linealizar esta función cúbica para tres puntos: caudal cero, caudal intermedio y caudal máximo.

2.4.4. Variador de Frecuencia

Hasta el momento, hemos llevado a cabo el análisis considerando la posibilidad de cambiar la velocidad del motor. El componente que facilita esta modificación se denomina Variador de Frecuencia (VFD, por sus siglas en inglés Variable Frequency Drive), que es un equipo utilizado para alterar la velocidad de rotación RPM de un motor AC mediante la variación de la frecuencia “ f ” de la energía eléctrica que alimenta al motor.



Figura 2.6. VFD, variador de frecuencia (ABB, sf.).

La variable de entrada al variador VFD puede expresarse en mA , y la variable de salida es la frecuencia (Hz) para lo cual la ganancia, K_{vfd} (consultar figuras 2.7 y 2.8 para obtener más detalles), se calcula de la siguiente manera:

$$K_{vfd} = \frac{60}{(20-4)} = \frac{60}{16} = 3.75 \quad (2.13)$$

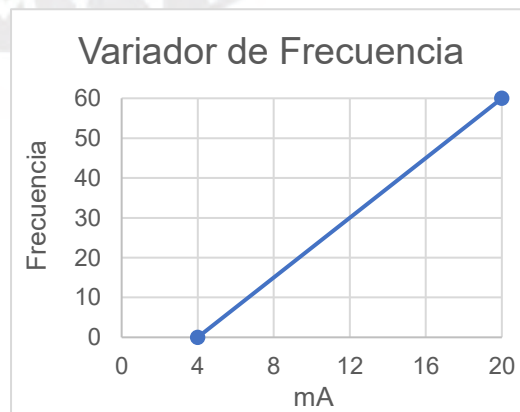
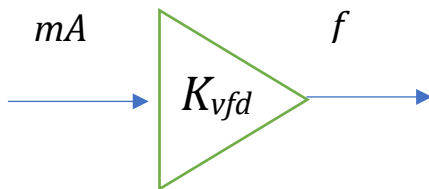


Figura 2.7. K_{vfd} es la ganancia.

Figura 2.8. mA vs frecuencia.

Además de la ganancia K_{vfd} , otro parámetro crucial a tener en cuenta son los tiempos de aceleración y desaceleración. Estos son parámetros configurables en el variador de frecuencia y se conocen como rampas de aceleración y desaceleración. Estas rampas se establecen al definir el tiempo que toma pasar de una frecuencia a otra en la salida del variador de frecuencia VFD.

Es fundamental ajustar estos tiempos de manera apropiada para evitar que el motor acelere o desacelere tan rápido que provoque sobrepresiones bruscas, golpes de ariete o corrientes de arranque elevadas. Al mismo tiempo, no deben ser excesivamente lentos para no comprometer la velocidad necesaria en el tiempo de respuesta requerido. La figura 2.9 ilustra cómo estas rampas de aceleración y desaceleración, inducidas por el variador de frecuencia, afectan el comportamiento del motor eléctrico

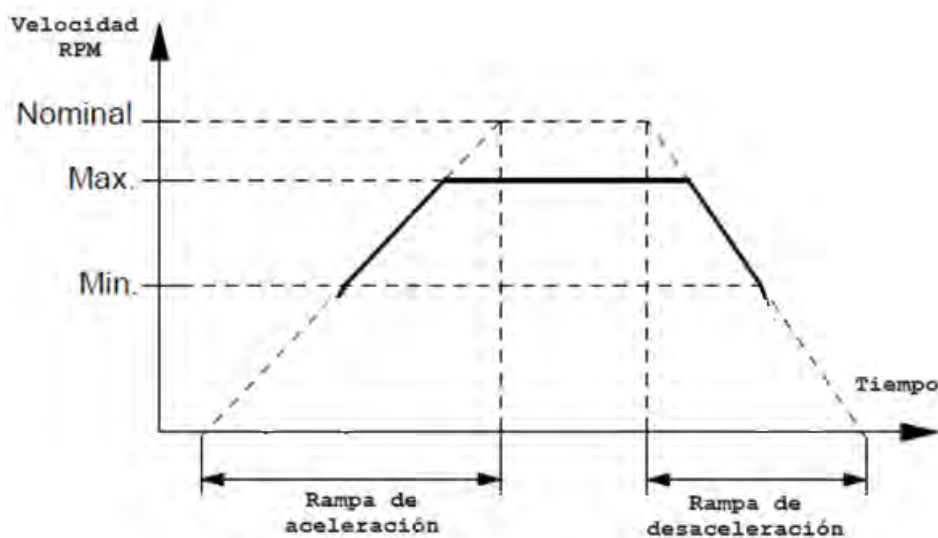


Figura 2.9. Rampas de aceleración y desaceleración de un variador de frecuencia

La gráfica de la figura 2.9, se expresa con la siguiente fórmula

$$f = f_0 \pm K_{rampa} \cdot (t - t_0); \quad (2.14)$$

La misma que explica la relación entre la frecuencia (f) y el tiempo (t) en el contexto de las rampas de aceleración y desaceleración en el variador de frecuencia. Aquí está una explicación simplificada.

- f : Frecuencia de salida del variador (VFD).
- t : Tiempo transcurrido.
- f_0, t_0 : Es la frecuencia y tiempo inicial o desde donde comienza el motor a acelerar o a desacelerar.
- K_{rampa} : Es el parámetro que representa la pendiente de la rampa de aceleración. Es (+) si está acelerando y es (-) si está desacelerando.

La fórmula indica que la frecuencia de salida (f) cambia en función del tiempo (t) de acuerdo con la rampa de aceleración o desaceleración, determinada por el parámetro K_{rampa} . Los signos más o menos (\pm) indican si la rampa es de aceleración (positiva) o desaceleración (negativa).

Este tipo de fórmula es comúnmente utilizada para modelar cómo varía la frecuencia de salida en sistemas controlados por variadores de frecuencia, especialmente durante los períodos de arranque y parada.

2.4.5. Sensor de Presión

En este contexto, el sensor de presión desempeña la función de medir la presión en la descarga de la bomba, con unidades de medida como bar, psi, metros de columna de agua, entre otras (ver figura 2.10). En este desarrollo, se incorporan dos sensores de presión: uno ubicado en la descarga de la bomba (que es lo comúnmente utilizado) y el segundo en un punto distante de las bombas, donde se busca mantener una presión constante y estable.



Figura 2.10. Sensor de presión (Danfoss, sf.)

La señal de salida del sensor, expresada en mA (miliamperios), pudiendo ser de $0 - 20 mA$, $4 a 20 mA$ o $0 a 10V$, se determina mediante la siguiente ecuación, que se basa en la pendiente de una recta (ver figura 2.11a y 2.11b):

$$mA \text{ Salida} = \frac{AO_{max} - AO_{min}}{AI_{max} - AI_{min}} * P + AI_{min} \quad (2.15)$$

Donde:

- AI_{max}, AI_{min} : Representa el rango máximo y mínimo de los valores de presión.
- AO_{max}, AO_{min} : Son las señales analógicas de salida, correspondientes al rango máximo y mínimo de entrada.
- P : Es el valor de la presión manométrica medida.

A continuación, una tabla de ejemplo con los valores de entrada en porcentaje de la presión nominal:

Sensor de Presión						
Rango	Señal Entrada			Señal Salida		
	Nombre	Valor	Unidad	Nombre	Valor	Unidad
Mín	AI_{min}	0	%	AO_{min}	4	mA
Máx	AI_{max}	100	%	AO_{max}	20	mA

Figura 2.11a. Tabla que explica la especificación técnica del sensor de presión con señal de salida de 4 a 20 mA.

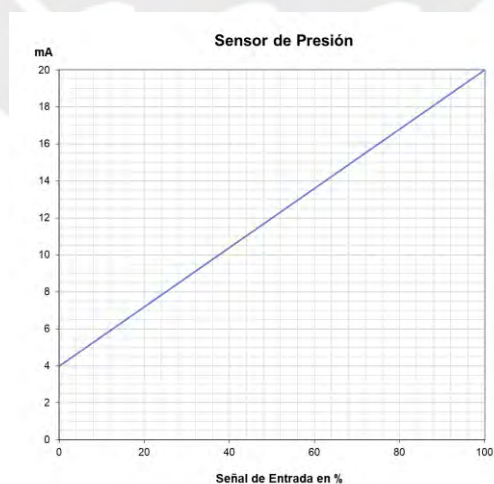


Figura 2.11b. Gráfica representativa de la señal de salida en función de la presión medida para un sensor de 4 a 20mA.

2.4.6. Tanque Hidroneumático

El tanque de compensación, ilustrado en la figura 2.12, despliega un papel crucial en la reducción de las oscilaciones de presión. Este tanque presurizado alberga tanto agua como aire, tal como se muestra en las figuras 2.13 y 2.14 (J. Beteta, 2006). Su función principal no solo se limita a minimizar las fluctuaciones de presión, sino que también contribuye a que los arranques y paradas de la bomba sean más eficientes en el sistema.



Figura 2.12. Foto de un tanque hidroneumático (internet,sf).

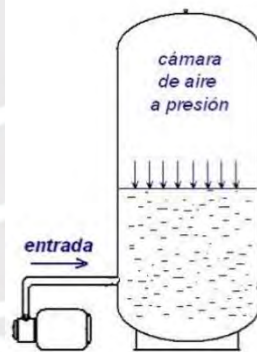


Figura 2.13. Efecto de la compresión de aire sobre el agua (internet, sf.).

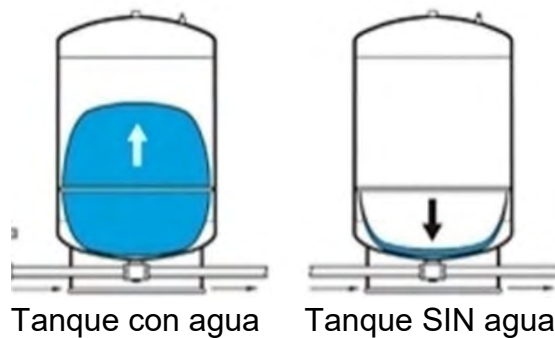


Figura 2.14. Dibujo que simula el tanque en su interior cuando está vacío y cuando está con agua. (internet, sf.).

En el mercado, es posible encontrar tanques hidroneumáticos con membrana en una variedad de capacidades o tamaños, que van desde 0.5 galones hasta 80 galones. Para capacidades mayores, suelen emplearse tanques galvanizados sin membrana. La presencia de la membrana contribuye a mantener estable el volumen de aire establecido desde la puesta en marcha durante un periodo prolongado.

Cálculo del modelo matemático del tanque:

Ahora procederemos a obtener el modelo del comportamiento del caudal en un Tanque Hidroneumático, para lo cual partiremos de los siguientes esquemas para un mejor entendimiento del análisis (ver figura 2.15. y figura 2.16.).

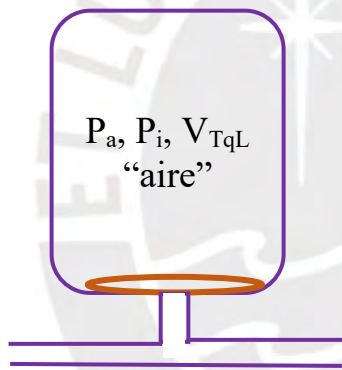


Figura 2.15. Tanque vacío.

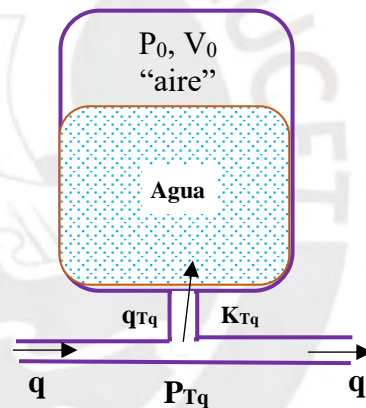


Figura 2.16. Tanque con agua.

De acuerdo a la Ley General de los gases, el producto de la presión x el volumen de aire se mantiene constante, $P_a \cdot V_a = P_b \cdot V_b$, podemos reformular de la siguiente manera:

$$P \cdot V = (P_a + P_i) \cdot V_{TqL} = P_0 \cdot V_0 \quad (2.16)$$

Donde: P_0 y V_0 , son valores en un punto de equilibrio para cuando P_{SP} (Presión de Set Point) se mantiene constante, además:

P_a : Presión atmosférica.

P_i : Es la presión de precarga, que es la presión del aire dentro del tanque, cuando este está completamente vacío.

P_0 : Presión absoluta dentro del tanque hidroneumático que es igual a la presión de Set Point + presión atmosférica.

$$P_0 = P_{SP} + P_a$$

P_{SP} : Presión del Set Point o presión manométrica deseada a mantener constante.

V_0 : Volumen del aire que está dentro del tanque para P_0 .

P : Es la presión dentro del tanque, en un instante de tiempo " t ".

V : Es el volumen de aire dentro del tanque, en un instante de tiempo " t ".

V_{TqL} : Es la capacidad o tamaño total del Tanque Hidroneumático.

Teniendo en cuenta que hay una caída de presión cuando el agua ingresa al tanque hidroneumático, la presión dentro del tanque en un instante " t " queda como sigue:

$$P = (P_{Tq} - K_{Tq} \cdot q_{Tq}^2) + P_a \quad (2.17)$$

De donde:

q_{Tq} : Es el caudal de agua que ingresa o sale del tanque hidroneumático.

P_{Tq} : Es la presión en línea justo antes de ingresar al tanque hidroneumático.

K_{Tq} : Son las pérdidas por fricciones (C. Mataix, 2001) entre la tubería principal y el ingreso del agua al Tanque Hidroneumático.

Sabiendo que el caudal de agua que da la bomba " q " es igual a la suma del caudal que ingresa tanque " q_{Tq} " y al caudal que va a abastecer al edificio " q_{s1} " se obtiene (ver figura 2.16).

$$q = q_{Tq} + q_{s1} \quad (2.18)$$

El volumen de aire que queda en el interior del tanque hidroneumático es igual al volumen inicial cuando esté en equilibrio V_0 , menos el volumen de agua que ingresa al tanque por el caudal q_{Tq} .

$$V = V_0 - V_{Tq} \quad (2.19)$$

V_{Tq} : Es el volumen del tanque extra a V_0 , que varía cuando la presión oscila, modificando al Volumen de aire V .

De las condiciones precedentes, continuamos el análisis reemplazando las ecuaciones (2.17) y (2.19) en (2.16).

En (2.16) $P \cdot V = P_0 \cdot V_0$

Reemplazamos (2.17) y (2.19): $(P_{Tq} - K_{Tq} \cdot q_{Tq}^2 + P_a)(V_0 - V_{Tq}) = P_0 \cdot V_0$

Despejando:

$$V_0 - V_{Tq} = \frac{P_0 \cdot V_0}{P_{Tq} - K_{Tq} \cdot q_{Tq}^2 + P_a}$$

$$V_{Tq} = V_0 - \frac{P_0 \cdot V_0}{P_{Tq} - K_{Tq} \cdot q_{Tq}^2 + P_a} \quad (2.20)$$

O dicho de otro modo, si se parte desde que el tanque está vacío de agua y solamente contiene aire V_{TqL} :

En (2.16): $P \cdot V = (P_a + P_i) \cdot V_{TqL}$

Reemplazamos (2.17):

$$(P_{Tq} - K_{Tq} \cdot q_{Tq}^2 + P_a)(V_{TqL} - V_{Tq}) = (P_a + P_i) \cdot V_{TqL}$$

Despejando:

$$V_{TqL} - V_{Tq} = \frac{(P_a + P_i) \cdot V_{TqL}}{P_{Tq} - K_{Tq} \cdot q_{Tq}^2 + P_a}$$

$$V_{Tq} = V_{TqL} - \frac{(P_a + P_i) \cdot V_{TqL}}{P_{Tq} - K_{Tq} \cdot q_{Tq}^2 + P_a} \quad (2.21)$$

Las plantas no lineales expresadas en (2.20) y (2.21) son equivalentes por lo que se podrían utilizar cualquiera de ellas para simular la planta no lineal. En esta Tesis emplearemos la expresión (2.20) debido a que nuestro objetivo es mantenernos todo el tiempo en P_0 (es la definición de la presión constante) y, por consiguiente, en el mismo V_0 .

Teniendo en cuenta que el sensor de presión P_1 , está muy cerca del Tanque Hidroneumático, consideraremos $P_1 = P_{Tq}$, y partiendo del punto de equilibrio, obtendremos la siguiente expresión (2.22a).

$$V_{Tq} = V_0 - \frac{P_0 \cdot V_0}{P_1 - K_{Tq} \cdot q_{Tq}^2 + P_a} \quad (2.22a)$$

Con esta última fórmula, podemos calcular el volumen de aire adicional a V_0 en un determinado instante del tiempo; pero si queremos la fórmula para obtener q_{Tq} o P_1 , se despejará en combinación con la expresión de (2.16) para conseguir las siguientes.

$$q_{Tq} = \left(\frac{1}{K_{Tq}} \cdot \left((P_1 + P_a) - \frac{(P_a + P_i)}{(V_{TqL} - V_{Tq})} \cdot V_{TqL} \right) \right)^{0.5} \quad (2.22b)$$

$$P_1 = \frac{(P_a + P_i)}{(V_{TqL} - V_{Tq})} \cdot V_{TqL} + K_{Tq} \cdot q_{Tq}^2 - P_a \quad (2.22c)$$

2.4.7. Válvula de Control

En el presente trabajo se utilizará el modelo matemático de una válvula de control neumática. Se empleará el balance físico para obtener las ecuaciones respectivas.



Figura 2.17. Válvula neumática (Emerson-Fisher, 2019).

2.4.7.1. Balance de fuerzas para abrir o cerrar la válvula de control

A partir de la 2da ley de Newton: La sumatoria de fuerzas es igual a masa x aceleración.

$$\Sigma F = m \cdot a$$

$$P_v \cdot A_v - kx - C \frac{dx}{dt} = \frac{m}{g_c} \cdot \frac{d^2x}{dt^2}$$

$$\frac{m}{k \cdot g_c} \cdot \frac{d^2x}{dt^2} + \frac{C}{k} \cdot \frac{dx}{dt} + x = \frac{A_v}{k} \cdot P_v$$

P_v : Presión neumática que empuja al vástago. Usualmente va de 3 a 15PSI.

A_v : Es el área del plato del diafragma.

x : Es la deformación del resorte.

$k \cdot g_c$: Coeficiente del resorte.

m : Masa del plato del diafragma.

1. Conexión de presión de carga.
2. Carcasa de diafragma.
3. Diafragma.
4. Plato del diafragma.
5. Buje de sello.
6. Resorte del actuador.
7. Vástago de actuador.
8. Asiento del resorte.
9. Ajustador del resorte.
10. Conector del vástago.
11. Vástago de la válvula.
12. Yugo.

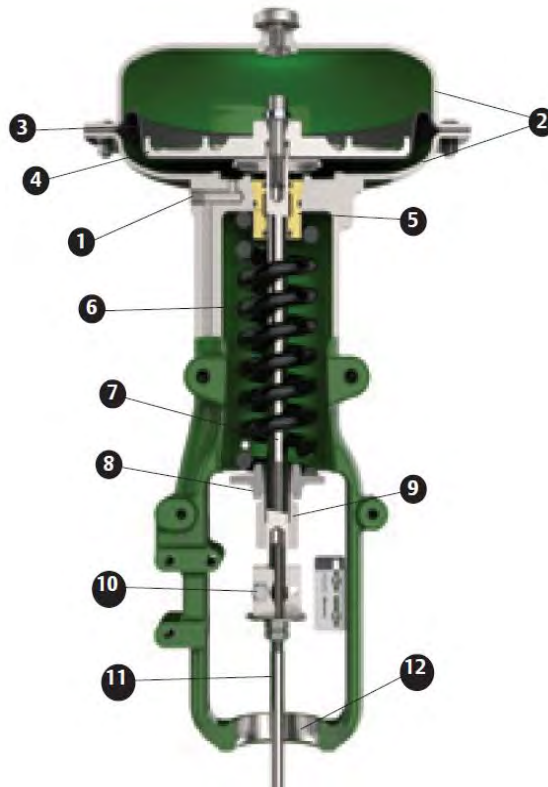


Figura 2.18. Componentes de la válvula neumática en la parte del accionamiento. (Emerson-Fisher, 2019.)

$$\text{Si: } a^2 = \frac{m}{k \cdot gc} ; \quad 2 \cdot \xi \cdot \tau = \frac{C}{k} ; \quad Kv = \frac{Av}{k}$$

$$\frac{x(s)}{Pv(s)} = \frac{Kv}{a^2 \cdot s^2 + 2 \cdot \xi \cdot \tau \cdot s + 1} = \frac{\frac{Av}{k}}{\frac{m}{k \cdot gc} \cdot s^2 + \frac{C}{k} \cdot s + 1}$$

Usualmente $m \ll k \cdot gc$, por lo que la función de transferencia queda de 1° orden:

$$\frac{x(s)}{Pv(s)} = \frac{\frac{Av}{k}}{\frac{C}{k} \cdot s + 1} = \frac{Cte1}{\tau \cdot s + 1} \quad (a)$$

Cte1: Es la ganancia de la apertura de la válvula de control en relación con la presión neumática para abrir o cerrar la válvula.

Teniendo en cuenta que el posicionador es el que inyecta la presión neumática P_v (3 - 15 *psi*) para empujar el vástago ante una señal de entrada de 4 - 20 *mA*; obtendremos la siguiente relación (ganancia):

$$\frac{P_v(s)}{mA(s)} = \frac{(15-3)}{(20-4)} = 0.75 \quad (b)$$

Sin embargo, a nosotros nos interesa más la relación o ganancia que hay entre la apertura de la válvula y la señal de entrada mA , por lo que si multiplicamos las expresiones (a) y (b), conseguiremos lo siguiente:

$$\frac{x(s)}{mA(s)} = \frac{0.75 * cte1}{\tau_{val} \cdot s + 1}$$

$$\frac{x(s)}{mA(s)} = \frac{K_{val}}{\tau_{val} \cdot s + 1} \quad (2.23a)$$

K_{val} : Es la ganancia de la apertura de la válvula en relación con la señal de entrada de 4 *mA* a 20 *mA* para abrir o cerrar la válvula.

τ_{val} : Es la constante de tiempo que demorará en abrir o cerrar la válvula.

Si la dinámica de la válvula fuera despreciable en relación con el proceso que estamos controlando, se puede representar la válvula como una ganancia estática $\frac{x(s)}{mA(s)} = K_{val}$. En el presente trabajo no utilizaremos esta simplificación ya que consideramos que es importante tomar en cuenta el tiempo de respuesta en el proceso, dado que las variaciones de presión pueden generarse en tiempos promedios de 10 segundos.

Teniendo en cuenta la relación de apertura de la válvula en una variable X , va de 0 a 1 (1 es completamente abierta y 0 completamente cerrada) y la señal de entrada mA , va de 4*mA* a 20*mA*, obtendremos que $K_{val} = (1 - 0) / (20 - 4)$; por lo que:

$$K_{val} = 0.0625 / mA \quad (2.23b)$$

2.4.7.2. Dinámica del fluido dentro de una válvula de control

El flujo en la válvula (ver figura 2.19) cumple la siguiente expresión:

$$F = f(x) \cdot Cv \cdot \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}$$

Donde:

f : Flujo de agua que pasa a través de la válvula.

ΔP : Caída de presión a través de la válvula.

Cv : Constante de válvula, depende de su tamaño. Sus unidades GPM/psi. Es el flujo en galones U.S por minuto (GPM) que ocasiona una caída de presión de 1psi y una posición 100% o completamente abierta, 15.5 °C.

$f(x)$: Curva característica de la válvula.

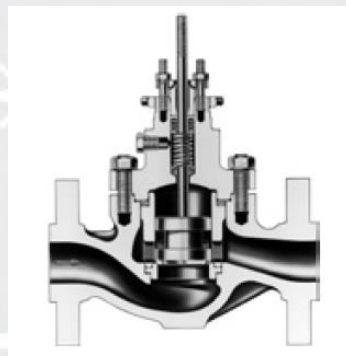


Figura 2.19. Internos de la válvula de control, parte hidráulica (Emerson-Fisher, 2019).

Según el tipo de válvula se obtendrá una determinada curva característica $f(x)$:

- Lineal: $f(x) = x$
- Raíz cuadrada: $f(x) = \sqrt{x}$
- Igual porcentaje: $f(x) = \alpha^{x-1}$
- Hiperbólica: $f(x) = \frac{1}{\alpha - (\alpha-1)x}$

En la siguiente figura, las curvas características $f(x)$, visualizadas de manera gráfica.

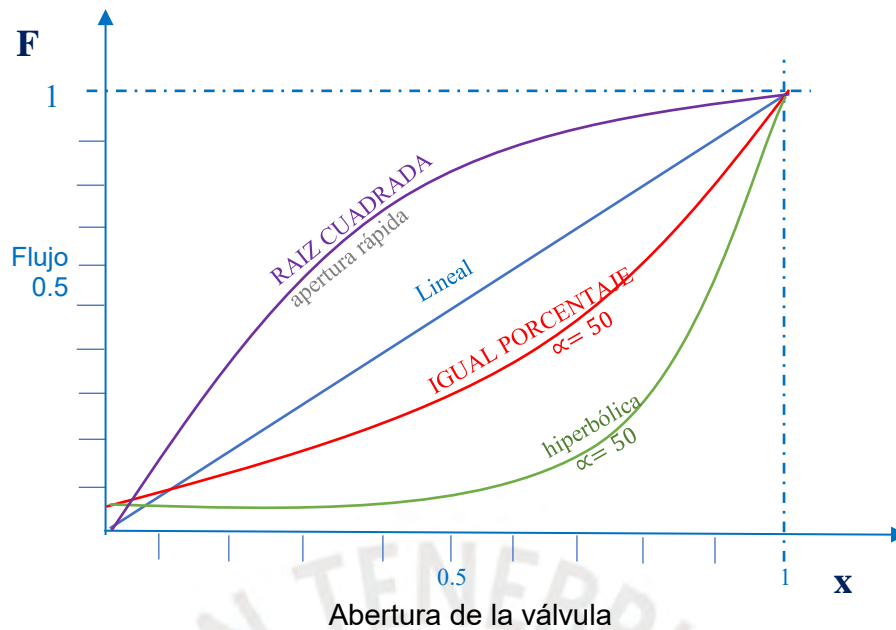


Figura 2.20. Internos de la válvula de control, parte hidráulica (Emerson-Fisher, 2019).

Ejemplos de tipos de válvulas (ver figura 2.21) de acuerdo a su $f(x)$:

- LINEAL: Válvulas de globo, ángulo, 3 vías.
- Apertura RÁPIDA: Válvulas de diafragma.
- ISOPORCENTUAL: Válvulas mariposa y esférica.

Las válvulas mariposas y bola tienen una acción rotativa; mientras que las válvulas de globo tienen una acción lineal; asimismo tienen la funcionalidad de que cambiando uno de sus componentes hidráulicos (las jaulas) se pueden conseguir una determinada función característica $f(x)$.



Figura 2.21. Jaulas caracterizadas para cuerpos de válvulas de globo (Emerson-Fisher, 2019).

Para que la válvula tenga un rango de acción de apertura y cierre a caudal máximo se considerará entre un 15% y un 75% de apertura en condición de equilibrio.

2.4.7.3. Análisis de la válvula de control despejando P_2

En el presente trabajo de investigación utilizaremos una válvula lineal: $f(x) = X$; para lo cual obtendremos su modelo matemático:

$$F = X \cdot C_v \cdot \sqrt{\Delta P}$$

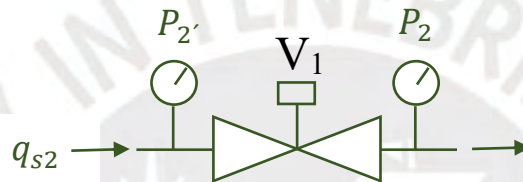


Figura 2.22. Presión antes P_2' y después de la válvula de control P_2 .

Considerando $\Delta P = P_2' - P_2$, y F siendo igual a q_{s2} , obtenemos la siguiente ecuación:

$$q_{s2} = X \cdot C_v \cdot \sqrt{P_2' - P_2}$$

Despejando P_2 :

$$\sqrt{P_2' - P_2} = \frac{q_{s2}}{X \cdot C_v} \quad \rightarrow \quad P_2 = P_2' - \left(\frac{q_{s2}}{X \cdot C_v}\right)^2 \quad (2.24)$$

Donde:

P_2' : Es la presión del agua justo antes de la válvula de control V_1 .

P_2 : Es la presión del agua justo DESPUÉS de la válvula de control V_1 .

q_{s2} : Es el flujo caudal de agua que pasa por la válvula de control.

X : Relación de apertura (porcentaje entre 100) de la válvula de control V_1 .

C_v : Constante de válvula, depende de su tamaño. Sus unidades GPM/psi.

2.4.8. Sistema con Sensor adicional y válvula de control

Considerando la siguiente figura 2.23

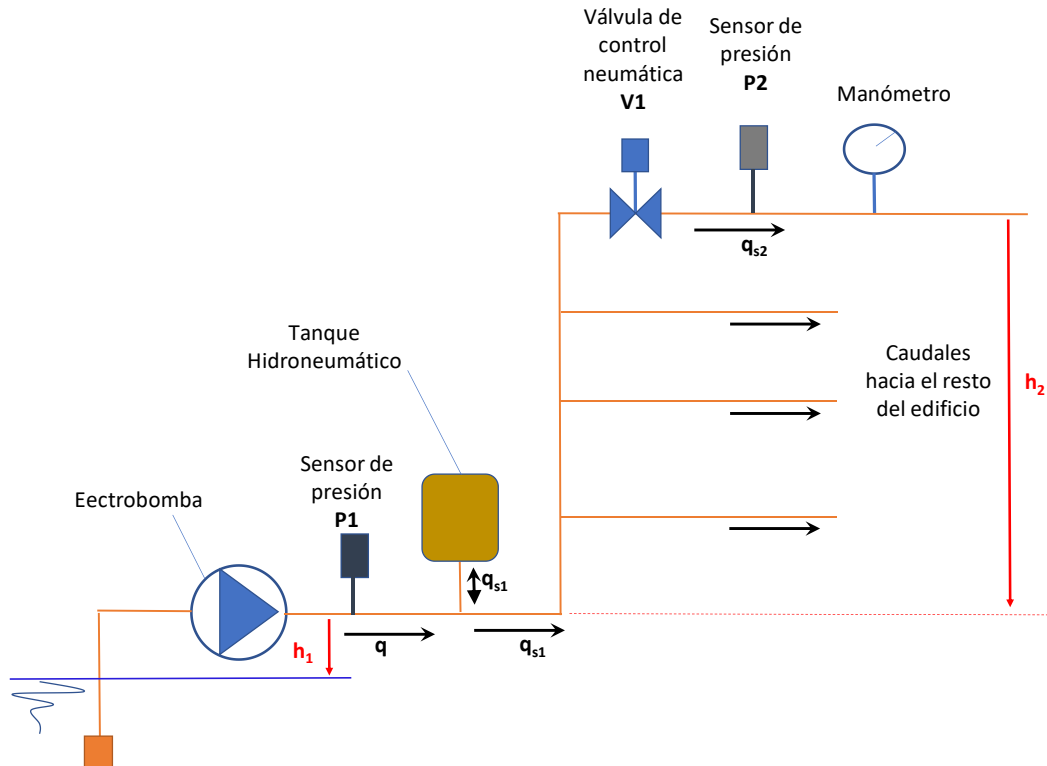


Figura 2.23. Esquema solución para mantener la presión lo más constante en toda la instalación del proceso, planta o edificio. En este caso se emplea un 2do sensor de presión, ubicado en un punto estratégico del edificio y alejado de la electrobomba.

Debido a las pérdidas de presión en los accesorios y a la altura estática “ h_2 ”, del edificio, obtenemos la presión que llega hasta la parte superior del edificio, donde está el 2do sensor de presión P_2' :

$$P_2' = P_1 - h_2 - K_2 \cdot q_{s2}^2$$

Donde:

$K_2 \cdot q_{s2}^2$: son las pérdidas en accesorios y tubería desde el sensor de presión P_1 hasta P_2' .

h_2 : es la altura estática entre el sensor de presión P_1 y el sensor de presión P_2' .

Sin embargo, considerando que existe un retardo debido al desplazamiento de la onda de presión a lo largo de la tubería (este retardo afecta a P_2' desde

que cambia la presión en P_1 , esta ecuación se verá afectada quedando de la siguiente manera:

$$P_{2'} = P_1 \cdot e^{-t_{20} \cdot s} - h_2 - K_2 \cdot q_{s2}^2 \quad (2.25)$$

$e^{-t_{20}}$: " t_{20} " el tiempo que demora en llegar la onda de presión desde P_1 hasta P_2 . En promedio podría tomarse como referencia 1m/s la velocidad de propagación de la presión por la tubería (Emerson-Fisher, 2019).

Reemplazando (2.25) en (2.24), obtenemos lo siguiente:

$$P_2 = (P_1 \cdot e^{-t_{20} \cdot s} - h_2 - K_2 \cdot q_{s2}^2) - \left(\frac{q_{s2}}{x}\right)^2 \cdot \frac{1}{C_v^2}$$

Acomodando, el modelo matemático para la obtención de P_2 , se deduce:

$$P_2 = (P_1 \cdot e^{-t_{20} \cdot s} - h_2 - K_2 \cdot q_{s2}^2) - x^{-2} \cdot \left(\frac{q_{s2}}{C_v}\right)^2 \quad (2.26)$$

P_2 : Es la presión del agua justo DESPUÉS de la válvula de control V_1 .

q_{s2} : Es el flujo caudal de agua que pasa por la válvula de control.

X : Es la relación de apertura de la válvula de control V_1 .

C_v : Constante de válvula, depende de su tamaño. Sus unidades GPM/psi

h_2 : Es la altura estática entre el sensor de presión P_1 y el sensor de presión P_2 .

$K_2 \cdot q_{s2}^2$: Son las pérdidas en accesorios y tubería desde el sensor de presión P_1 hasta P_2' . Hay que tener en cuenta que desde P_1 hasta P_2' , q_{s2} no es el único caudal que circula en este tramo, por lo que K_2 es un coeficiente equivalente para q_{s2} .

Nota: Al utilizar la expresión (2.26), debemos tener en cuenta que las unidades de C_v son GPM/psi, por lo tanto, el caudal q_{s2} y la presión P_1 deben tener las mismas unidades para asegurar su compatibilidad.

2.5. Linealización de los modelos matemáticos de los componentes del sistema

Hasta este punto, hemos obtenido el modelo matemático de la planta, y ha resultado ser No Lineal. Con el fin de facilitar el diseño del controlador, consideramos conveniente linealizar los modelos matemáticos de sus componentes para luego aplicar alguna de las metodologías conocidas.

2.5.1. Linealización de Bomba + Motor + Tramo de succión

Partiendo de la ecuación no lineal (2.12):

$$P_1 = \left[a_0 \left(\frac{f}{f_N} \right)^2 + h_1 \right] + a_1 \frac{f}{f_N} \cdot q + (a_{2B}) \cdot q^2 + a_3 \frac{f_N}{f} \cdot q^3$$

Calculamos las derivadas parciales:

$$\frac{\partial P_1}{\partial q} = a_1 \cdot \frac{f}{f_N} + 2 \cdot a_{2B} \cdot q + 3 \cdot a_3 \cdot \frac{f_N}{f} \cdot q^2$$

$$\frac{\partial P_1}{\partial f} = \frac{2 \cdot a_0}{f_N^2} \cdot f + \frac{a_1}{f_N} \cdot q - \frac{a_3 f_N}{f^2} \cdot q^3$$

$$P_1 - P_{10} = \frac{\partial h}{\partial q} (q - q_0) + \frac{\partial h}{\partial f} (f - f_0)$$

La ecuación linealizada en función de q y de f , queda de la siguiente manera, donde P_{10} , f_0 y q_0 son los puntos de equilibrio de la curva Q-H de la bomba sobre la cual vamos a linealizar, y P_{10} es la presión manométrica del Set Point.

$$\begin{aligned}
 P_1 = P_{1o} + \underbrace{\left(a_1 \cdot \frac{f_0}{f_N} + 2a_{2B} \cdot q_0 + 3 \cdot a_3 \cdot \frac{f_N}{f_0} \cdot q_0^2 \right)}_{C_1} (q - q_0) + \\
 \underbrace{\left(\frac{2a_0 \cdot f_0}{f_N^2} + \frac{a_1 \cdot q_0}{f_N} - \frac{a_3 \cdot f_N \cdot q_0^3}{f_0^2} \right)}_{C_2} (f - f_0)
 \end{aligned}
 \tag{2.27}$$

Para simplificar las expresiones encontradas y para efectos de los cálculos, vamos a agruparlas en constantes C_1 y C_2 .

2.5.2. Linealización del Tanque Hidroneumático

Partimos de la ecuación (2.14): $P \cdot V = P_0 \cdot V_0$

Despejamos “V” y obtenemos la siguiente función no lineal respecto de “P”:

$$V = \frac{P_0 \cdot V_0}{P} \tag{2.28}$$

Vamos a linealizar dentro del $\pm 5\%$ de la presión, para lo cual definimos los límites superior e inferior, obteniendo los siguientes resultados de la función No Lineal:

- Límite superior: Para $P = 1.05 P_0 \rightarrow V = 0.952 V_0$
- Límite inferior: Para $P = 0.95 P_0 \rightarrow V = 1.053 V_0$

Para linealizar, primero derivamos V, respecto P:

$$\frac{dV}{dP} = -\frac{P_0 \cdot V_0}{P^2}$$

Para $P = P_0$

$$\frac{dV}{dP} = -\frac{P_0 \cdot V_0}{P_0^2}$$

$$\frac{dV}{dP} = -\frac{V_0}{P_0}$$

$$V - V_0 = \frac{dV}{dP} \cdot (P - P_0)$$

Quedando la siguiente función lineal:

$$V = -\frac{V_0}{P_0} \cdot (P - P_0) + V_0 \quad (2.29)$$

Donde obtenemos los siguientes resultados de la función linealizada y los errores máximos respecto a los resultados obtenidos de la función No lineal original:

- Límite superior: Para $P = 1.05 P_0 \rightarrow V = 0.95 V_0 \dots$ Error -0.42 %.
- Límite inferior: Para $P = 0.95 P_0 \rightarrow V = 1.05 V_0 \dots$ Error -0.28 %.

A continuación, representamos gráficamente la variación de volumen de aire dentro del tanque hidroneumático a partir de la variación de la presión interna (ver figura 2.24). Se puede apreciar que dentro de este 5% de variación de presión, la variación de volumen sigue comportamiento prácticamente lineal donde el error máximo es despreciable (máximo 0.42%).

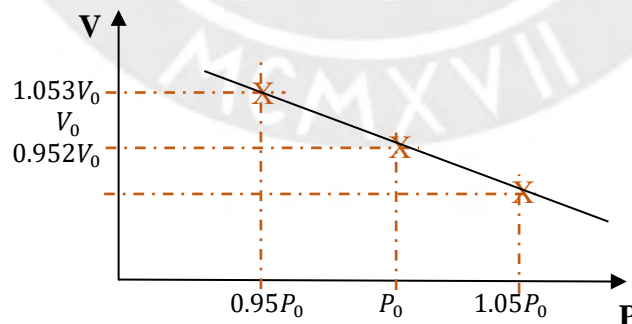


Figura 2.24. Variación de Volumen de aire, respecto a la presión absoluta interna del tanque hidroneumático.

La presión interna es la misma en el aire y en el agua que se encuentra en el interior del tanque hidroneumático. Esta presión interna es absoluta que es la

suma de la Presión de manométrica + la Presión atmosférica. Cabe recordar que cuando se habla de presiones en los sistemas de bombeo estas son presiones manométricas; por ejemplo, la presión de set point o la presión deseada es una presión manométrica.

Verificando la precisión de la función linealizada (2.29) y considerando que el error es despreciable dentro de este rango de $\pm 5\%$ de presión; especialmente cuando el objetivo de nuestro control propuesto es el no superar el $\pm 2\%$, procederemos a reemplazar (2.17) y (2.19) en (2.29) obteniendo:

$$(V_0 - V_{Tq}) = -\frac{V_0}{P_0}((P_{Tq} - K_{Tq} \cdot q_{Tq}^2 + P_a) - P_0) + V_0$$

$$V_{Tq} = -\frac{V_0}{P_0}(P_{Tq} - K_{Tq} \cdot q_{Tq}^2 + P_a - P_0) \quad (2.30)$$

Observamos que en esta ecuación aún existe un factor cuadrático, $K_{Tq} \cdot q_{Tq}^2$, que todavía es necesario linealizar; vamos a evaluar si también es factible linealizarlo sin perder mayor precisión.

Linealización del término $K_{Tq} \cdot q_{Tq}^2$

Dentro del 5% de variación de presión ΔP , procederemos a linealizar $K_{Tq} \cdot q_{Tq}^2$. Como indicamos, este término representa la caída de presión causada por el agua al pasar por la conexión de ingreso o salida del tanque hidroneumático. Llamamos a este flujo de agua " q_{Tq} ".

Considerando que la variación máxima de la presión, sobre la cual estamos linealizando, es del 5%; podemos afirmar que para un q_{Tq} máximo (q_{TqMAX}), podemos obtener una caída de presión máxima del 5% de P_0 ($0.05 \times P_0$), **a este valor de % le vamos a llamar K_{TqL}** . Entonces podemos representarlo en la siguiente gráfica:

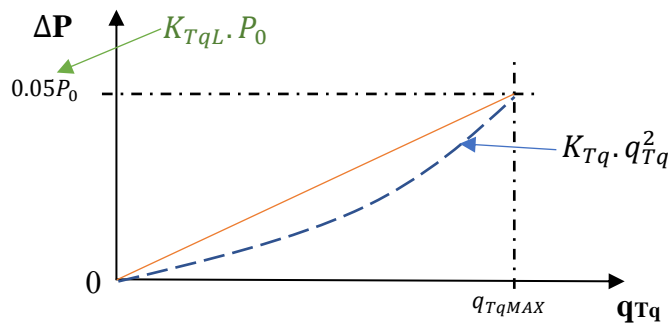


Figura 2.25. Variación de la caída de presión debido al paso de agua para el ingreso o salida del tanque hidroneumático.

Partimos de la siguiente expresión que calcula la caída de presión por causa de q_{Tq} :

$$\Delta P_{NL} = K_{Tq} \cdot q_{Tq}^2 \quad (2.31) \dots \text{No lineal.} \quad (\text{C. Mataix, 2001.})$$

De la gráfica 2.25, vemos que $K_{Tq} \cdot q_{Tq}^2$ sigue un recorrido curvo cuadrático; mientras que lo que buscamos es una recta. Para aproximarla dentro de este 5% de oscilación de la presión obtenemos la siguiente expresión linealizada:

$$\Delta P_L = \frac{K_{TqL} \cdot P_0}{q_{TqMAX}} \cdot q_{Tq} \quad (2.32) \text{ Linealizado}$$

Donde

K_{TqL} : Es la máxima variación de presión dentro del Tanque Hidroneumático; variación que sucede a partir de P_0 . Para nuestro objetivo de tesis, su valor es 5% ó 0.05.

Para no desviarnos mucho de la secuencia de esta descripción y como ya tenemos toda la expresión completamente linealizada, el sustento del error máximo de la expresión (2.32) se detalla en el anexo 3.

Por lo tanto, dentro de este $\pm 5\%$ máximos ($K_{TqL} = 5\%$), podemos considerar

$$\text{lo siguiente: } \Delta P = K_{Tq} \cdot q_{Tq}^2 \approx \frac{K_{TqL} \cdot P_0}{q_{TqMAX}} \cdot q_{Tq}$$

Resumen

Ahora que tenemos todos los componentes linealizados, para poder simular el comportamiento del tanque hidroneumático, procedemos a reemplazar (2.32) en (2.30):

$$(V_0 - V_{Tq}) - V_0 = -\frac{V_0}{P_0} \left(P_{Tq} - \frac{K_{TqL} \cdot P_0}{q_{TqMAX}} \cdot q_{Tq} + P_a - P_0 \right)$$

Despejando y acomodando esta expresión, obtendremos una ecuación completamente lineal:

$$\frac{P_0}{V_0} \cdot V_{Tq} = P_{Tq} - \frac{K_{TqL} \cdot P_0}{q_{TqMAX}} \cdot q_{Tq} + P_a - P_0$$

$V_{Tq} = \frac{V_0}{P_0} \cdot P_{Tq} - \frac{K_{TqL} \cdot V_0}{q_{TqMAX}} \cdot q_{Tq} + \frac{V_0}{P_0} \cdot P_a - V_0$	Tanque hidroneumático Linealizado (2.32)
--	--

Para obtener esta ecuación en función de caudales, y no de volumen, derivamos en función del tiempo "t".

$$\frac{P_0}{V_0} \cdot \frac{dV_{Tq}}{dt} = P'_{Tq} - \frac{K_{TqL} \cdot P_0}{q_{TqMAX}} \cdot q'_{Tq}$$

$$\frac{P_0}{V_0} \cdot V'_{Tq} = P'_{Tq} - \frac{K_{TqL} \cdot P_0}{q_{TqMAX}} \cdot q'_{Tq}$$

$$\frac{P_0}{V_0} \cdot q_{Tq} = P'_{Tq} - \frac{K_{TqL} \cdot P_0}{q_{TqMAX}} \cdot q'_{Tq}$$

Dividiendo todo entre P_0 :

$$\frac{q_{Tq}}{V_0} = \frac{P'_{Tq}}{P_0} - \frac{K_{TqL}}{q_{TqMAX}} \cdot q'_{Tq}$$

$$\frac{K_{TqL}}{q_{TqMAX}} \cdot q'_{Tq} = \frac{P'_{Tq}}{P_0} - \frac{q_{Tq}}{V_0}$$

Despejando q'_{Tq} obtendremos la variación del caudal que ingresa o sale al Tanque Hidroneumático:

$$q'_{Tq} = \frac{q_{TqMAX}}{K_{TqL}} \cdot \frac{P'_{Tq}}{P_0} - \frac{q_{TqMAX}}{K_{TqL}} \cdot \frac{q_{Tq}}{V_0}$$

Como sabemos que $q'_{Tq} = q' - q'_{s1}$, reemplazamos en la ecuación:

$$q' - q'_{s1} = \frac{q_{TqMAX}}{K_{TqL} \cdot P_0} \cdot P'_{Tq} - \frac{q_{TqMAX}}{K_{TqL} \cdot V_0} (q - q_{s1})$$

Aplicando transformada de Laplace, obtenemos:

$$sQ(s) - sQ_{s1}(s) = \frac{q_{TqMAX}}{K_{TqL} \cdot P_0} \cdot s \cdot P_{Tq}(s) - \frac{q_{TqMAX}}{K_{TqL} \cdot V_0} (Q(s) - Q_{s1}(s))$$

$$[Q(s) - Q_{s1}(s)] \left[s + \frac{q_{TqMAX}}{K_{TqL} \cdot V_0} \right] = \frac{q_{TqMAX}}{K_{TqL} \cdot P_0} \cdot s \cdot P_{Tq}(s)$$

$$Q(s) - Q_{s1}(s) = \underbrace{\frac{q_{TqMAX}}{K_{TqL} \cdot P_0}}_{C_3} \cdot \frac{s}{s + \underbrace{\frac{q_{TqMAX}}{K_{TqL} \cdot V_0}}_{C_4}} \cdot P_{Tq}(s) \quad (2.33)$$

La expresión (2.33) obtenida es una representación completamente linealizada del tanque hidroneumático, en la cual vemos que todavía hay un parámetro desconocido que es el caudal máximo q_{TqMAX} ; en el Anexo 3, se muestra el análisis de cómo obtenerlo. P_0 es la presión absoluta de equilibrio que es la suma de la presión manométrica + presión manométrica.

2.5.3. Linealización del funcionamiento del Variador de Frecuencia

De acuerdo con lo visto en la sección 2.4.4, la frecuencia de salida del variador responde a una aceleración tipo de rampa cuando la entrada es un escalón.

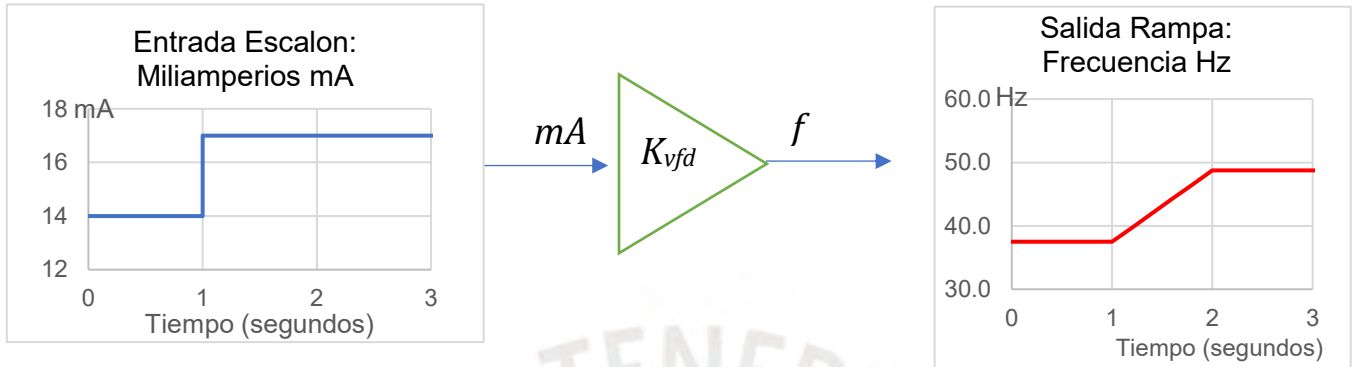


Figura 2.26. K_{vfd} es la ganancia.

La rampa de aceleración (o desaceleración) dependerá del incremento de frecuencia por unidad de tiempo:

$$K_{rampa} = \text{Variación de frecuencia} / \text{Variación del tiempo} = \Delta f / \Delta t \quad (2.34)$$

Por lo que la frecuencia de salida (f), que se mide en Hz está relacionada con la siguiente función: $f = f_i \pm K_{rampa} \cdot (t - t_i)$. Aquí f_i es la frecuencia inicial, t es el tiempo transcurrido, t_i es el tiempo inicial y K_{rampa} es la rampa de aceleración que se configura con un aumento promedio de 3 a 5 Hz por segundo, sus unidades están en Hz/s.

Dado que una variación máxima del 5% en presión, según la Ley de Afinidad, se traduce en una variación máxima del 2.23% en frecuencia, procederemos a realizar la linealización dentro de este margen. Tomaremos una variación máxima del 2.23% sobre los 60 Hz del punto de equilibrio, lo que corresponde a 1.4 Hz. Para lograr una linealización con una función de transferencia de primer orden, calcularemos la constante de tiempo de la siguiente manera:

$$\tau_{vfd} = \frac{\text{Variación de Frecuencia}\% \cdot \frac{60 \text{ hz}}{K_{rampa}}}{4}$$

Como la Variación de Frecuencia en % es 2.23%

$$\tau_{vfd} = \frac{2.23\% \cdot \frac{60 \text{ hz}}{K_{rampa}}}{4}$$

$$\tau_{vfd} = \frac{0.3345}{K_{rampa}} \quad (2.35)$$

Por consiguiente, la función de transferencia que describe el comportamiento del Variador de Frecuencia en las proximidades del punto de equilibrio, donde se mantiene constante el valor de presión, se expresa de la siguiente manera:

$$\frac{f(s)}{mA(s)} = \frac{K_{vfd}}{\tau_{vfd} \cdot s + 1} \quad (2.36)$$

De donde la ganancia es:

$$K_{vfd} = \frac{\Delta \text{ hz}}{\Delta \text{ mA}}$$

$$K_{vfd} = \frac{(60 \text{ hz} - 0 \text{ hz})}{(20 \text{ mA} - 4 \text{ mA})}$$

$$K_{vfd} = \frac{60 \text{ hz}}{16 \text{ mA}}$$

$$K_{vfd} = \frac{3.75 \text{ hz}}{\text{mA}} \quad (2.37)$$

Cabe señalar que en el capítulo 3 se explicará con mayor detalle el motivo por el cual decidimos aproximar la linealización del funcionamiento del variador de frecuencia a una función de transferencia de 1° orden.

2.5.4. Modelo del Sistema Linealizado alrededor del punto de equilibrio

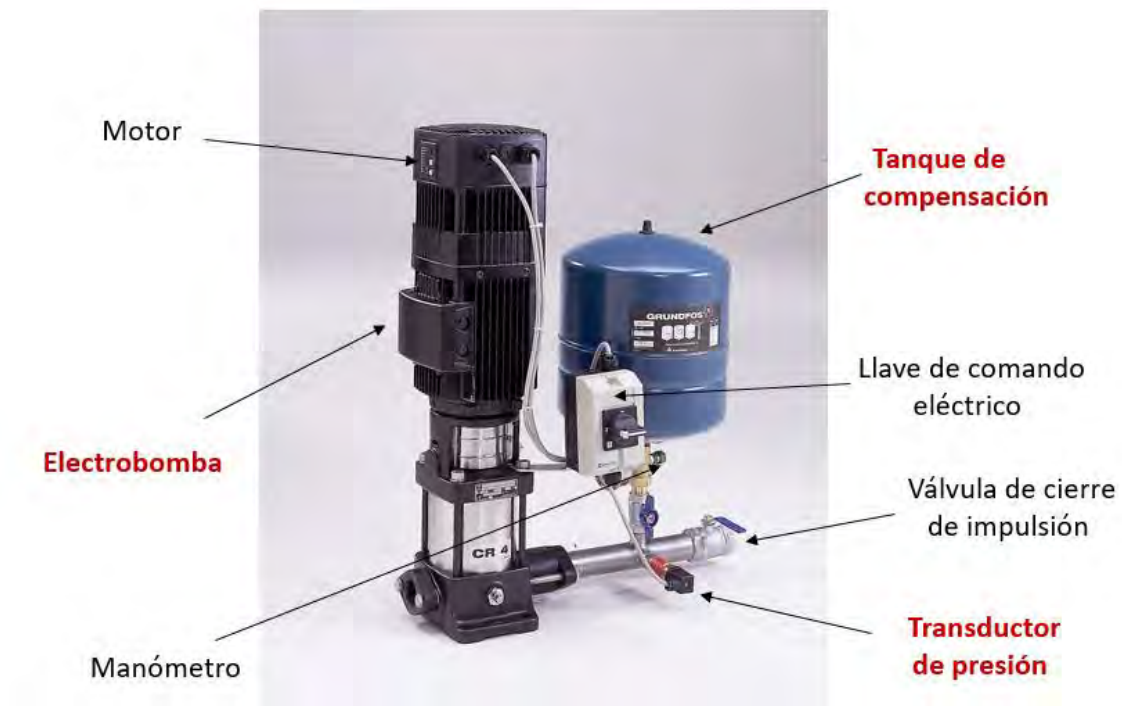


Figura 2.27. Equipo compacto con tanque hidroneumático (Internet, sf.).

Ahora consolidamos las expresiones 2.27 y 2.33 con las nuevas constantes grupales:

$$- P_1(s) = C_1 \cdot Q(s) + C_2 \cdot F(s) \quad (2.27)$$

$$- Q(s) = Q_{s1}(s) + C_3 \cdot \frac{s}{(s + C_4)} \cdot P_1(s) \quad (2.33)$$

Reemplazando (2.33) en (2.27)

$$P_1(s) = C_1 \cdot \left[Q_{s1}(s) + \frac{C_3 \cdot s}{(s + C_4)} \cdot P_1(s) \right] + C_2 \cdot F(s)$$

$$P_1(s) = C_1 \cdot Q_{s1}(s) + \frac{C_1 \cdot C_3 \cdot s}{(s + C_4)} \cdot P_1(s) + C_2 \cdot F(s)$$

Despejando $P_1(s)$, a la izquierda:

$$\left(1 - \frac{C_1 \cdot C_3 \cdot s}{s + C_4}\right) \cdot P_1(s) = C_1 \cdot Q_{s1}(s) + C_2 \cdot F(s)$$

$$\left(\frac{s + C_4 - C_1 \cdot C_3 \cdot s}{s + C_4}\right) \cdot P_1(s) = C_1 \cdot Q_{s1}(s) + C_2 \cdot F(s)$$

$$\left[\frac{(1 - C_1 \cdot C_3) \cdot s + C_4}{s + C_4}\right] \cdot P_1(s) = \frac{C_1}{s} \cdot G_s(s) + C_2 \cdot F(s)$$

Se obtiene:

$$P_1(s) = \frac{(s+C_4) \cdot C_1}{[(1-C_1 \cdot C_3) \cdot s + C_4]} \cdot Q_{s1}(s) + \frac{(s+C_4) \cdot C_2}{((1-C_1 \cdot C_3) \cdot s + C_4)} \cdot F(s) \quad (2.38)$$

Finalmente, al sustituir la expresión (2.37) en la ecuación (2.38), obtenemos el modelo completo linealizado que simula el comportamiento del sistema en función de la demanda de consumo de agua $Q_{s1}(s)$ y de la señal $mA1$, en miliamperios, que controla el variador de frecuencia para ajustar la velocidad (en RPM) del motor.

$$P_1(s) = \frac{(s+C_4) \cdot C_1}{[(1-C_1 \cdot C_3) \cdot s + C_4]} \cdot Q_{s1}(s) + \frac{(s+C_4) \cdot C_2}{((1-C_1 \cdot C_3) \cdot s + C_4)} \cdot \frac{K_{vfd}}{\tau_{vfd} \cdot s + 1} \cdot mA1(s) \quad (2.39)$$

Donde:

$$C1 = a_1 \cdot \frac{f_0}{f_N} + 2 \cdot a_{2B} \cdot q_0 + 3 \cdot a_3 \cdot \frac{f_N}{f_0} \cdot q_0^2$$

$$C2 = \frac{2 \cdot a_0 \cdot f_0}{f_N^2} + \frac{a_1 \cdot q_0}{f_N} - \frac{a_3 \cdot f_N \cdot q_0^3}{f_0^2}$$

$$C3 = \frac{q_{TqMAX}}{K_{TqL} \cdot P_0}$$

$$C4 = \frac{q_{TqMAX}}{K_{TqL} \cdot V_0}$$

2.5.5. Linealización del funcionamiento de la válvula de control

Partiendo de la ecuación no lineal (2.26)

$$P_2 = (P_1 - h_2 - K_2 \cdot q_{s2}^2) - X^{-2} \cdot \left(\frac{q_{s2}}{C_v}\right)^2$$

Linealizamos P_2 obteniendo sus derivadas parciales en función de q_{s2} y X :

$$\frac{\partial P_2}{\partial q_{s2}} = -2K_2 \cdot q_{s2} - \frac{2}{X^2 \cdot C_v^2} \cdot q_{s2}$$

$$\frac{\partial P_2}{\partial X} = 2 \cdot \left(\frac{q_{s2}}{C_v}\right)^2 \cdot X^{-3}$$

En el punto de equilibrio P_{2o} : $q_{s2} = q_{s2o}$; $X = X_0$

$$P_2 = P_{2o} + \frac{\partial P_2}{\partial q_{s2}} \cdot (q_{s2} - q_{s2o}) + \frac{\partial P_2}{\partial X} (X - X_0) \quad (2.40)$$

$$\frac{\partial P_2}{\partial q_{s2}} = -2 \cdot k_2 \cdot q_{s2o} - \frac{2}{x_0^2 \cdot C_v^2} \cdot q_{s2o} \quad (2.41)$$

$$\frac{\partial P_2}{\partial X} = 2 \cdot \left(\frac{q_{s2o}}{C_v}\right)^2 \cdot X_0^{-3} \quad (2.42)$$

Hasta este punto, se ha conseguido obtener el modelo matemático del sistema SISO N° 2 considerando el efecto del porcentaje de apertura de la válvula de control. No obstante, es crucial tener en cuenta la dinámica real de dicha válvula, que está influida por el tiempo que tarda en abrirse desde que

recibe la orden de apertura mediante la señal de entrada en mA . A esta señal la denominaremos $mA2$.

Reemplazando (2.23) en (2.40),

$$P_2 = P_{2o} + \frac{\partial P_2}{\partial q_{s2}} \cdot (q_{s2} - q_{s2o}) + \frac{k_{val}}{\tau_{val} \cdot s + 1} \cdot \frac{\partial P_2}{\partial x} (mA2 - mA2_0)$$

Finalmente, reemplazando en esta última (2.41) y (2.42), obtendremos el modelo completo linealizado que simulará el comportamiento del sistema SISO N° 2 a partir de la demanda de consumo de agua que pasa por la válvula de control " $q_{s2}(s)$ " y del mando de la variación del porcentaje de apertura de la válvula de control " x " que

Finalmente, sustituyendo las ecuaciones (2.41) y (2.42) en la última expresión, obtenemos el modelo completo linealizado que simula el comportamiento del sistema SISO N° 2. Este modelo tiene en cuenta la demanda de consumo de agua que atraviesa la válvula de control, representada por $q_{s2}(s)$, así como el control de la variación del porcentaje de apertura de la válvula de control " x " que está relacionada con la señal eléctrica en " mA ".

La expresión completa y linealizada representa el modelo integral que simula la presión del sensor 2, la cual queda como sigue:

$$P_2 = P_{2o} + \left(-2 \cdot k_2 \cdot q_{s2o} - \frac{2}{x_0^2 \cdot C_v^2} \cdot q_{s2o} \right) \cdot (q_{s2} - q_{s2o}) + \frac{k_{val}}{\tau_{val} \cdot s + 1} \cdot \frac{2}{x_0^3} \cdot \left(\frac{q_{s2o}}{C_v} \right)^2 \cdot (mA2 - mA2_0) \quad (2.43)$$


2.6. Conclusiones del capítulo

En este capítulo, se ha logrado obtener el modelo matemático no lineal que describe el comportamiento dinámico de la planta, específicamente de un Sistema de Bombeo diseñado para mantener constante la presión del agua en todo un edificio. Además, se procedió a linealizar este modelo alrededor de un punto de equilibrio y se realizaron análisis detallados de las condiciones de operación para el modelo linealizado.

Es crucial destacar que el modelo matemático, tanto en su forma no lineal como linealizada, depende de variables físicas inherentes al proceso. Por ende, este modelo es aplicable a cualquier sistema de bombeo con sus características y escenarios particulares.

Adicionalmente, al linealizar el modelo alrededor de un punto de equilibrio, se facilita su adaptación a una variedad de puntos de equilibrio simplemente actualizando las características del equipo (bomba, sensores, válvula de control, tanque hidroneumático y variador de frecuencia) y las condiciones del entorno (consumo de agua o caudal y alturas estáticas del edificio).

Cabe señalar que en el capítulo 4, se llevará a cabo una evaluación exhaustiva del modelo utilizando las características de una planta real. Este análisis permitirá validar la capacidad del modelo linealizado para aproximarse de manera aceptable al comportamiento de la planta real no lineal.



CAPITULO III

**DISEÑO DE CONTROL AVANZADO BASADO EN GANANCIA
PROGRAMADA PARA PROCESO MUTIVARIABLE
DESACOPLADO**

3.1. Introducción

Después de obtener los modelos matemáticos de todos los componentes de un sistema de bombeo para mantener una presión constante, presentaremos una metodología de diseño de control que mejore la eficiencia del sistema en comparación con el control convencional.

Este capítulo se enfoca en el desarrollo de una estrategia de control avanzado para la planta estudiada, utilizando dos sensores: uno ubicado en la descarga de la bomba y otro estratégicamente situado en el edificio. La finalidad es lograr una presión más estable y constante globalmente en todo el edificio.

El proceso de control avanzado abordará las siguientes etapas: desacoplamiento del modelo lineal de la planta (tratándola como dos sistemas SISO de primer orden), diseño de los controladores para cada sistema SISO, selección de escenarios para distintas demandas de caudal, y el cálculo de los parámetros de ganancia programada de los controladores basados en el modelo SISO en cada escenario.

3.2. Diagrama de bloques

Para una representación más clara de la interrelación entre los componentes del sistema, se presentarán los modelos matemáticos obtenidos en el Capítulo 2 a través de diagramas de bloques. A continuación, se describirá el funcionamiento de cada componente mediante estos diagramas, expresando las relaciones algebraicas linealizadas.

3.2.1. Electrobomba

Este bloque representa la Electrobomba desde la toma de agua en la succión hasta el sensor de presión P_1 más cercano a la bomba. En este punto, aún no se considera el tanque hidroneumático ni el Variador de Frecuencia.

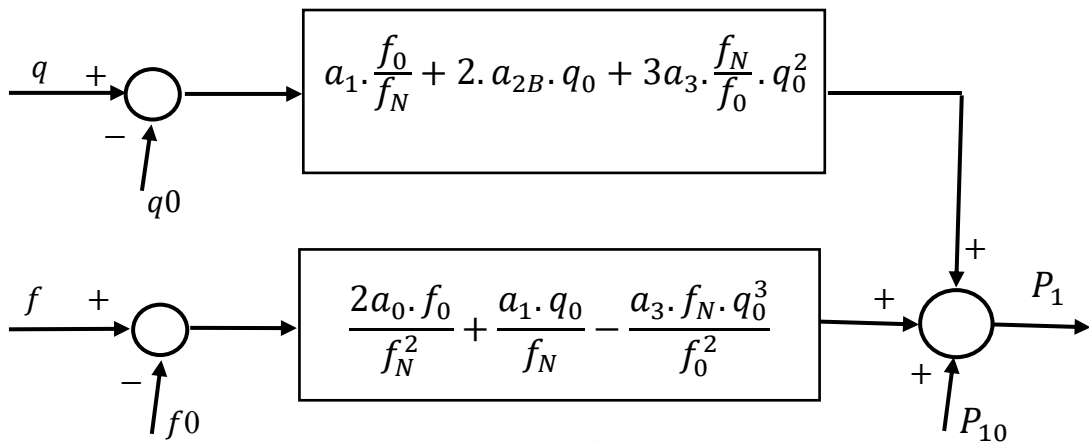


Figura 3.1. Diagrama de bloques de la electrobomba desde la toma de agua en la succión hasta el sensor de presión P1.

3.2.2. Tanque Hidroneumático

A partir de la ecuación linealizada (2.33), obtenemos el siguiente diagrama de bloques.

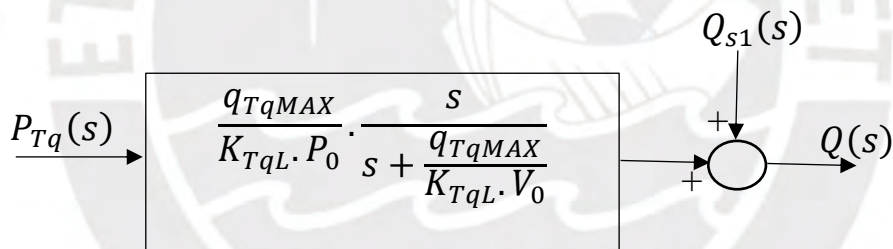


Figura 3.2. Diagrama de bloques de solo el tanque hidroneumático.

3.2.3. Electrobomba + Variador de Frecuencia + Tanque Hidroneumático

De la ecuación (2.39) obtenemos:

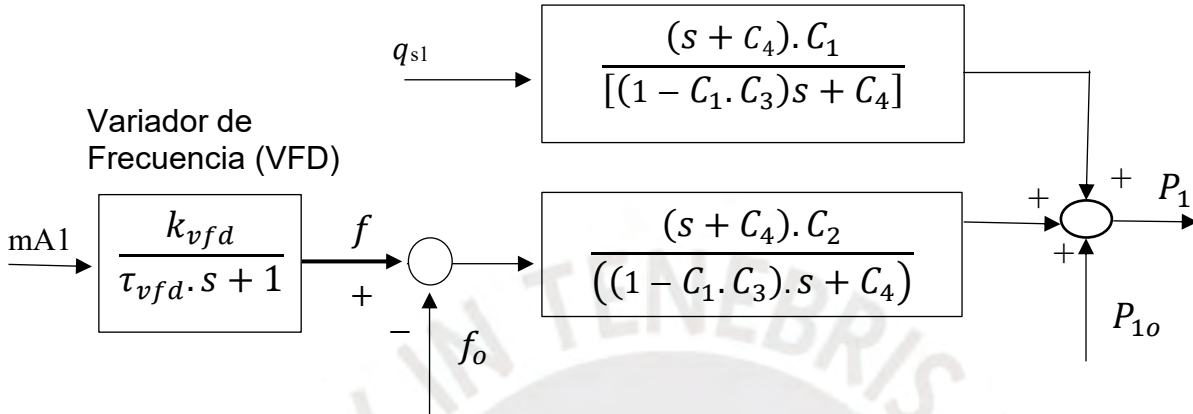


Figura 3.3. Diagrama de bloques de la Electrobomba + Variador de frecuencia + Tanque Hidroneumático.

3.2.4. Válvula de control

De la ecuación (2.43), obtenemos:

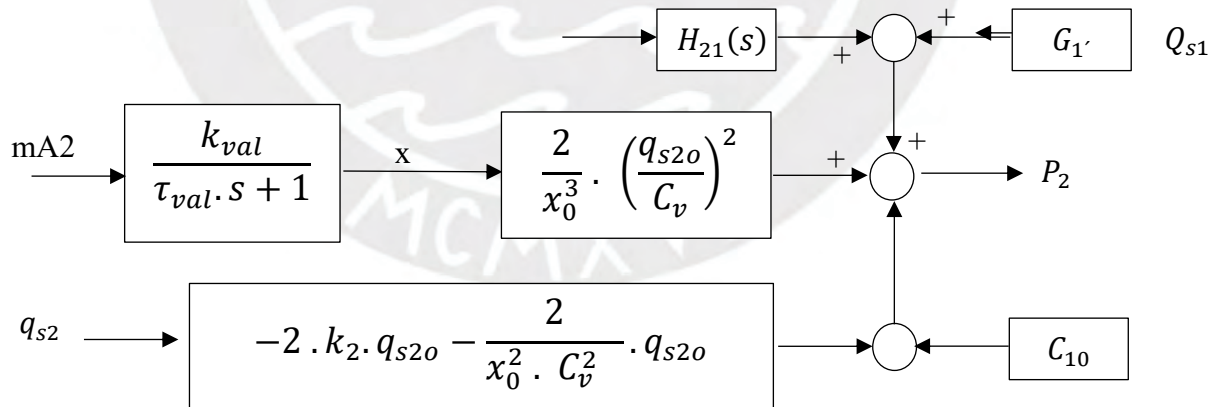


Figura 3.4. Diagrama de bloques de la válvula de control.

3.2.5. Planta Objeto de Estudio

Consolidando los diagramas de bloques de las figuras (3.3) y (3.4) se obtiene el siguiente el diagrama de la figura 3.5. que representa el funcionamiento completo de la planta:

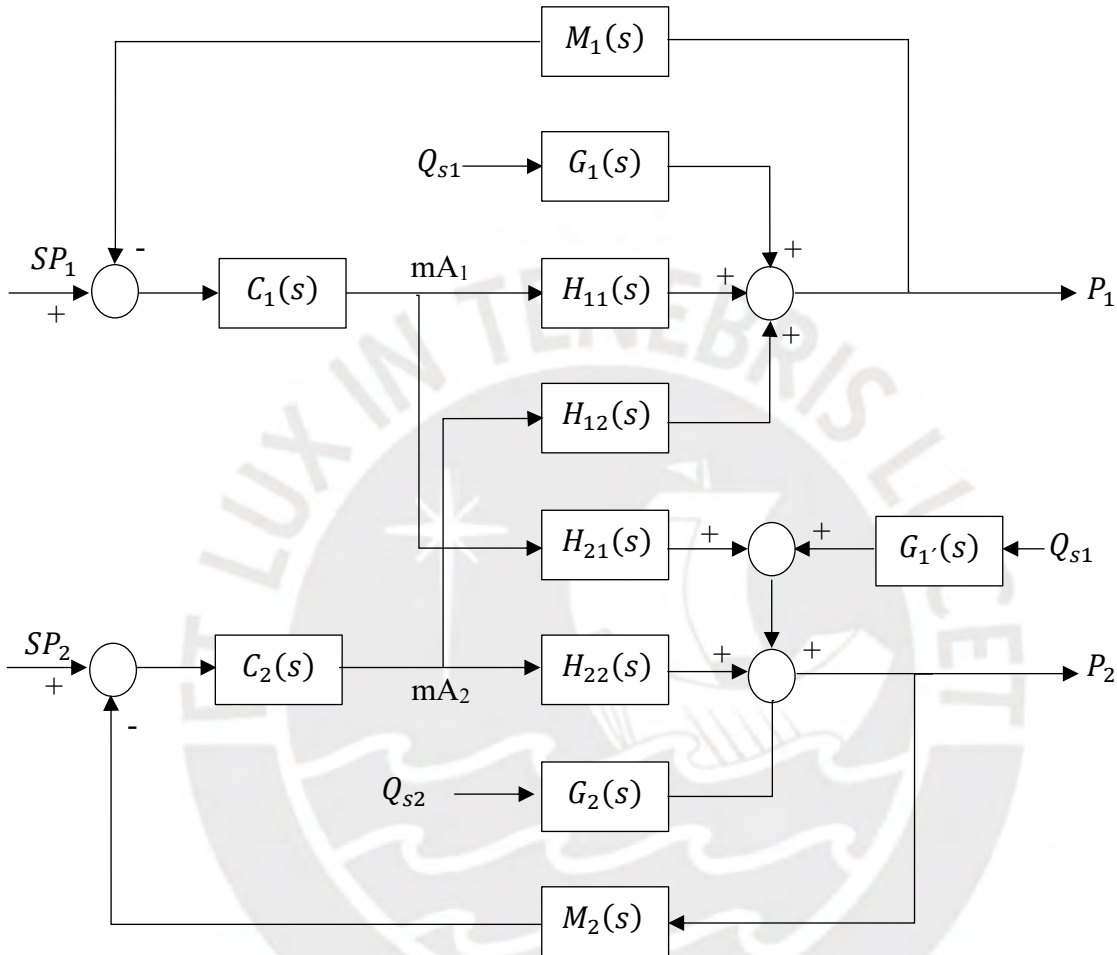


Figura 3.5. Diagrama de bloques de la planta completa.

Se puede apreciar que la presión que miden ambos sensores depende en cierta medida de las 2 señales de control.

De los diagramas de bloques 3.3 y 3.4 en cada componente se representa:

$$- H_{11} = \frac{(s+C_4)C_2}{(1-C_1 \cdot C_3) \cdot s + C_4} \cdot \frac{K_{vfd}}{\tau_{vfd} \cdot s + 1} \quad (3.1)$$

$$- H_{21} = H_{11} \cdot e^{-t_{20} \cdot s} \quad , \text{reemplazamos } H_{11} \text{ tenemos lo siguiente.}$$

$$- H_{21} = \frac{K_{vfd}}{\tau_{vfd} \cdot s + 1} \cdot \frac{(s+C_4) \cdot C_2}{(1-C_1 \cdot C_3)s+C_4} \cdot e^{-t_{20} \cdot s} \quad (3.2)$$

Donde t_{20} , es el tiempo que demora en llegar la presión desde el sensor 1 hasta el sensor 2.

$$\begin{aligned}
 & - G_1' = G_1 \cdot e^{-t_{20} \cdot s} \\
 & - G_1 = \frac{(s+C_4) \cdot C_1}{(1-C_1 \cdot C_3) \cdot s + C_4} \\
 & - G_2 = -2 \cdot k_2 \cdot q_{s20} - \frac{2}{x_0^2 \cdot C_v^2} \cdot q_{s20} \\
 & - H_{22} = \frac{k_{val}}{\tau_{val} \cdot s + 1} \cdot \frac{2}{x_0^3} \cdot \left(\frac{q_{s20}}{C_v} \right)^2 \quad (3.3) \\
 & - H_{12}(s) \approx \emptyset \\
 & - M_1(s) \text{ y } M_2(s) \\
 & \quad M_1(s) = \frac{AO_{\max 1} - AO_{\min 1}}{AI_{\max 1} - AI_{\min 1}} \\
 & \quad M_2(s) = \frac{AO_{\max 2} - AO_{\min 2}}{AI_{\max 2} - AI_{\min 2}}
 \end{aligned}$$

Estas expresiones se pueden agrupar en una matriz de la forma siguiente:

$$H(s) = \begin{bmatrix} H_{11}(s) & H_{12}(s) \\ H_{21}(s) & H_{22}(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} \\ H_{21} & H_{22} \end{bmatrix} \quad (3.4)$$

3.3. Desacoplamiento

Para calcular el controlador como un sistema SISO, introduciremos la siguiente matriz de desacoplamiento, que facilitará el diseño de controladores PI. Esta aproximación se basa en una tesis doctoral "Diseño de sistemas de control multivariable por desacoplo con controladores PID" de Juan Garrido Jurado (2012):

$$D(s) = \begin{bmatrix} D_{11}(s) & D_{12}(s) \\ D_{21}(s) & D_{22}(s) \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

La misma que se colocará entre el controlador $C(s)$ y la planta $H(s)$, quedando el diagrama de bloques (representado en la figura 3.6) de la siguiente forma:

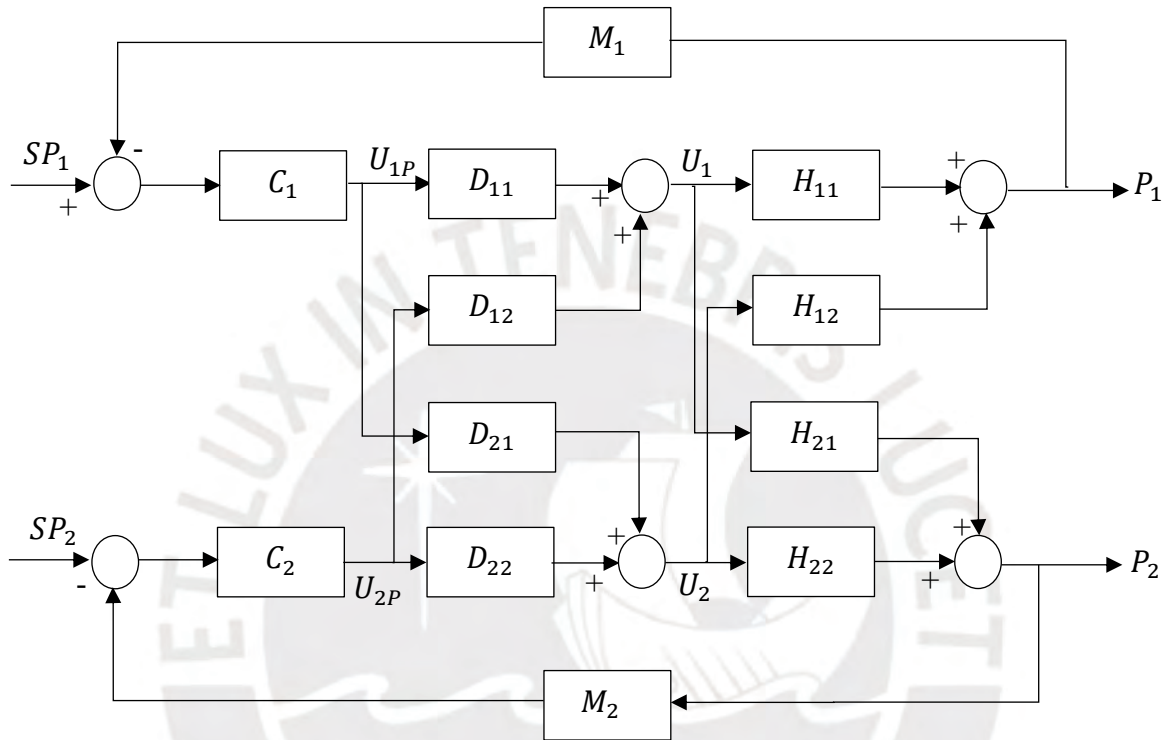


Figura 3.6. Diagrama de bloques.

Donde:

$$D_{11} = 1 \quad D_{12} = -\frac{H_{12}}{H_{11}} = 0$$

$$D_{21} = -\frac{H_{21}}{H_{22}} \quad D_{22} = 1$$

$$H = \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} \\ H_{21} & H_{22} \end{bmatrix} \quad D = \begin{bmatrix} 1 & D_{12} \\ D_{21} & 1 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \end{bmatrix} = H \cdot D \cdot \begin{bmatrix} U_{1P} \\ U_{2P} \end{bmatrix}$$

Consolidando las matrices, la planta desacoplada queda de la siguiente manera:

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} \\ H_{21} & H_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & -H_{12}/H_{11} \\ -H_{21}/H_{22} & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_{1P} \\ U_{2P} \end{bmatrix} \quad (3.6)$$

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11} + H_{12} \cdot \frac{-H_{21}}{H_{22}} & H_{11} \cdot \frac{-H_{12}}{H_{11}} + H_{12} \\ H_{21} + H_{22} \cdot \frac{-H_{21}}{H_{22}} & H_{21} \cdot \frac{-H_{12}}{H_{11}} + H_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_{1P} \\ U_{2P} \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{1P} & 0 \\ 0 & H_{2P} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_{1P} \\ U_{2P} \end{bmatrix}$$

Donde:

$$H_{1P} = H_{11} + H_{12} \cdot D_{21} = H_{11} + H_{12} \cdot \left(\frac{-H_{21}}{H_{22}} \right) \quad (3.7)$$

$$H_{2P} = H_{22} + H_{21} \cdot D_{12} = H_{22} + H_{21} \cdot \left(\frac{-H_{12}}{H_{11}} \right) \quad (3.8)$$

Como $H_{12} = 0$:

Con la planta desacoplada, se obtienen 2 nuevos sistemas SISO de H_{11} y H_{22} , los que denominaremos H_{1P} y H_{2P} respectivamente (ver figuras 3.7 y 3.8).

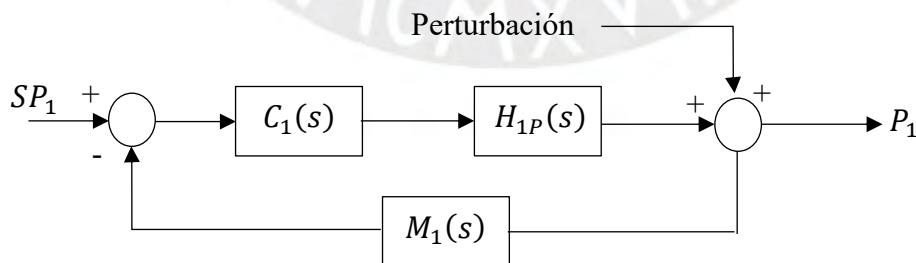


Figura 3.7. Sistema SISO n°1

$$H_{1P} = H_{11} \quad (3.9)$$

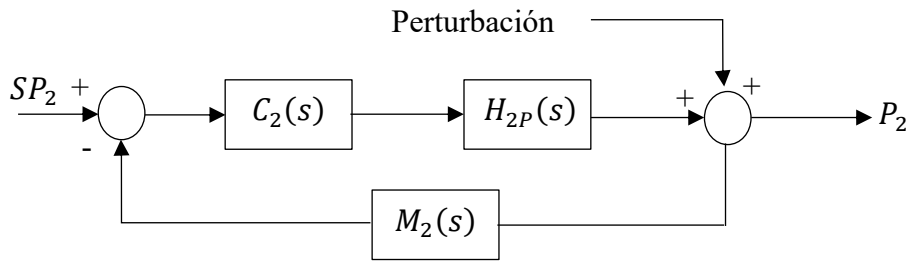


Figura 3.8. Sistema SISO n°2

$$H_{2P} = H_{22} \quad (3.10)$$

Ahora podemos proceder al diseño de los controladores para los dos sistemas SISO. Este desacoplado de la planta en dos sistemas SISO simplificará el proceso de desarrollo de la estrategia de control que buscamos implementar.

3.4. Diseño del Controlador PI Avanzado

En esta etapa, buscamos un método práctico para calcular los parámetros del controlador de un sistema SISO. Partimos de la premisa de que H_{1p} y H_{2p} son plantas de primer orden. Con base en simulaciones realizadas en la planta no lineal y un método de aproximación a sistemas de menor orden, buscaremos ajustarlas a plantas de primer orden de manera más precisa.

3.4.1. Cálculo del K_p y K_i

Las variables que controlaremos provienen de los dos sensores de presión. Por lo tanto, los parámetros del controlador PI se calcularán a partir de una planta de primer orden en lazo cerrado, generando una función de transferencia con dos polos y un cero. En este escenario, nos apoyaremos en el análisis presentado en el libro "Sistemas de Control en Ingeniería" de los autores Lewis y Chang (1999) —consultar anexo 1 para detalles adicionales.

Sistema SISO

Nuestro objetivo inmediato es obtener una fórmula que nos permita calcular directamente los parámetros K_p y K_i óptimos para lograr una respuesta rápida y sin oscilaciones. Para ello, partimos de la siguiente planta genérica de primer orden:

$$H(s) = \frac{K_a}{\tau \cdot s + 1} \quad (3.11)$$

y con el controlador PI siguiente:

$$C(s) = \frac{K_P \cdot s + K_i}{s} \quad (3.12)$$

Diseñamos el controlador $C(s)$ para un sistema SISO cualquiera

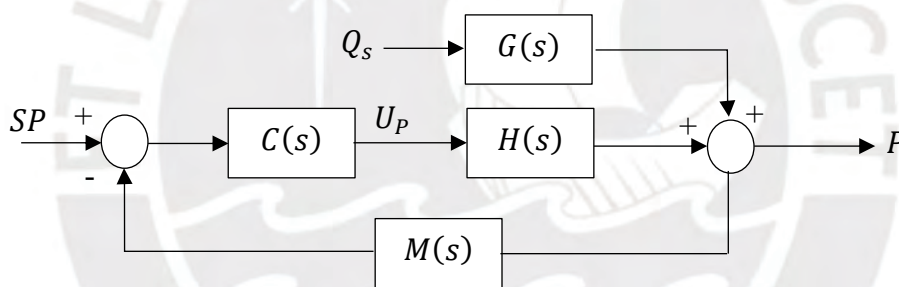


Figura 3.9. Sistema SISO

En lazo cerrado obtenemos la siguiente ecuación característica:

$$\frac{P}{R} = \frac{C \cdot H}{1 + M \cdot C \cdot H} \quad (3.13)$$

Reemplazando (3.11) y (3.12) en (3.13):

$$\frac{P_1(s)}{R_1(s)} = \frac{\left(\frac{K_P \cdot s + K_i}{s} \right) \cdot \left[\frac{K_a}{\tau \cdot s + 1} \right]}{1 + M \cdot \left(\frac{K_P \cdot s + K_i}{s} \right) \cdot \left[\frac{K_a}{\tau \cdot s + 1} \right]}$$

$$\frac{P(s)}{R(s)} = \frac{K_a \cdot \frac{(K_p \cdot s + K_i)}{s \cdot (\tau \cdot s + 1)}}{1 + M \cdot K_a \cdot \frac{(K_p \cdot s + K_i)}{s \cdot (\tau \cdot s + 1)}}$$

$$\frac{P(s)}{R(s)} = \frac{K_a \cdot \frac{(K_p \cdot s + K_i)}{s \cdot (\tau \cdot s + 1)}}{\frac{s \cdot (\tau \cdot s + 1) + M \cdot K_a \cdot (K_p \cdot s + K_i)}{s \cdot (\tau \cdot s + 1)}}$$

$$\frac{P(s)}{R(s)} = \frac{K_a \cdot (K_p \cdot s + K_i)}{\tau \cdot s^2 + (M \cdot K_a \cdot K_p + 1) \cdot s + M \cdot K_a \cdot K_i}$$

Acomodando la expresión de una forma que se parezca a la función de transferencia A1.1 del anexo 1, obtendremos lo siguiente:

$$\frac{P(s)}{R(s)} = \frac{K_a \cdot \frac{K_p}{\tau} \cdot (s + K_i / K_p)}{s^2 + \frac{(M \cdot K_a \cdot K_p + 1)}{\tau} \cdot s + M \cdot \frac{K_a \cdot K_i}{\tau}} \quad (3.14)$$

A continuación, la función de transferencia de 2 polos y 1 cero (a1.2).

$$\frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{K \cdot \frac{w_n}{\rho} \cdot (s + \rho \cdot w_n)}{s^2 + 2 \cdot \xi \cdot w_n \cdot s + w_n^2} = \frac{K \cdot w_n^2 \cdot \left(\frac{s}{\rho \cdot w_n} + 1\right)}{s^2 + 2 \cdot \xi \cdot w_n \cdot s + w_n^2} \quad (A1.1)$$

Ahora igualamos los coeficientes de ambas expresiones (3.14) y (A1.1):

$$K \cdot \frac{w_n}{\rho} = K_a \cdot \frac{k_p}{\tau} \quad (3.15) \quad w_n^2 = M \cdot \frac{K_a \cdot k_i}{\tau} \quad (3.16)$$

$$2 \cdot \xi \cdot w_n = \frac{M \cdot K_a \cdot k_p + 1}{\tau} \quad (3.17)$$

$$\text{De (3.15): } k_p = \frac{K \cdot w_n \cdot \tau}{\rho \cdot K_a} \quad (3.18)$$

$$\text{De (3.16): } k_i = \frac{\tau \cdot w_n^2}{M \cdot k_a} \quad (3.19)$$

Dividiendo (3.19) entre (3.18):

$$\frac{k_i}{k_p} = \frac{\frac{\tau \cdot w_n^2}{M \cdot k_a}}{\frac{K \cdot w_n \cdot \tau}{\rho \cdot k_a}}$$

$$\frac{k_i}{k_p} = \frac{\rho \cdot w_n}{K \cdot M} \quad (3.20)$$

Comparando el numerador de las expresiones (3.14) y (A1.1), obtenemos:

$$\frac{k_i}{k_p} = \rho \cdot w_n \quad (3.21)$$

Igualando (3.20) y (3.21):

$$\frac{k_i}{k_p} = \frac{\rho \cdot w_n}{K \cdot M} = \rho \cdot w_n$$

$$K = \frac{1}{M} \quad (3.22)$$

$$\text{De (3.17): } 2 \cdot \xi = \frac{M \cdot K_a \cdot k_p}{\tau \cdot w_n} + \frac{1}{\tau \cdot w_n} \quad (3.23)$$

Reemplazando (3.18) en (3.23):

$$2 \cdot \xi = M \cdot \left(\frac{K}{\rho} \right) + \frac{1}{\tau \cdot w_n}$$

$$\frac{1}{\tau \cdot w_n} = 2 \cdot \xi - \frac{M \cdot K}{\rho}$$

$$\frac{1}{\tau \cdot w_n} = \frac{2 \cdot \xi \cdot \rho - M \cdot K}{\rho}$$

$$w_n = \frac{\rho}{(2 \cdot \xi \cdot \rho - M \cdot K) \cdot \tau} \quad (3.24)$$

Con (3.24) obtenemos la frecuencia natural “ w_n ”, que dependerá de ξ y ρ . Teniendo en cuenta que el número inferior de la tabla A1.1 del anexo 1, es igual a $w_n \cdot t_s$ (2%). A este número lo denominaremos “ wt ”, por lo que podemos decir:

$$wt = w_n \cdot t_s \quad (3.25)$$

Reemplazamos (3.25) en (3.24):

$$\frac{wt}{t_s} = \frac{\rho}{(2 \cdot \xi \cdot \rho - M \cdot K) \cdot \tau}$$

Despejando t_s :

$$t_s = \frac{(2 \cdot \xi \cdot \rho - M \cdot K) \cdot \tau}{\rho} \cdot wt \cdot \tau$$

De (3.22), sabemos que $M \cdot K = 1$, por tanto:

$$t_s = \frac{(2 \cdot \xi \cdot \rho - 1)}{\rho} \cdot wt \cdot \tau \quad (3.26)$$

De acuerdo con la ecuación (3.26) vemos que, si queremos que el tiempo de asentamiento “ t_s ” sea el menor posible, $2 \cdot \xi \cdot \rho$ debe estar muy cercano a 1, es decir: $2 \cdot \xi \cdot \rho \approx 1$ y $2 \cdot \xi \cdot \rho > 1$, lo que se simplifica en:

$$\xi \cdot \rho > 0.5 \quad \text{y} \quad \xi \cdot \rho \approx 0.5 \quad (3.27)$$

Hasta ahora hemos conseguido la expresión (3.27), la cual es clave para lograr el menor tiempo de asentamiento posible; sin embargo, todavía necesitamos determinar los valores de “ ρ ” y “ ξ ”. Para ello, nos basaremos en la gráfica de la figura A1.1 del anexo 1, donde observamos que el valor más eficiente para “ ρ ” se sitúa alrededor de 0.7, buscando así minimizar el porcentaje de sobre elongación y el tiempo de respuesta.

Entonces si $\rho = 0.78$; de (3.27), despejamos y obtenemos “ ξ ”:

$$\xi > \frac{0.5}{\rho} \quad \rightarrow \quad \xi > \frac{0.5}{0.78}$$

Por lo que consideraremos $\xi = 0.8$, procurando que sea lo más bajo posible para minimizar producto $\xi \cdot \rho$ que debe acercarse a 0.5; y de acuerdo con la tabla de la figura A1.1, seleccionamos valores bajos en promedio en la columna del $\xi = 0.8$ (ayudándonos de que estén dentro del área sombreada donde los valores son los óptimos). Para $\rho = 0.78$ y $\xi = 0.8$, según la tabla de la figura A1.1 obtenemos $wt = 5$; reemplazamos ξ , ρ y wt en (3.26):

$$t_s = \frac{2 * 0.8 * 0.78 - 1}{0.78} * 5 * \tau$$

$$t_s = 1.59 \cdot \tau \quad (3.28)$$

Donde t_s , es el tiempo de asentamiento para alcanzar el 2% de error, y “ τ ” es la constante de tiempo de la planta aproximada de primer orden. Del mismo modo, para $\rho = 0.78$, $\xi = 0.8$ y $M \cdot K = 1$, reemplazamos en (3.24).

$$w_n = \frac{0.78}{(2 * 0.78 * 0.8 - 1) \cdot \tau}$$

$$w_n = \frac{3.145}{\tau} \quad (3.29)$$

Reemplazamos (3.22) y (3.28) en (3.18) obtenemos el parámetro proporcional del controlador PI

$$k_P = \frac{k \cdot \omega_n \cdot \tau}{\rho \cdot k_a} = \frac{\left(\frac{1}{M}\right) \cdot \left(\frac{3.145}{\tau}\right) \cdot \tau}{0.78 k_a}$$

$$\boxed{k_P = \frac{4.03}{M \cdot k_a}} \quad (3.30)$$

Al reemplazar (3.28) en (3.19) y obtendremos el parámetro integral k_i :

$$k_i = \frac{\tau \cdot \omega_n^2}{M \cdot K_a} = \frac{\tau \left(\frac{3.145}{\tau}\right)^2}{M \cdot K_a}$$

$$\boxed{k_i = \frac{9.89}{\tau \cdot M \cdot K_a}} \quad (3.31)$$

Así, obtenemos los parámetros de un controlador PI (k_P y k_i) a partir de la información de una planta de 1° orden.

3.4.2. Cálculo de la planta de 1° orden aproximada

Como adelantamos en 3.4.1, uno de los objetivos es buscar una planta de 1° orden que se asemeje a las plantas linealizadas según las figuras 3.7 y 3.8.

Para empezar, identificamos las plantas linealizadas que deseamos convertir en plantas de primer orden por aproximación, y luego identificamos las constantes de tiempo y las ganancias. Utilizaremos el método de "Aproximación de sistemas de orden superior por sistemas de menor orden" descrito por Ogata en su libro "Ingeniería de Control Moderna" (Ogata, 2010) para obtener la planta de primer orden aproximada. Esta se calculará teniendo en cuenta que quedaría de la siguiente forma (ver figura 3.10.):

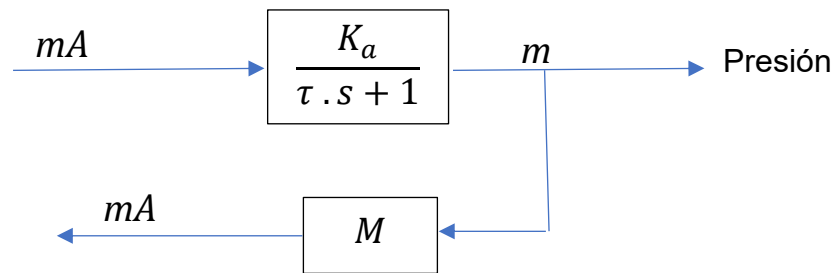


Figura 3.10. Planta de Primer Orden.

Para el sistema SISO 1:

Partimos de la expresión de 2° orden (2.39) de la figura 3.3:

$$M_H(s) = \frac{(s + C_4) \cdot C_2}{((1 - C_1 \cdot C_3)s + C_4)} \cdot \frac{K_{vfd}}{\tau_{vfd} \cdot s + 1}$$

Queremos reducir a una función de transferencia de 1° que tenga la siguiente forma:

$$M_L(s) = \frac{K_a}{\tau \cdot s + 1}$$

Acomodando la expresión de $M_H(s)$ de la forma como lo desarrolla Ogata, con este método, queda del siguiente modo:

$$M_H(s) = K_{vfd} \cdot C_2 \cdot \frac{\left(\frac{s}{C_4} + 1\right)}{\left(\frac{\tau_{vfd} \cdot (1 - C_1 \cdot C_3)}{C_4} \cdot s^2 + \left(\frac{\tau_{vfd} \cdot (1 - C_1 \cdot C_3)}{C_4}\right) \cdot \left(\frac{C_4}{(1 - C_1 \cdot C_3)} + \frac{1}{\tau_{vfd}}\right) \cdot s + 1\right)}$$

$$\frac{M_H(s)}{M_L(s)} = \frac{K_{vfd} \cdot C_2}{K_a} \cdot \frac{\left(\frac{\tau}{C_4} \cdot s^2 + \left(\tau + \frac{1}{C_4}\right) \cdot s + 1\right)}{\left(\frac{\tau_{vfd} \cdot (1 - C_1 \cdot C_3)}{C_4} \cdot s^2 + \left(\frac{\tau_{vfd} \cdot (1 - C_1 \cdot C_3)}{C_4}\right) \cdot \left(\frac{C_4}{(1 - C_1 \cdot C_3)} + \frac{1}{\tau_{vfd}}\right) \cdot s + 1\right)}$$

Del método, tomamos como referencia lo siguiente:

$$\frac{M_H(s)}{M_L(s)} = \frac{(m_2 \cdot s^2 + m_1 \cdot s + 1)}{(l_2 \cdot s^2 + l_1 \cdot s + 1)}$$

$$e_2 = f_2 = 2 m^2 - m_1^2 = 2 l^2 - l_1^2,$$

Donde:

$$m_1 = \tau + \frac{1}{C_4}$$

$$m_2 = \frac{\tau}{C_4}$$

$$l_1 = \tau_{vfd} \cdot \frac{(1-C_1.C_3)}{C_4} \cdot \left(\frac{C_4}{(1-C_1.C_3)} + \frac{1}{\tau_{vfd}} \right) \quad (3.32a)$$

$$l_2 = \tau_{vfd} \cdot \frac{(1-C_1.C_3)}{C_4} \quad (3.32b)$$

Obtenemos la constante de tiempo y la ganancia la función de transferencia de 1° orden (teniendo en cuenta a las expresiones 3.32a y 3.32b):

$$\tau = \left(l_1^2 - 2 \cdot l_2 - \left(\frac{1}{C_4} \right)^2 \right)^{0.5} \quad (3.33)$$

$$k_a = k_{vfd} \cdot C_2 \quad (3.34)$$

De la ecuación (2.15): $M = \frac{AO_{max} - AO_{min}}{AI_{max} - AI_{min}}$

Para el sistema SISO 2:

$$k_a = k_{val} \cdot \frac{2}{x_0^3} \cdot \left(\frac{q_{s2o}}{C_v} \right)^2 \quad (3.35)$$

$$\tau = \tau_{val} \quad (3.36)$$

De la ecuación (2.15):
$$M = \frac{AO_{max} - AO_{min}}{AI_{max} - AI_{min}}$$

De la sección 2.5.4, sabemos lo siguiente:

$$C1 = a_1 \cdot \frac{f_0}{f_N} + 2 \cdot a_{2B} \cdot q_0 + 3 \cdot a_3 \cdot \frac{f_N}{f_0} \cdot q_0^2 \quad (3.37)$$

$$C2 = \frac{2 \cdot a_0 \cdot f_0}{f_N^2} + \frac{a_1 \cdot q_0}{f_N} - \frac{a_3 \cdot f_N \cdot q_0^3}{f_0^2} \quad (3.38)$$

$$C3 = \frac{q_{TqMAX}}{K_{TqL} \cdot P_0} \quad (3.39)$$

$$C4 = \frac{q_{TqMAX}}{K_{TqL} \cdot V_0} \quad (3.40)$$

3.4.3. Ganancia Programada

Hasta aquí hemos logrado 2 importantes pasos:

1. Calcular los valores óptimos de Kp y Ki y directamente a partir de los datos de una planta de 1° orden.
2. Obtener una Planta de 1° orden aproximada a partir de las linealizaciones realizadas en el capítulo 2 a la Planta No Lineal.

Ahora bien, considerando la naturaleza no lineal de la planta evaluada en el capítulo 2, para cada demanda de caudal en un instante dado, se tendría un modelo linealizado de primer orden distinto, con parámetros Kp y Ki óptimos variables.

Para el sistema SISO 1 vamos a calcular los Kp y Ki para 3 escenarios de demanda:

- A caudal igual a cero.
- A caudal máximo.
- A un caudal intermedio.

En cuanto al sistema SISO 2, donde se encuentra la válvula de control y el sensor de presión nº 2, los puntos de equilibrio serán los siguientes:

- Para caudal igual a cero: $X_0 = 0.3$
- Para caudal intermedio: $X_0 = 1$
- Para caudal máximo: $X_0 = 1$

Aquí, X_0 representa la relación de apertura de la válvula, siendo 0 cuando está completamente cerrada y 1 cuando está completamente abierta.

Estos valores de X_0 se establecen para cada escenario (0.3, 1, y 1) debido a que, considerando que la bomba proporciona una presión constante para cualquier escenario, es inevitable que la presión varíe debido al aumento de pérdidas por fricción en tuberías y accesorios a medida que aumenta el caudal. A mayores caudales, la presión en el sensor 2 disminuirá, llevando a que la válvula de control tienda a abrirse para mantener la presión.

El caudal q_{s20} , que atraviesa la válvula, será una fracción del caudal suministrado por la bomba, determinada por los cálculos del proyectista. Se expresará como un porcentaje de q_{10} , y este valor se calculará para cada escenario.

En la Figura 3.11 se presenta gráficamente los tres escenarios y sus parámetros críticos. Dependiendo del rango de caudal y frecuencia, se obtendrá un escenario específico que determina un punto de equilibrio. Este punto, a su vez, establece valores únicos de K_p y K_i para cada escenario, lo que guía el comportamiento del controlador."

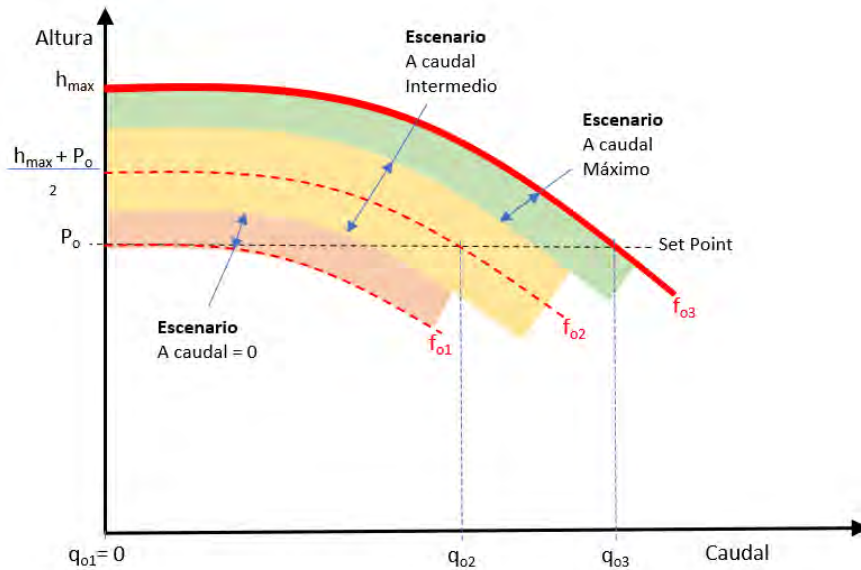


Figura 3.11. Escenarios, delimitados por la velocidad de la bomba, según la demanda de caudal.

Es importante tener en cuenta que nuestro sistema carece de un sensor de caudal para medir el flujo total consumido por el sistema. En lugar de ello, emplearemos la frecuencia del motor en Hz como una alternativa al valor de caudal no disponible. Esta elección se basa en la ley de afinidad de las bombas centrífugas (consultar sección 2.4.2 del capítulo 2), que establece una relación directa entre el caudal y la frecuencia.

Escenario a caudal = 0:

$$q_{s10} = 0; P_{10} = P_{sp1} \quad (3.41)$$

f_0 = frecuencia de parada

$$mA1_0 = 16 \times f_0 / 60 + 4$$

$$q_{s20} = 0; X_0 = 0.3;$$

$P_{20} = P_{10}$ – Diferencia de altura entre los sensores P_1 y P_2 – (pérdidas por fricción en accesorios y en la tubería).

Escenario a caudal Intermedio:

$$P_{10} = P_{sp1}$$

f_0 se calcula de la siguiente manera, basado en la ley de afinidad de las bombas centrífugas:

$$\frac{\frac{h_{max} + P_0}{2}}{h_{max}} = \left(\frac{f_{int}}{60}\right)^2$$

$$f_{int} = \left(\frac{h_{max} + P_0}{2 \cdot h_{max}} \cdot 60^2\right)^{0.5} \quad (3.42)$$

$$f_0 = f_{int}$$

q_{s10} : Se obtiene en la intersección de la curva de la bomba Q-H a la frecuencia f_{int} con a la presión P_0 . Ver figura 3.11 donde q_0 es q_{02} .

$$q_{s20} = \% \text{ de } q_{s10}; X_0 = 1; \quad (3.43)$$

$P_{20} = P_0$ – Diferencia de altura entre los sensores P_1 y P_2 – (pérdidas por fricción en accesorios y en la tubería)

Escenario a caudal Máximo

Donde $q_0 = q_{MAX}$; $P_{10} = P_{sp1}$

$$f_0 = 60\text{Hz}, \text{ corresponde a } mA1_0 = 20 \text{ mA} \quad (3.44)$$

$$q_{s20} = \% \text{ de } q_{MAX}; X_0 = 1;$$

$P_{20} = P_{10}$ – Diferencia de altura entre los sensores P_1 y P_2 – (pérdidas por fricción en accesorios y en la tubería)

Considerando la información y cálculos presentados en los capítulos 2 y 3, a continuación, se presentan tablas resumen que condensan todas las fórmulas obtenidas. Estas tablas están diseñadas para facilitar la obtención rápida de los valores de K_p y K_i del controlador.

Para el sistema SISO 1 (Tabla 3.1), correspondiente al sistema: Electrobomba-Variador de Frecuencia-Tanque Hidroneumático-Sensor de Presión 1:

Escenario	SISO 1							
	C_1	C_2	C_3	C_4	K_a	τ	K_p	K_i
	$a_1 \cdot f_0 / f_N + 2 \cdot a_{2B} \cdot q_0 + 3 \cdot a_3 \cdot f_N / f_0 \cdot q_0^2$	$2 \cdot a_0 \cdot f_0 / f_N^2 + a_1 \cdot q_0 / f_N - a_3 \cdot f_N \cdot q_0^3 / f_0^2$	$K_{TqL} \cdot P_0$	$q_{TqMAX} / (K_{TqL} \cdot V_0)$	$k_{vfd} \cdot C_2$	$(I_1^2 - 2 \cdot I_2 - (1/C_4)^2)^{0.5}$ Ver expresión (3.33)	$4.03 / (M \cdot k_a)$	$9.89 / (\tau \cdot M \cdot K_a)$
A caudal cero	$a_1 \cdot f_0 / f_N$	$2 \cdot a_0 \cdot f_0 / f_N^2$	$K_{TqL} \cdot P_0$	$q_{TqMAX} / (K_{TqL} \cdot V_0)$	$k_{vfd} \cdot C_2$	$(I_1^2 - 2 \cdot I_2 - (1/C_4)^2)^{0.5}$ Ver expresión (3.33)	$4.03 / (M_1 \cdot k_a)$	$9.89 / (\tau \cdot M_1 \cdot K_a)$
A caudal intermedio	$a_1 \cdot f_{int} / f_N + 2 \cdot a_{2B} \cdot q_{int} + 3 \cdot a_3 \cdot f_N / f_0 \cdot q_{int}^2$	$2 \cdot a_0 \cdot f_{int} / f_N^2 + a_1 \cdot q_{int} / f_N - a_3 \cdot f_N \cdot q_{int}^3 / f_0^2$			$k_{vfd} \cdot C_2$	$(I_1^2 - 2 \cdot I_2 - (1/C_4)^2)^{0.5}$ Ver expresión (3.33)	$4.03 / (M_1 \cdot k_a)$	$9.89 / (\tau \cdot M_1 \cdot K_a)$
A caudal máximo	$a_1 + 2 \cdot a_{2B} \cdot q_{max} + 3 \cdot a_3 \cdot q_{max}^2$	$2 \cdot a_0 / 60^2 + a_1 \cdot q_{max} / 60 - a_3 \cdot f_N \cdot q_{max}^3 / 60^2$			$k_{vfd} \cdot C_2$	$(I_1^2 - 2 \cdot I_2 - (1/C_4)^2)^{0.5}$ Ver expresión (3.33)	$4.03 / (M_1 \cdot k_a)$	$9.89 / (\tau \cdot M_1 \cdot K_a)$

Tabla 3.1. SISO 1: Electrobomba-Variador de Frecuencia-Tanque Hidroneumático-Sensor de Presión 1.

Donde, de la ecuación (2.15):
$$M1 = \frac{AO_{max} - AO_{min}}{AI_{max} - AI_{min}}$$

Para el sistema SISO 2 (Tabla 3.2), correspondiente al sistema: Válvula de control y sensor de Presión 2:

Escenario	SISO 2						
	K_{val}	x_0	q_{s2o}	K_a	τ	K_p	K_i
	$1 / (20 - 4)$	0 a 1	$0.5 * q_0$ [l/s]	$k_{val} \cdot 2 / x_0^3 \cdot (q_{s2o} / C_v)^2$	τ_{val}	$4.03 / (M \cdot k_a)$	$9.89 / (\tau \cdot M \cdot K_a)$
A caudal cero	0.0625	0.3	$0.5 * 0$	$k_{val} \cdot 2 / x_0^3 \cdot (q_{s2o} / C_v)^2$	τ_{val}	$4.03 / (M_2 \cdot k_a)$	$9.89 / (\tau_{val} \cdot M_2 \cdot K_a)$
A caudal intermedio	0.0625	1	$0.5 * q_{int}$	$k_{val} \cdot 2 / x_0^3 \cdot (q_{s2o} / C_v)^2$		$4.03 / (M_2 \cdot k_a)$	$9.89 / (\tau_{val} \cdot M_2 \cdot K_a)$
A caudal máximo	0.0625	1	$0.5 * q_{max}$	$k_{val} \cdot 2 / x_0^3 \cdot (q_{s2o} / C_v)^2$		$4.03 / (M_2 \cdot k_a)$	$9.89 / (\tau_{val} \cdot M_2 \cdot K_a)$

Tabla 3.2. SISO 2: Válvula de control y sensor de Presión 2.

Donde, de la ecuación (2.15):
$$M2 = \frac{AO_{max} - AO_{min}}{AI_{max} - AI_{min}}$$

De acuerdo con la figura 3.11, en la siguiente Tabla 3.3, se resumen los valores limítrofes que definen cada escenario y los parámetros característicos.

Escenario	P_o [m]	q_o [l/s]	f_o [Hz]	f_{min} [Hz] f_{max} [Hz]	mA_o [mA]	mA_{min} [mA] mA_{max} [mA]
A caudal cero	P_{SP}	0	f_{parada}	0 $1.1 * (f_{int} + f_{parada})/2$	$16 \times f_{parada}/60 + 4$	0 $16 * 1.1 * (f_{int} + f_{parada})/(2 * 60) + 4$
A caudal intermedio	P_{SP}	q_{int}	f_{int} Ver ecuación (3.42)	$0.9 * (f_{int} + f_{parada})/2$ $1.1 * (f_{int} + 60)/2$	$16 \times f_{int}/60 + 4$	$16 * 0.9 * (f_{int} + f_{parada})/(2 * 60) + 4$ $16 * 1.1 * (f_{int} + 60)/(2 * 60) + 4$
A caudal máximo	P_{SP}	q_{max}	60	$0.9 * (f_{int} + 60)/2$ 60	20	$16 * 0.9 * (f_{int} + 60)/(2 * 60) + 4$ 20

Tabla 3.3. Escenarios y parámetros característicos.

3.5. Conclusiones del capítulo

Este capítulo se centra en la estrategia de control, abordando el diseño del controlador para lograr una respuesta eficiente en tiempo de establecimiento y sin oscilaciones. La estrategia de control avanzado comprende varias etapas, que incluyen el desacoplamiento del modelo lineal de la planta (en el caso de la planta analizada en 2 SISO de primer orden), el diseño del controlador para cada SISO, la selección de escenarios para diversas demandas de caudal y el cálculo de los parámetros de ganancia programada a partir del modelo SISO en cada situación.

Adicionalmente, como parte integral del diseño, se han logrado obtener dos fórmulas que permiten calcular directamente los parámetros K_p y K_i en función de las condiciones físicas del sistema de bombeo. Estas fórmulas reflejan la variación de los parámetros K_p y K_i en respuesta a las diferentes demandas de caudal del sistema.

En este sistema de bombeo, que incorpora dos sensores de presión, fue necesario aplicar el método de desacoplamiento para obtener dos sistemas SISO. Las funciones de transferencia de primer y segundo orden se aproximaron a funciones de primer orden para proporcionar una metodología práctica. Esta metodología se presenta como una herramienta útil para profesionales encargados de la puesta en marcha de este tipo de sistemas de bombeo en su quehacer diario



CAPITULO IV

PRUEBAS DE SIMULACIÓN Y PROPUESTA DE IMPLEMENTACIÓN

4.1. Introducción

Este capítulo aborda la descripción de la planta estudiada y se lleva a cabo pruebas de simulación para comparar el control avanzado propuesto con el control convencional. Se analizará la respuesta de cada sistema de control ante las variaciones en el consumo de agua en diferentes momentos del día.

Las simulaciones se realizarán en Matlab, desarrollando el modelo matemático no lineal del sistema de bombeo según lo presentado en el capítulo 2. Se utilizará Simulink para evaluar el comportamiento dinámico no lineal de la planta real, y se proporciona un algoritmo y un diagrama de bloques mostrados en el Anexo 2. Los resultados obtenidos permitirán evaluar la eficacia de la metodología propuesta en la estrategia de control.

Las pruebas de simulación se llevarán a cabo considerando las características específicas del sistema de bombeo instalado en un hotel de 18 pisos en el distrito de Miraflores, Lima, Perú. De este edificio se tiene registrado el comportamiento del suministro con respecto a las oscilaciones de presión bajo un control convencional en uno de los escenarios más críticos. Se realizará un análisis comparativo entre los resultados simulados con el control convencional y el control propuesto. Además, se presentará una propuesta para la implementación práctica del sistema de control desarrollado.

4.2. Descripción de la planta

4.2.1. Requerimientos de la planta

El objetivo es suministrar agua a un edificio de 18 pisos, para lo cual se necesita una presión de 80 metros en la descarga de la bomba, satisfaciendo un caudal máximo de 30 m³/h. La presión debe ser estable y constante ante cualquier demanda de caudal o consumo de agua en el edificio. A continuación, se detallan las principales características del edificio (ver Figuras 4.1 y 4.2):

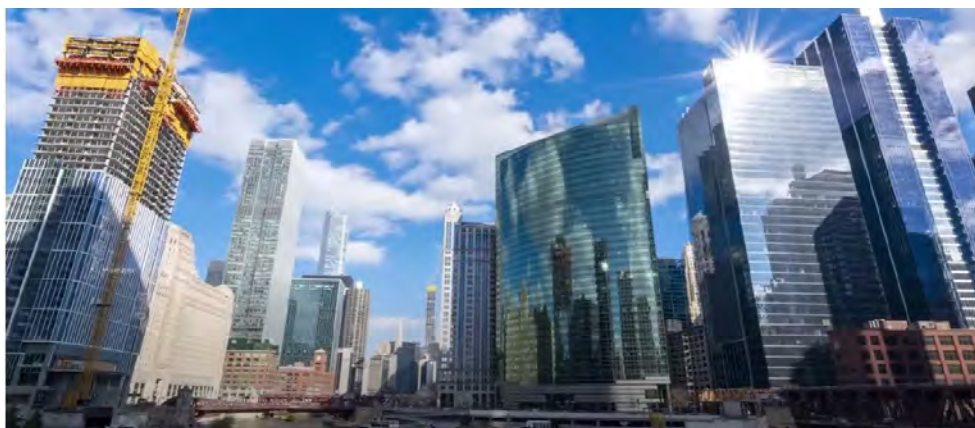


Figura 4.1. Imagen referencial de edificios similares al que tenemos en estudio, y a donde se abastecerá agua a presión constante (internet, sf).

Condiciones del Edificio	
Número de Pisos:	18
Altura por piso (m):	3
Pérdidas Presión por metro de altura	20%
Presión residual en el último piso (m):	15

Figura 4.2. Especificaciones y altura del edificio.

La presión manométrica deseada en la descarga de la bomba (ver Figura 4.3) la estamos denominando P_{SP1} , es establecida en 80.6m ($P_{SP1} = 80.6$ m) y la presión deseada en el 2do sensor $P_{SP2} = 12.5$ m. Además, contemplaremos que la distancia vertical entre el sensor P_1 y el sensor P_2 es $h_2 = 66.2$ m.

Set Point	PSI	m	Bar
P1	114,5	80.6	7,9
P2	17.8	12.5	1,2

Figura 4.3. Presiones manométricas requeridas por el edificio.

4.2.2. Equipamiento e instrumentación

Para llevar a cabo la implementación práctica del control propuesto, primero definimos la instrumentación necesaria para mantener la presión constante, estos son:

- Sensor de presión 1: ubicado en la salida de la bomba (P_1).

- Sensor de presión 2: ubicado en salida de la válvula de control (P_2).
- Variador de frecuencia.
- Electrobomba.
- Tanque hidroneumático con diafragma.
- Controlador con el PID.
- Válvula de control de presión.

La selección de estos instrumentos se realiza teniendo en cuenta las capacidades requeridas de caudal y presión del sistema, así como la potencia mecánica y eléctrica necesaria para satisfacer los requisitos hidráulicos.

Con el fin de minimizar las oscilaciones de presión en una zona específica del edificio alejada de la bomba, se implementa el control de presión en dicho punto o área. Para esto, se utiliza el sensor de presión n° 2 (P_2) y la válvula de control V_1 , como se muestra en el esquema funcional de la figura 4.4 del sistema de control (basado en las figuras 2.1 y 1.17).

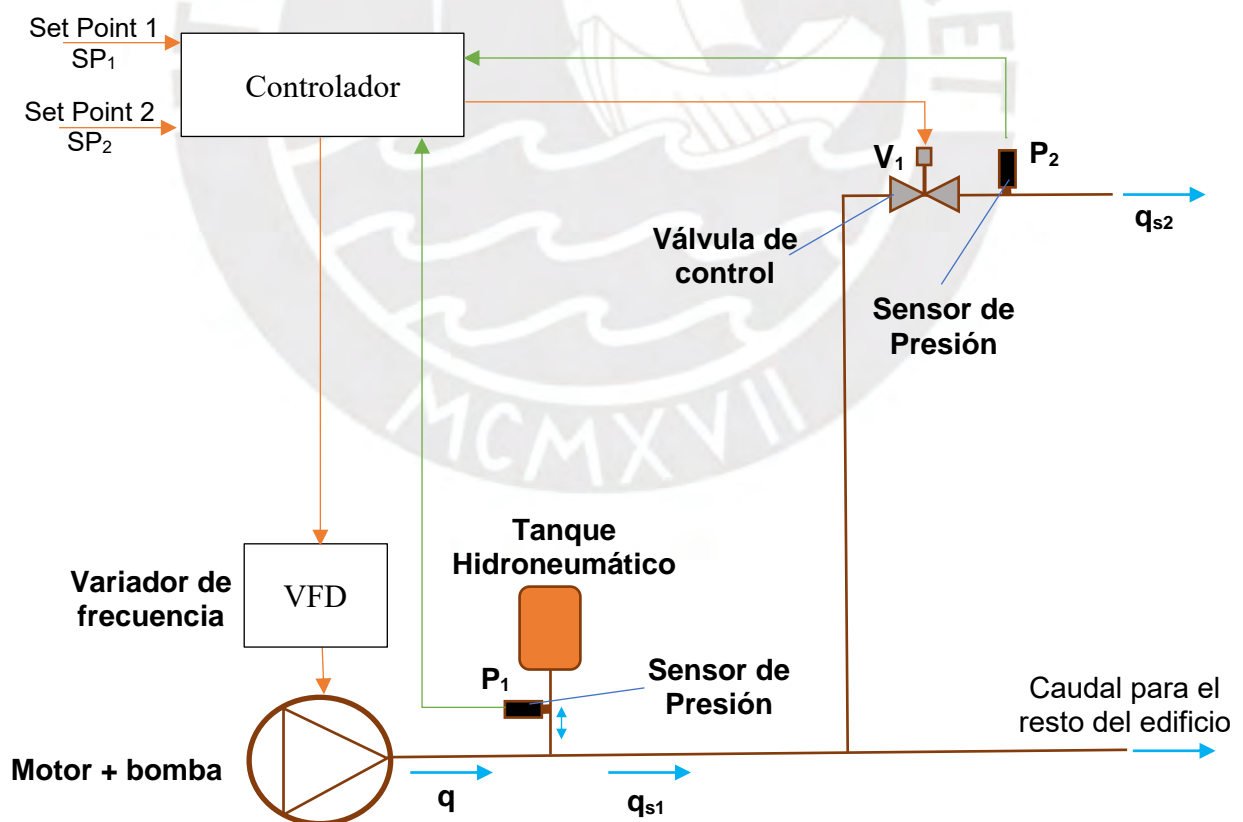


Figura 4.4. Esquema funcional del sistema planteado para conseguir presión constante, con la variación de la frecuencia y con la ayuda de la regulación de una válvula de control.

De acuerdo con el diagrama funcional de la figura 4.4, q_{s2} es el consumo de caudal que pasa por la válvula de control y q_{s1} es el caudal que consume todo el edificio. En los siguientes apartados se describe con mayor detalle las características de cada uno de los componentes que integran el sistema.

4.2.3. Electrobomba

El parámetro principal que describe el comportamiento de una bomba es la curva de Caudal- Altura Dinámica Total (Q-ADT o Q-H) ver Figuras 4.5 y 4.6.

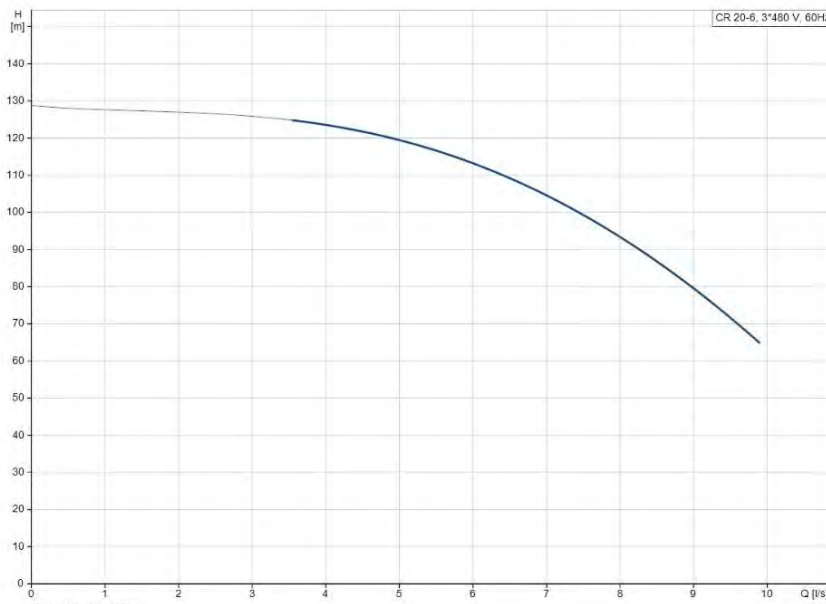


Figura 4.5. Curva de Caudal-Altura



Figura 4.6. Imagen referencial de una bomba. (Grundfos, sf.)

El siguiente paso será obtener la ecuación polinómica (de grado 3) que describe la altura (H) en función del caudal (Q). Con la ayuda de herramientas como Excel de Office, con la opción “Ajustar Línea de Tendencia”, podemos obtener la siguiente función cúbica:

$$H = 126,71 - 1,05q_N + 0,07q_N^2 - 0,07q_N^3$$

De la ecuación (2.2) del capítulo 2, se obtienen los coeficientes a_0 , a_1 , a_2 y a_3 ; ver tabla de la figura 4.7.

Curva de la bomba			
a_0	a_1	a_2	a_3
126,71	-1,05	0,07	-0,07

Figura 4.7. Coeficientes que define la curva Q-H de la bomba.

4.2.4. Condiciones de la toma de agua en la succión de la bomba

Ahora debemos tener en cuenta el efecto de la caída o disminución de presión por causa de los accesorios y tubería desde la toma del agua en la cisterna de succión hasta que llega al sensor de presión nº 1 (P_1). Este análisis se realiza de acuerdo con lo descrito en la sección 2.4.3 del capítulo 2.

Al revisar la instalación, vemos que el diámetro equivalente de la tubería y accesorios entre la succión de la bomba y su descarga hasta llegar al sensor de presión nº1 es $D_{eq} = 2.1/2''$, y el coeficiente por pérdidas en accesorios de K_{1acc-s} y K_{1acc-D} es igual a 10 (en general, para la mayoría de las instalaciones, podríamos utilizar este valor 10 para efectos del diseño del controlador). También se verifica que la bomba opera con nivel de agua de succión positiva a 3 metros en promedio de altura sobre el sensor de presión nº1, P_1 . De la ecuación (2.10) obtenemos el valor $K_1 = 0.051$. En la figura 4.8 se muestra una bomba con tanque hidroneumático y accesorios.

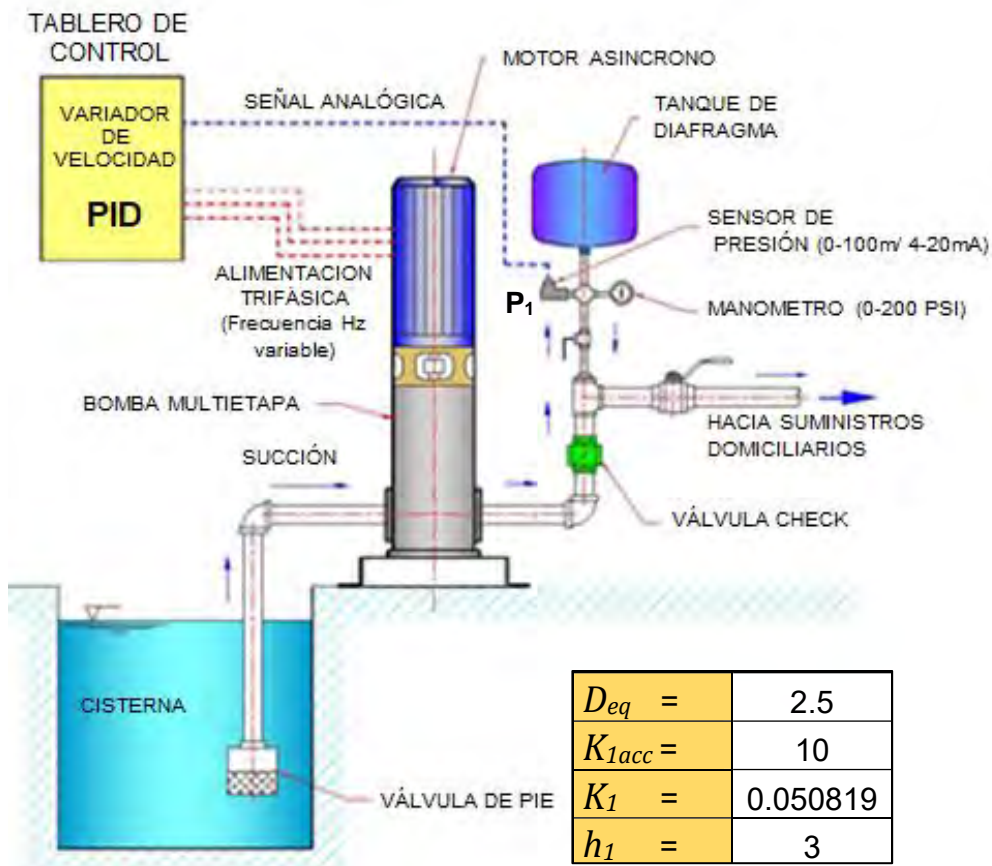


Figura 4.8. Bomba con tanque hidroneumático, con sensor de presión, línea de succión de agua y su variador de frecuencia.

De (2.12), tenemos $a_{2B} = a_2 - K_1$, por lo que obtenemos los valores indicados en la Tabla de la figura 4.9:

Curva de la bomba corregida				
a_0	a_1	a_{2B}	a_3	h_1
126.71	-1.05	0.02	-0.07	3

Figura 4.9. Tabla de los coeficientes ajustados de la Curva Q-H de la bomba.

4.2.5. Variador de frecuencia

El variador de frecuencia se dimensiona principalmente con la potencia y voltaje del motor eléctrico de la bomba. Sin embargo, para los efectos de control lo que nos interesa es la rampa de aceleración y desaceleración (K_{rampa}). La misma que en esta ocasión la configuraremos en $3Hz$ por segundo.

$$K_{rampa} = 3 \text{ hz/s}$$

Reemplazando en (2.35), obtendremos la constante de tiempo.

$$\tau_{vfd} = 0.3345/3$$

$$\tau_{vfd} = 0.1115 \quad (4.2)$$

De (2.37), se obtuvo y $K_{vfd} = 3.75$. (4.3)

Reemplazando los valores de τ_{vfd} y K_{vfd} en la ecuación (2.36), obtenemos la función de transferencia de 1º orden linealizada que describe el comportamiento del variador de frecuencia:

$$\frac{f(s)}{mA(s)} = \frac{3.75}{0.115 s + 1} \quad \text{Modelo linealizado del variador de frecuencia.}$$

4.2.6. Tanque Hidroneumático

Para este componente, necesitamos conocer V_{TqL} , K_{TqL} , V_0 y q_{TQMAX} . El tanque hidroneumático que utilizaremos es de una capacidad de 100 litros, entonces, de acuerdo con la sección 2.4.6:

$$V_{TqL} = 100 \text{ litros}$$

De la ecuación (2.16) del capítulo 2, obtenemos V_0 :

$$V_0 = \frac{(P_a + P_i) \cdot V_{TqL}}{P_0} \quad \text{ó} \quad V_0 = \frac{(P_a + P_i) \cdot V_{TqL}}{(P_{SP} + P_a)} \quad (4.4)$$

Además, sabemos lo siguiente:

$$P_a = 10.3 \text{ m} \quad (\text{que es la presión atmosférica}).$$

$$P_{SP1} = 80 \text{ m} \quad (\text{presión del Set Point para el sensor } P_1).$$

$P_i = 56 \text{ m}$ (que es la presión de precarga de aire, usualmente se recomienda que sea el 70% de la presión del Set Point).

$$V_0 = \frac{(10.3+56).100}{(80+10.3)} \quad (4.5)$$

$$V_0 = 73.4 \text{ litros}$$

$K_{TqL} = 5\% \text{ ó } 0.05$ (es el valor máximo de variación de presión del Set Point en P_1 , según lo visto en la sección 2.5.2 del capítulo 2).

Para obtener q_{TqMAX} , primero obtendremos la velocidad máxima de ingreso o salida del tanque hidroneumático, usamos las ecuaciones A3.4 y A3.5 del Anexo 3.

$$V_{TqMAX} = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot (K_{TqL} \cdot (P_{SP} + P_a))}{K_{accTq}}}$$

Teniendo en cuenta que la conexión al tanque hidroneumático es $\frac{3}{4}$ " y que el coeficiente de pérdidas de presión por fricciones en accesorios es 10, $K_{accTq} = 10$, tenemos:

$$V_{TqMAX} = \sqrt{\frac{2 (9.81) (0.05 (80 + 10.3))}{10}}$$

$$V_{TqMAX} = 2.99 \text{ m/s}$$

Como la conexión es de $\frac{3}{4}$ " de diámetro, su sección es A_{CT} y se obtiene:

$$A_{CT} = 3.1416 * 0.75^2 / 4 = 0.44 \text{ pulg}^2 \text{ ó } 0.00028387 \text{ m}^2$$

Utilizando la ecuación A3.5, obtenemos el caudal máximo que ingresa o sale del tanque hidroneumático.

$$\begin{aligned}
q_{TqMAX} &= V_{TqMAX} * A_{CT} \\
&= 2.98 \text{ m/s} * 0.00028387 \text{ m}^2 \\
&= 0.000845934 \text{ m}^3/\text{s} \text{ ó } 0.84 \text{ l/s} \\
q_{TqMAX} &= 0.85 \text{ l/s} \tag{4.6}
\end{aligned}$$

4.2.7. Válvula de control

A partir de la ecuación (2.43) o la figura (3.4), se desprende la necesidad de conocer los valores de k_{val} , τ_{val} , C_v , q_{s2o} y x_o . Se considera que el caudal máximo que atravesará la válvula es de 4.2 l/s o $15 \text{ m}^3/\text{h}$, proporcionado por el proyectista encargado del cálculo de las instalaciones sanitarias.

No obstante, al contemplar la necesidad de controlar la presión en situaciones de caudal cercano a cero, se opta por seleccionar una válvula que cumpla con este requisito. Para gestionar el caudal remanente, se plantea una disposición en paralelo con una válvula solenoide que se activará en presencia de caudales mayores, incluso cuando la presión en P_2 continúe disminuyendo a pesar de que la válvula de control esté completamente abierta (consultar la figura 4.33 para complementar esta explicación).

Consultando el anexo 6, se observa que el tamaño y tipo de válvula determinan un valor de C_v (figura A6.2) y un tiempo de respuesta de apertura (figura A6.1). Por lo tanto, se considera adecuado elegir una válvula con $C_v = 4.2$ y un tiempo de respuesta promedio de 0.46 segundos. En este contexto, se optará por una válvula de $3/4''$, la cual cuenta con las siguientes especificaciones técnicas

$$C_v = 4.2 \quad \tau_{val} = T63 = 0.46 \text{ s}$$

De la sección 2.4.7.1, $k_{val} = 0.0625$

De acuerdo con la sección 3.4.3:

- Para caudal igual a cero: $X_0 = 0.30$
- Para caudal intermedio: $X_0 = 1$

- Para caudal máximo: $X_0 = 1$
- Para cada escenario: $q_{s20} = 50\%$, de q_{s10} .

En esta parte, también es crucial definir el Set Point para el sensor P_2 , para el cual consideraremos el Set Point para P_1 y restaremos la diferencia de alturas entre el sensor P_2 y P_1 , además de un valor adicional por pérdidas de presión en accesorios. En el caso de las presiones, los puntos de equilibrio coincidirán con los Set Point $P_{o1} = P_{SP1}$ y $P_{o2} = P_{SP2}$:

- $P_{o2} = P_{o1} -$ Diferencia de altura entre los sensores P_1 y $P_2 = 14.4m$ (de acuerdo con la sección 4.2.1) y restado además las pérdidas de presión por fricción en los accesorios.

4.2.8. Sensor de Presión 1

El Rango es de 0 a 10 Bar, teniendo en cuenta que las unidades de presión de la bomba están dadas en metros de agua, según la sección 2.4.5. Tenemos la siguiente tabla de la figura 4.10:

Sensor de Presión						
Rango	Señal Entrada			Señal Salida		
	Nombre	Valor	Unidad	Nombre	Valor	Unidad
Mín	AI_{min}	0	M	AO_{min}	4	mA
Máx	AI_{max}	102	M	AO_{max}	20	mA

Figura 4.10. Tabla: Sensor de Presión.

Calculamos M :

$$M_1 = \frac{AO_{max} - AO_{min}}{AI_{max} - AI_{min}}$$

Reemplazando obtenemos: $M_1 = 0.157 \text{ mA/m}$.

4.2.9. Sensor de Presión 2

Al dimensionar este sensor, consideraremos la distancia y altura respecto a la bomba. Como tenemos planificado colocarlo en el piso 17, la presión máxima no superará los 2 Bar, por lo que utilizaremos un sensor con rango de 0 a 2 Bar, teniendo en cuenta que las unidades de presión de la bomba están dadas en metros de agua, según la sección 2.4.5. La tabla correspondiente se presenta en la figura 4.10:

Sensor de Presión						
Rango	Señal Entrada			Señal Salida		
	Nombre	Valor	Unidad	Nombre	Valor	Unidad
Mín	AI_{min}	0	M	AO_{min}	4	mA
Máx	AI_{max}	20.4	M	AO_{max}	20	mA

Figura 4.11. Tabla: Sensor de Presión 2.

Calculamos M :

$$M_2 = \frac{AO_{max} - AO_{min}}{AI_{max} - AI_{min}}$$

Reemplazando obtenemos: $M_2 = 0.784 \text{ mA/m}$.

4.3. Escenarios de operación

De acuerdo con lo descrito en el capítulo 3, se tiene los siguientes escenarios:

- Escenario 1: A caudal casi cero.
- Escenario 2: A caudal intermedio.
- Escenario 3: A caudal máximo.

Para cada escenario se considera los puntos de equilibrio y son los siguientes:

- Presión de equilibrio P_{10}
- Caudal de equilibrio q_{s10}
- Frecuencia de equilibrio f_0
- Corriente de control de equilibrio en mA_1 : mA_{10}

En la siguiente figura 4.12, se representa gráficamente la curva ajustada de Caudal-Altura Q-H de la bomba para cada escenario y sus puntos de equilibrio según la frecuencia f_0 . Dichas curvas fueron obtenidas a partir de los coeficientes que se muestran en la tabla de la figura 4.9 y de la función (2.12).

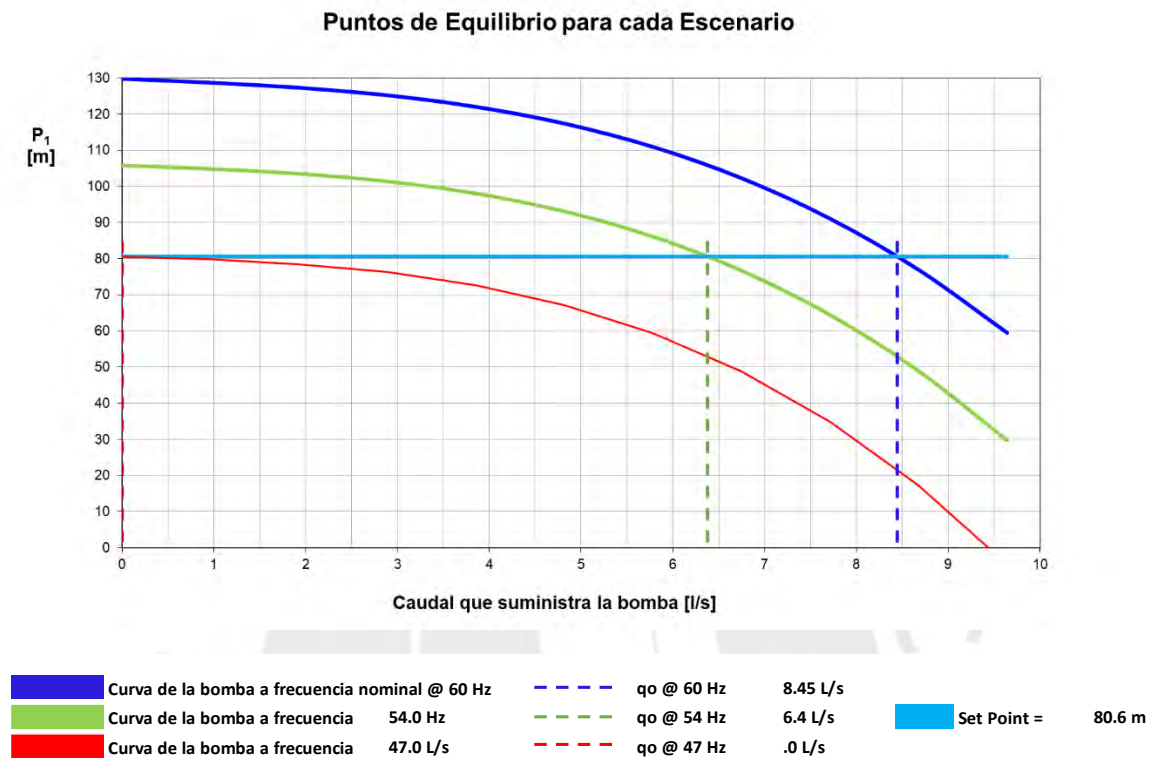


Figura 4.12. Gráfica que muestra las curvas de Caudal-Altura para la frecuencia de equilibrio f_0 de cada escenario.

A continuación, se resumen los puntos de equilibrio y las constantes calculadas hasta el momento en los apartados anteriores, se muestran en la tabla de la figura 4.13.

Vo = 73.4 L	$K_{tqL} = 5\%$	Kval = 0.063
Po = 90.9 m	$q_{TqMAX} = .85 \text{ L/s}$	Cv = 4.2 GPM/psi
Pa = 10.3 m	$K_{vfd} = 3.75$	Tval = 0.46
$P_{sp1} = 80.6 \text{ m}$	$T_{vfd} = 0.08$	% $q_{s20} = 50\% q_{s10}$
Pi = 56.4 m	$K_p = 4.03/(M.Ka)$	M1 = 0.157
	Ki = 9.89/(t.M.Ka)	M2 = 0.784
Cv = 4.2 GPM/psi	>> .32 LPS/m	.53 LPS/psi

Figura 4.13

Siguiendo las fórmulas presentadas en las tablas de las figuras 3.12 y 3.13 del capítulo 3 y sustituyendo los valores de la tabla de la figura 4.13, se obtienen los siguientes resultados que se detallan las tablas de las figuras 4.14, 4.15 y 4.16. Además, se calculan los parámetros del controlador K_p y K_i para cada escenario mediante las fórmulas obtenidas en (3.30) y (3.31).

$$k_p = \frac{4.03}{M \cdot k_a} \quad k_i = \frac{9.89}{\tau \cdot M \cdot K_a}$$

Para al Sistema SISO 1:

SISO 1											
Escenario	f_0 (Hz)	P_{10} (m)	q_{s10} (l/s)	C1	C2	C3	C4	K_a	τ	K_p	K_i
A caudal cero	47.0	80.6	0.0	-0.8	3.3	0.19	0.23	12.4	2.5	2.07	2.05
A caudal intermedio	54.0	80.6	6.4	-10.0	4.1			15.2	11.6	1.69	0.36
A caudal máximo	60.0	80.6	8.4	-15.5	4.8			17.9	16.3	1.44	0.22

Figura 4.14. SISO 1, tabla de parámetros del controlador.

Teniendo completamente identificada las características de la planta y los puntos de equilibrio de cada escenario. Definiremos a continuación los límites de cada escenario.

Controlador SISO 1								
Escenario	Puntos de equilibrio			Límites de frontera			PI	
	P_{10} (m)	q_{s10} (l/s)	f_0 (Hz)	f_{min} f_{max}	mA_{10} (mA)	mA_{min} mA_{max}	K_p	K_i
Caudal cero	80.6	0.0	46.95	0.00 50.49	12.52	4.00 17.46	2.1	2.0
Caudal intermedio	80.6	6.37	54.0	50.49 57.01	14.41	17.46 19.20	1.7	0.4
Caudal máximo	80.6	8.45	60.0	57.01 60.00	16.00	19.20 20.00	1.4	0.2

Figura 4.15. Tabla de los límites de los parámetros del Controlador SISO 1.

La señal $m\dot{A}$ es la salida del controlador, representando la frecuencia (en Hz) que debe suministrar el Variador de Frecuencia (VFD) al motor eléctrico. En otras palabras, $m\dot{A}$ es el equivalente eléctrico al valor de frecuencia que impulsa el motor de la bomba.

Para al Sistema SISO 2: la Tabla de la Figura 4.16 presenta los parámetros del controlador:

Escenario	SISO 2							
	X_o	$m\dot{A}_{2o}$ (mA)	q_{s2o} (l/s)	P_{2o} (m)	K_a	τ	Kp	Ki
A caudal cero	0.30	8.8	0.2	12.5	1.86	0.46	2.8	14.8
A caudal intermedio	1.00	20.0	3.2	12.5	12.733	0.46	0.4	2.2
A caudal máximo	1.00	20.0	4.2	12.5	22.357	0.46	0.2	1.2

Figura 4.16. SISO 2, tabla de los parámetros del controlador.

Se destaca que los valores de Kp y Ki son claramente distintos para diferentes escenarios de consumo de caudal en ambos sistemas SISO. Esta variación resalta la importancia de considerar valores específicos de Kp y Ki , especialmente cuando se busca un tiempo de respuesta óptimo. Este aspecto justifica el uso de un controlador con ganancia programada.

4.4. Simulación con controlador convencional y controlador con ganancia programada

En la sección 4.4, se llevará a cabo una simulación comparativa entre el controlador convencional y el controlador con ganancia programada utilizando la herramienta Simulink de Matlab. La simulación incluirá el sistema con un controlador convencional, que mantiene valores fijos de Kp y Ki , así como un controlador PI con ganancia programada. Se utilizará un código y diagrama de bloques desarrollados previamente, basados en fórmulas calculadas en los

capítulos 2 y 3. Además, se proporcionarán gráficos de tendencias para observar la variación de las variables de control en tiempo real, y se ofrecerá la capacidad de cambiar el set point.

Las Figuras 4.17a y 4.17b presentan esquemas de Simulink de Matlab para facilitar el análisis de las simulaciones. Se puede encontrar un detalle más extenso en el Anexo 2

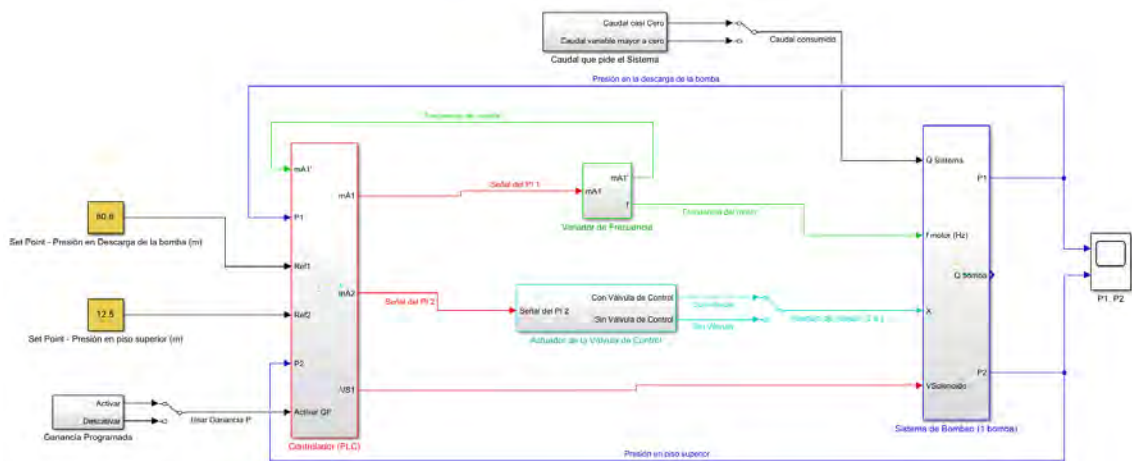


Figura 4.17a. Diagrama de bloques donde se aprecia el controlador, el variador de frecuencia, la válvula de control y la planta que es el sistema de bombeo

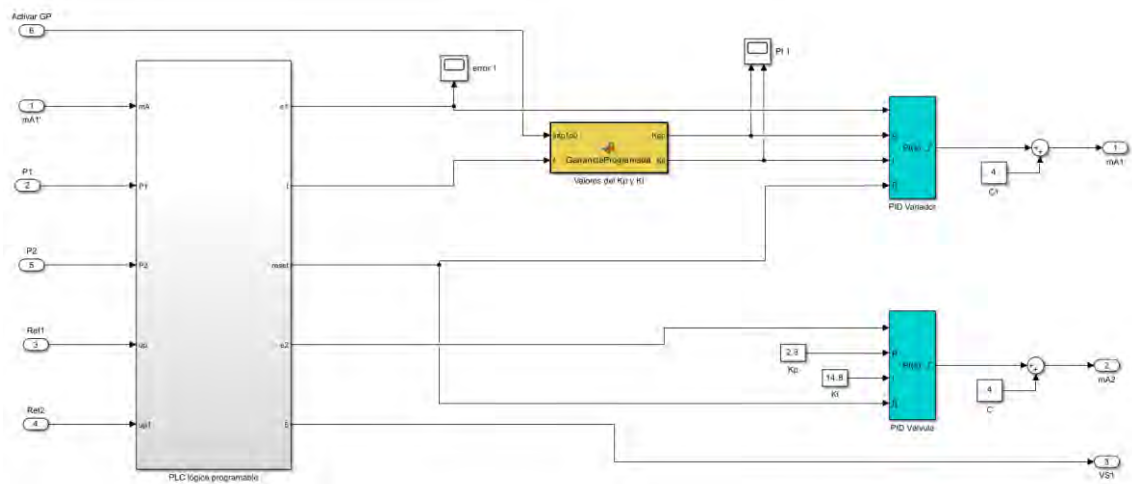


Figura 4.17b. Diagrama de bloques de la parte interna el controlador, donde se aprecia las 2 señales de control mA1 y mA2, para el variador de frecuencia y la válvula de control respectivamente.

El programa recopila la siguiente información:

- Punto de consigna de la presión en la descarga de la bomba.
- Punto de consigna de la presión a la salida de la válvula de control.
- Capacidad del Tanque Hidroneumático.
- Altura estática entre el sensor de presión n°2 y el sensor n°1.

Utilizando la señal de salida en mA del variador de frecuencia, se calculan los parámetros del controlador proporcional-integral (PI) para el sistema de salida único SISO 1 y el sistema SISO 2. Posteriormente, ambas señales atraviesan la subrutina de control por desacoplamiento, generando las señales de control resultantes para la electrobomba y la válvula de control. Finalmente, las variables locales del PI se actualizan para la siguiente iteración del programa.

4.4.1. Pruebas con una entrada escalón

En esta sección, evaluaremos el comportamiento de la respuesta de la planta en el sensor P1, ubicado cerca de la descarga de la bomba. El experimento consistirá en aplicar una entrada escalón con un cambio del 5% (de 80m a 84m o de 76m a 80m) a un sistema de control convencional que utiliza valores invariables en el tiempo para K_p y K_i , así como valores empíricos ajustados en campo.

Simultáneamente, aplicaremos esta entrada escalón al sistema de control propuesto, el cual utiliza un controlador con parámetros K_p y K_i con ganancia programada, calculados según el escenario de trabajo. A continuación, se presentan gráficas que ilustran la respuesta de la planta ante un cambio escalón en la referencia en cada uno de los escenarios descritos.

4.4.1.1. Escenario a caudal casi cero ($q_0 = 0.1$ l/s)

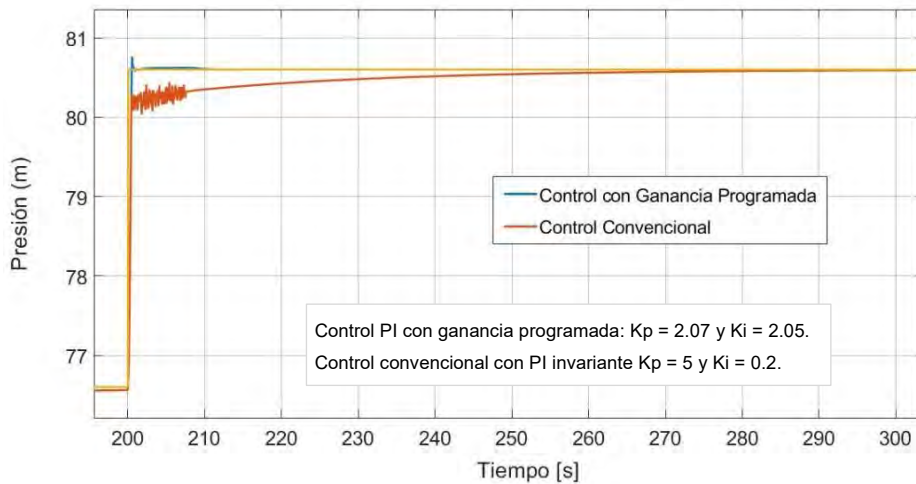


Figura 4.18. Tiempo de respuesta del valor de la presión en sensor P₁.

El tiempo de levantamiento con el controlador convencional es de 5.5 segundos, mientras que con el controlador propuesto es de 0.4 segundos. En cuanto al tiempo de asentamiento (2%), se observa que es de 35 segundos para el controlador convencional y de 0.6 segundos para nuestro controlador propuesto.

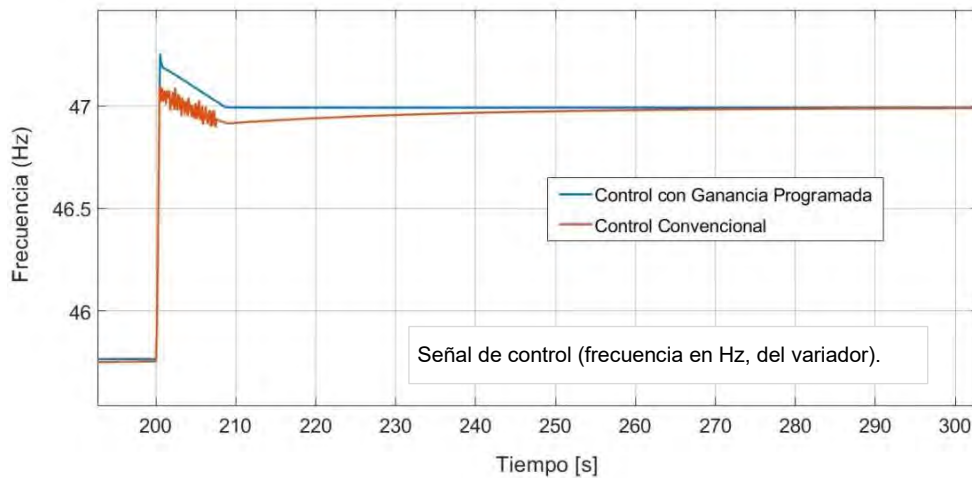


Figura 4.19. Señal de salida del variador de frecuencia.

Ambas señales de control para el variador de frecuencia muestran una tendencia similar, aunque la señal del controlador con valores empíricos de K_p y K_i presenta al inicio un cierto nivel de ruido.

4.4.1.2. Escenario a caudal intermedio ($q_0 = 6.4$ l/s).

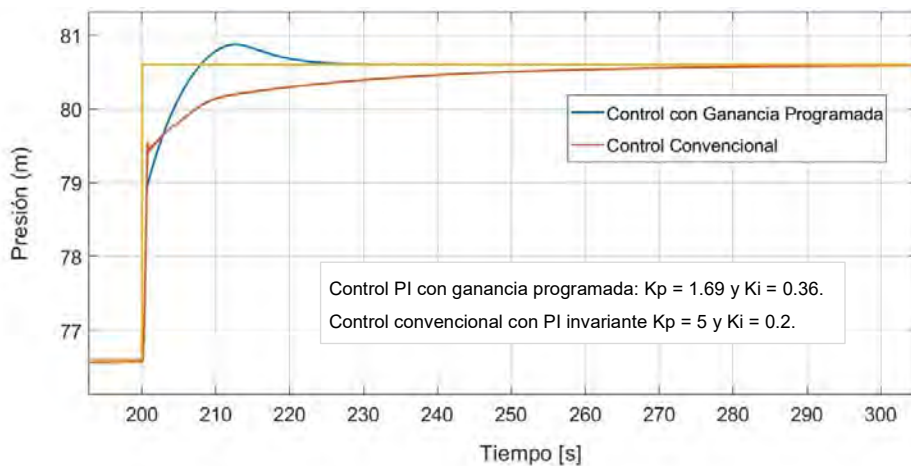


Figura 4.20. Tiempo de respuesta del valor de la presión en sensor 1.

El tiempo de levantamiento con el controlador convencional es de 12 segundos, mientras que con el controlador propuesto es de 5 segundos. En cuanto al tiempo de asentamiento (2%), se observa que es de 50 segundos para el controlador convencional y de 20 segundos para nuestro controlador propuesto.

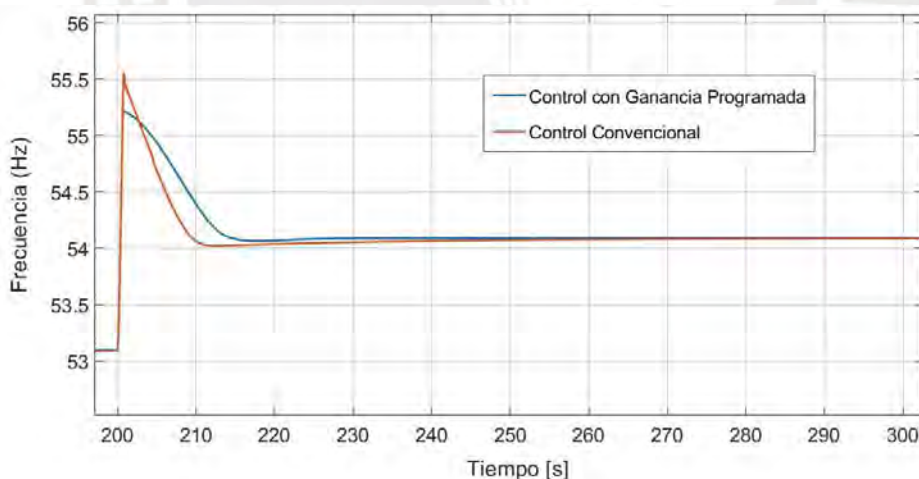


Figura 4.21. Señal de salida del variador de frecuencia.

Ambas señales de control para el variador de frecuencia a pesar de que muestran una tendencia similar, la señal del controlador con valores empíricos de K_p y K_i presenta un tiempo de respuesta más prolongado.

4.4.1.3. Escenario a caudal máximo ($q_0 = 8.4$ l/s).

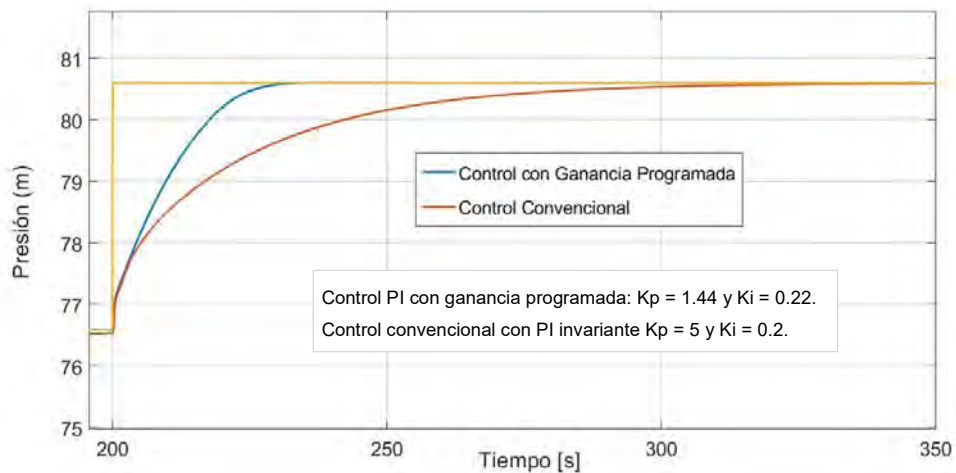


Figura 4.22. Tiempo de respuesta del valor de la presión en sensor 1.

El tiempo de levantamiento con el controlador convencional es de 52 segundos, mientras que con el controlador propuesto es de 19.5 segundos. En cuanto al tiempo de asentamiento (2%), se observa que es de 95 segundos para el controlador convencional y de 27 segundos para nuestro controlador propuesto.

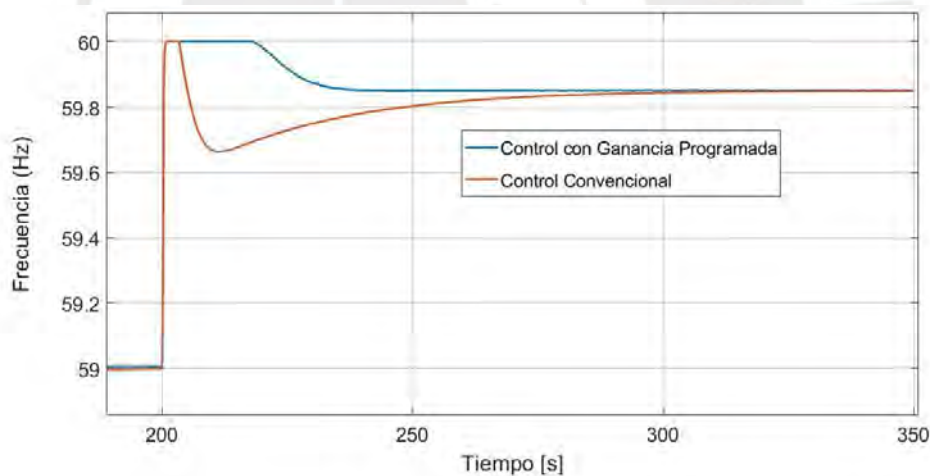


Figura 4.23. Señal de salida del variador de frecuencia

En el escenario de caudal máximo, se observa que tanto el controlador propuesto, calculado específicamente, como el controlador empírico muestran respuestas y señales de control más diferenciadas. La planta con control convencional demora más tiempo en llegar a estabilizar.

4.4.1.4. Resumen de las pruebas con entrada escalón.

Resulta evidente que tanto el controlador convencional como el propuesto presentan marcadas discrepancias en los tiempos de respuesta en todos los escenarios. Esta situación sugiere que el controlador convencional podría enfrentar dificultades para adaptarse de manera ágil a perturbaciones repentinas, tales como cambios bruscos en el consumo de caudal, especialmente cuando se combinan con arranques y paradas de las bombas. Cabe destacar que estos cambios bruscos tampoco son recomendables durante el funcionamiento del sistema

A continuación, en las tablas de las figuras 4.24 y 4.25 se presentan los tiempos obtenidos. Se observa que al utilizar los K_p y K_i específicos para cada escenario, calculados según las fórmulas desarrolladas, se garantiza un mejor tiempo de respuesta. Es importante tener en cuenta que, si la sintonización se realiza de manera empírica, estos parámetros podrían variar considerablemente, lo que resultaría en tiempos de respuesta significativamente diferentes.

Sensor P1				
Escenario	Momento de la excitación (s)	Control Tradicional (s)	Control Avanzado (s)	Mejora (s)
Caudal casi cero	200.0	5.5	0.40	5.10
Caudal intermedio	200.0	12.0	5.0	7.00
Caudal máximo	200.0	52.0	19.5	32.50

Figura 4.24. Tabla de los tiempos de levantamiento.

Sensor P1				
Escenario	Momento de la excitación (s)	Control Tradicional (s)	Control Avanzado (s)	Mejora (s)
Caudal casi cero	200.0	35.0	0.60	34.40
Caudal intermedio	200.0	50.0	20.0	30.00
Caudal máximo	200.0	95.0	27.0	68.00

Figura 4.25. Tabla de los tiempo de establecimiento para el 2%.

4.4.2. Pruebas con la perturbación de la demanda a diferentes valores de caudal y escenarios

En la sección 4.4.1, para un mismo escenario a un mismo caudal invariante en el tiempo, evaluamos el tiempo de respuesta ante una cierta variación de presión en el sistema. Es decir, analizamos cuál método de control es más eficiente por mantenerse en una presión constante ante la variación de presión del sistema.

Ahora en esta sección 4.4.2, vamos a realizar una simulación más completa y real, donde la perturbación es la variación de consumo de caudal en el tiempo. Y esta perturbación es la que ocasiona la variación de presión del sistema. A continuación, someteremos a prueba el control propuesto: la Ganancia Programada con válvula de control, comparándolo con el control convencional, que es la práctica comúnmente conocida y empleada.

4.4.2.1. Escenario a caudal casi cero

En la gráfica de la figura 4.26.a se muestra la presión a la salida de la bomba en el sensor de presión 1, en la gráfica de la figura 4.26.b. la presión en el sensor de presión 2 a la salida de la válvula de control y en la figura 4.26.c. el valor de la frecuencia que da el variador.

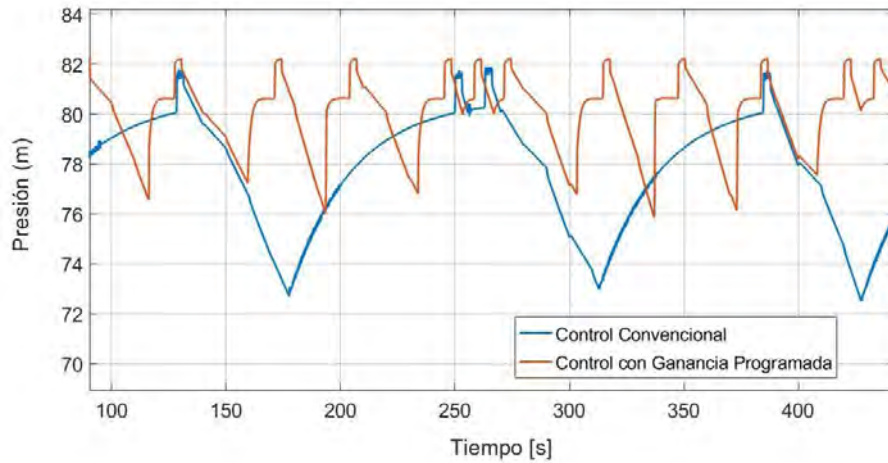


Figura 4.26a. Valor de la presión en sensor 1.

En la figura 4.26a, se observa que ambos controladores alcanzan presiones máximas similares. Sin embargo, con el controlador convencional, se retrasa en recuperar la presión cuando la bomba arranca para compensar la caída de presión debido al consumo de agua, lo que resulta en una presión mínima considerablemente menor en estas circunstancias en comparación con el controlador propuesto

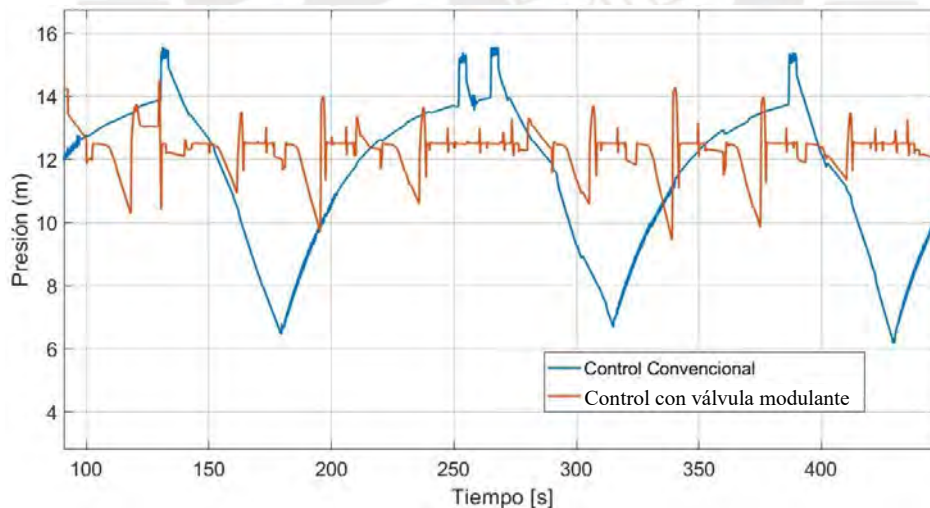


Figura 4.26.b. Valor de la presión en sensor 2.

En la figura 4.26b, se observa que, con el controlador convencional, todas las oscilaciones de presión en el sensor de presión P1 se trasladan al sistema, afectando al sensor P2. En cambio, con nuestro control propuesto, la válvula modulante busca minimizar tanto las sobrepresiones máximas como las

presiones mínimas, esto último gracias al control mejorado del variador de frecuencia.

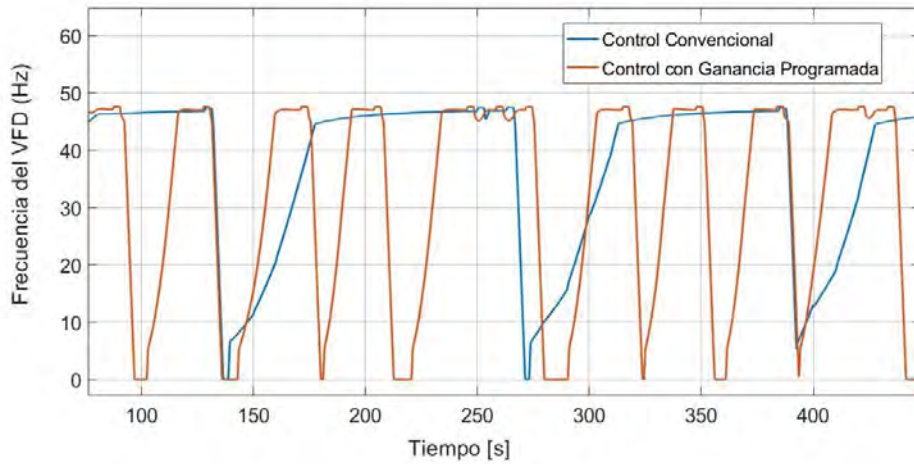


Figura 4.26c. Salida de variador de frecuencia.

La figura 4.26c muestra que, con el control propuesto, el variador de frecuencia es más reactivo para mantener la presión, evitando que disminuya excesivamente, es decir, arranca más rápidamente.

En la siguiente gráfica (figura 4.27), se representa en azul el caudal consumido y en rojo y verde el caudal suministrado por la bomba.

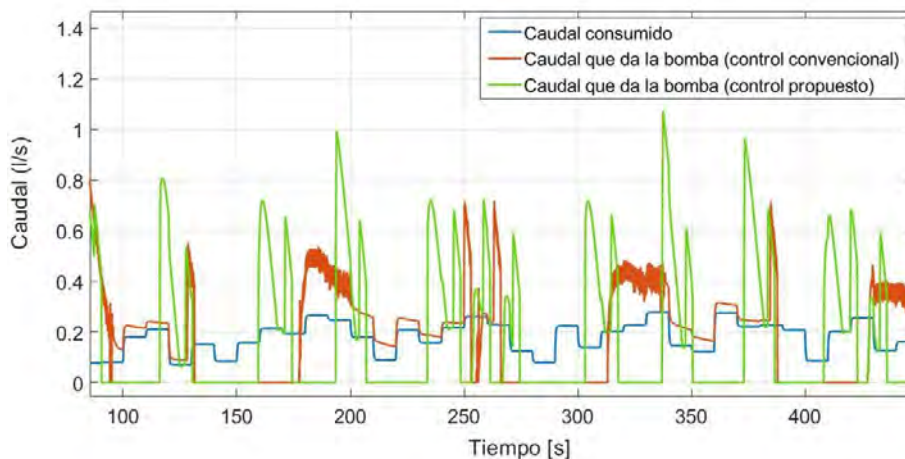


Figura 4.27. Caudal consumido y caudal que da la bomba.

En la gráfica de la figura 4.28a se visualiza la relación de apertura de la válvula de control y en la figura 4.28b la señal de su controlador en mA .

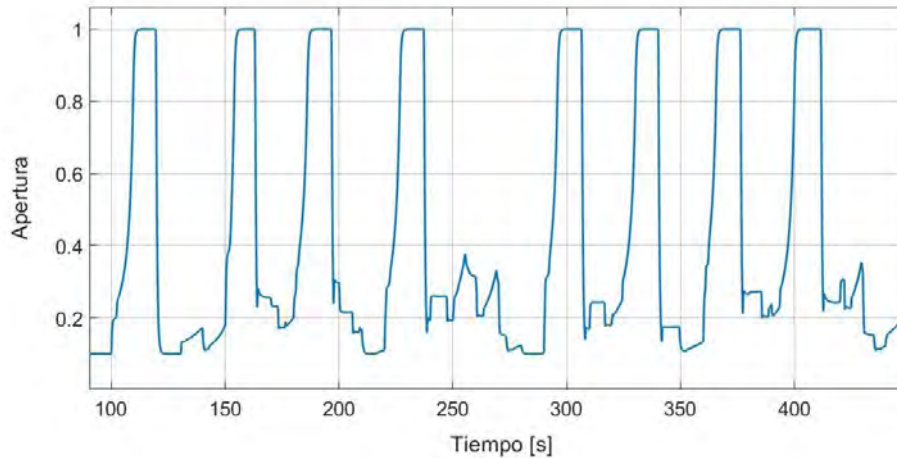


Figura 4.28a. Razón de apertura de la válvula de control.

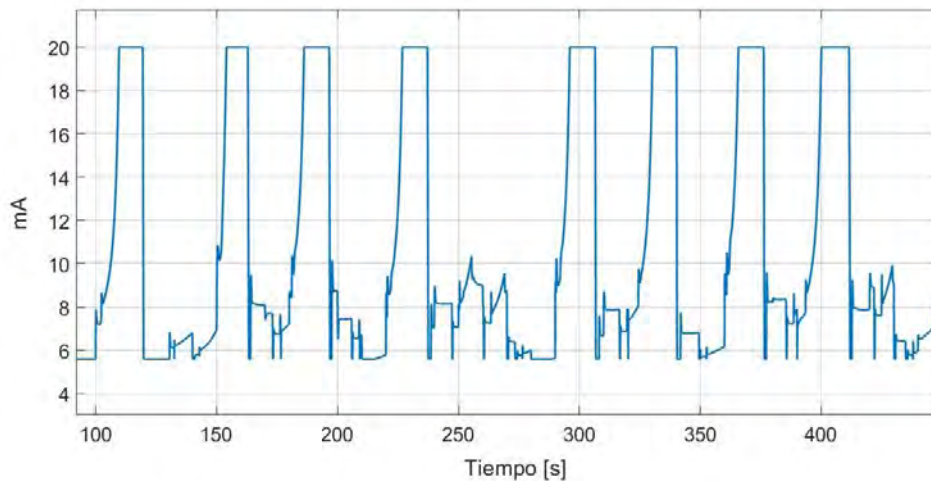


Figura 4.28b. Señal del controlador de la válvula automática.

4.4.2.2. Escenario a un caudal entre intermedio y máximo

Las siguientes gráficas (figura 4.29.a, 4.29.b y 4.29.c.) ilustran la presión a la salida de la bomba en el sensor de presión 1, la presión en el sensor de presión 2 a la salida de la válvula de control y el valor de la frecuencia proporcionada por el variador. Ambos controladores exhiben un comportamiento similar cuando el sistema opera en estos escenarios.

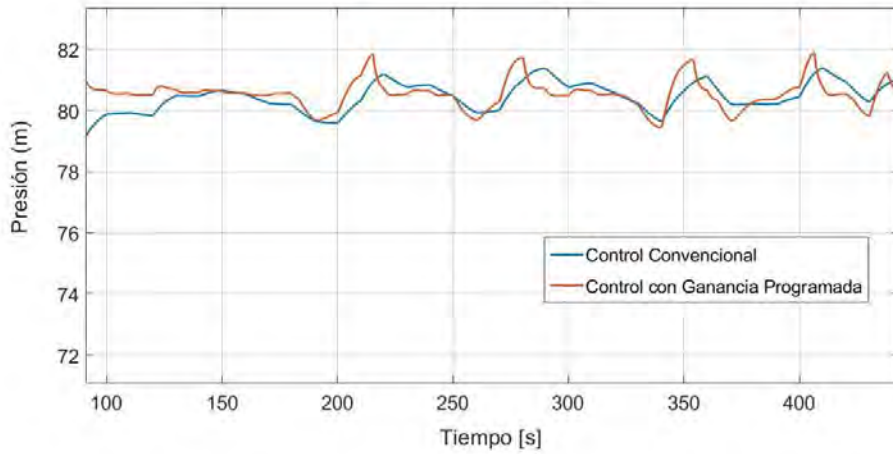


Figura 4.29a. Valor de la Presión en sensor 1.

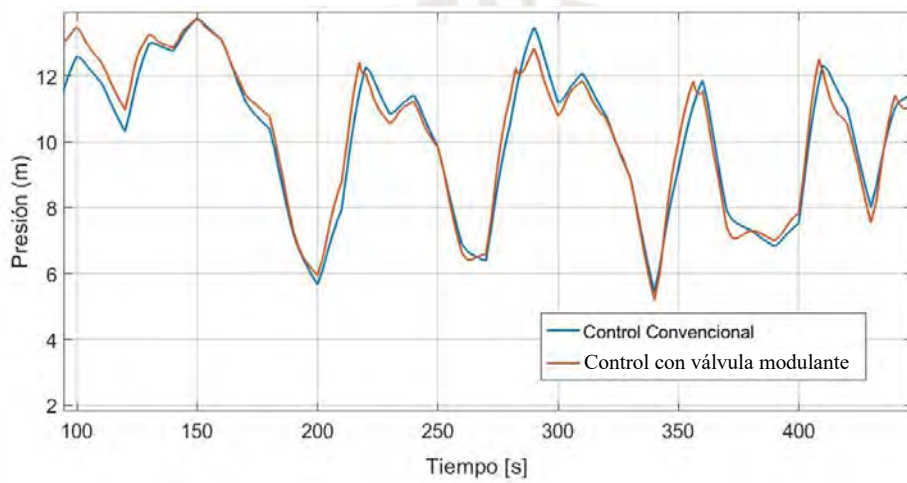


Figura 4.29b. Valor de la presión en sensor 2.

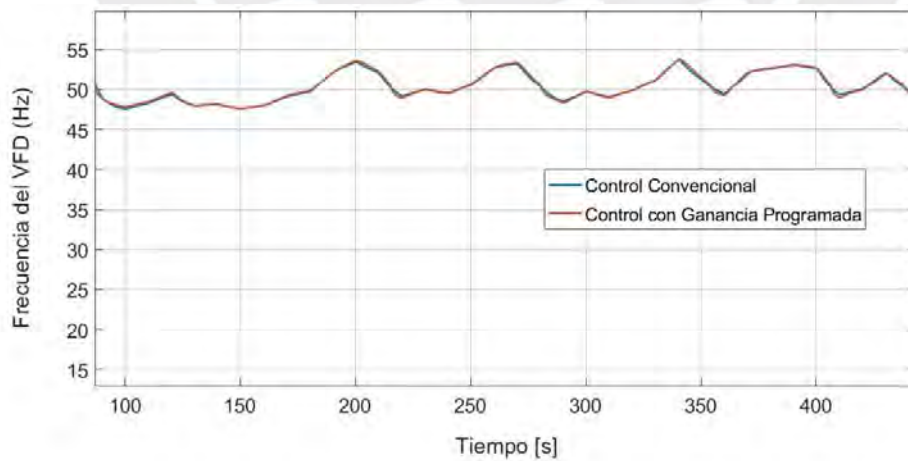


Figura 4.29c. Salida de variador de frecuencia.

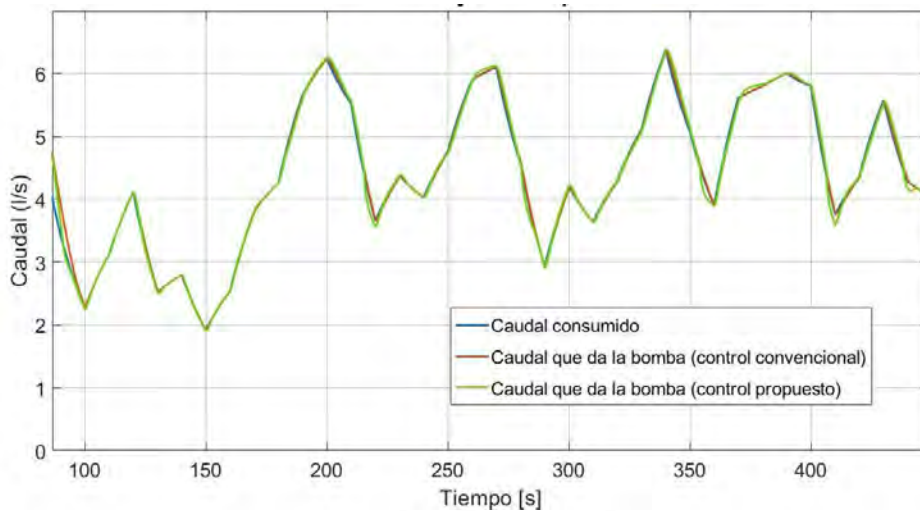


Figura 4.29d. Caudal consumido y caudal que da la bomba.

Las siguientes gráficas (de las figuras 4.30a y 4.30b) detallan el comportamiento de la válvula de control, evidenciando su tendencia a cerrarse cuando la presión supera el set point P_{sp2} , especialmente en momentos de significativa disminución del caudal. En los escenarios de caudal intermedio y caudal máximo, hemos establecido que la válvula de control estará completamente abierta como punto de equilibrio. Este enfoque implica una mínima modulación de la válvula en tales escenarios, ya que la mayor parte del tiempo permanece completamente abierta o simplemente se cierra por completo cuando la presión tiende a superar el set point.

En consecuencia, no hemos implementado el control de Ganancia Programada en esta válvula, dado que su diseño se centra en operar en situaciones de caudales muy bajos, como el escenario a caudal casi cero. En este caso, emplearemos exclusivamente los valores de K_p y K_i calculados para el escenario de caudal casi cero en el control de la válvula. No obstante, dejamos a criterio del especialista encargado de la Puesta en Marcha del sistema decidir si considera conveniente también incorporar los valores de K_p y K_i calculados en los otros escenarios.

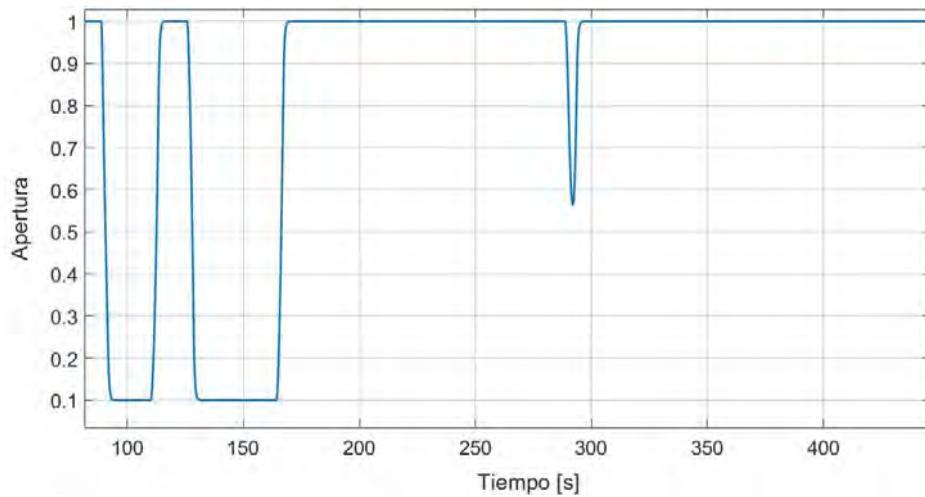


Figura 4.30a. Razón de apertura de la válvula de control.

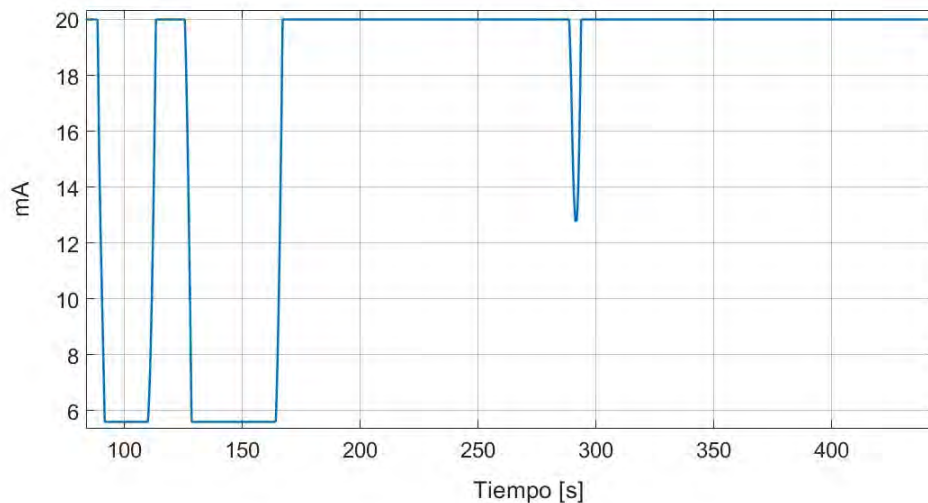


Figura 4.30b. Señal del controlador de la válvula automática.

4.4.3. Pruebas experimentales

La recopilación de datos se llevó a cabo en un conocido hotel ubicado en el distrito de Miraflores-Lima, que cuenta con un sistema de bombeo controlado mediante un PID convencional. La prueba experimental en el hotel se diseñó para simular un escenario de caudal casi cero, utilizando el control convencional.

En la figuras 4.31a y 4.31b, se presentan de color azul las variaciones absolutas captadas por el sensor 1 y el sensor 2 respectivamente. Las líneas de color anaranjado son de otro sistema de bombeo que tiene un comportamiento similar.



Figura 4.31a. Presión medida en la descarga de la bomba.



Figura 4.31b. Presión medida en el piso 17 del edificio.

Es importante señalar que, dado que la presión medida por el sensor 1 es considerablemente mayor que la presión que llega al piso 17, las variaciones en porcentaje resultan notables, como se detalló en el capítulo 1. Además, se observó un retardo en la transmisión de presión a lo largo de las tuberías. Cuando la presión aumenta en el sensor 1, dicha variación también se refleja en el sensor 2 después de 2 a 4 segundos, y lo mismo ocurre cuando la presión disminuye.

4.5. Análisis de resultados

A continuación, en las tablas de las figuras 4.32a y 4.32b, se presenta un cuadro comparativo resumiendo las pruebas realizadas con el sistema de control convencional frente al control avanzado propuesto.

Sensor de Presión 1						
Controlador	Set Point m	Presión Máxima m	Desviación %	Presión Mínima m	Desviación %	Mejora
Convencional	80.6	81.8	1%	72.7	-10%	47%
Convencional, real medido	80.6	82.8	3%	71.4	-11%	84%
Ganancia Programada (propuesto en esta tesis)	80.6	82.2	2%	76.0	-6%	0%

Figura 4.32a. Tabla de variaciones máximas de presión en del Sensor de Presión 1 (P_1)

Sensor de Presión 2						
Controlador	Set Point m	Presión Máxima m	Desviación %	Presión Mínima m	Desviación %	Mejora
Convencional	12.5	15.5	24%	6.2	-50%	116%
Convencional, real medido	12.5	17.6	41%	4.6	-63%	202%
Válvula de control (propuesto en esta tesis)	12.5	14.15	13%	9.85	-21%	0%

Figura 4.32b. Tabla de variaciones máximas de presión en del Sensor de Presión 2 (P_2)

En relación con la medición de presión efectuada por el sensor de presión 1 (P_1), se observa que un tiempo de respuesta más prolongado conlleva a una presión máxima menos elevada. Sin embargo, este mismo ajuste se traduce en una disminución significativa de la presión mínima, alejándola notablemente del punto de ajuste (Set Point). Por el contrario, una respuesta demasiado rápida

resulta en una presión máxima más elevada, pero la presión mínima se mantiene más cercana al Set Point.

Por eso, la precisión en el cálculo de los parámetros K_p y K_i resulta crucial, especialmente adaptándolos al tipo específico de escenario. Esto se traduce en tiempos de respuesta más apropiados, con el potencial de mejorar la estabilidad del sistema y reducir las oscilaciones de presión hasta en un 84%

En relación con la medición de presión en el piso 17, donde se ubica el sensor de presión 2 (P2), se evidencia que una disminución en la variabilidad de presión en el sensor 1 tiene un impacto positivo en su comportamiento, tal como se refleja en los datos de la tabla de la figura 4.32b. La implementación de una válvula de control puede resultar en una mejora significativa del rendimiento, llegando a una mejora de hasta un 202%, como se detalla en la mencionada tabla.

Es importante destacar que este análisis se enfoca en el escenario de caudal casi cero, cuando la bomba arranca y se detiene debido al bajo consumo de agua. En estos momentos, se producen picos de variaciones de presión, siendo máxima cuando la bomba tiende a parar y mínima cuando la bomba está arrancando.

La planta se revela como no lineal y especialmente sensible en el escenario de caudal casi cero, donde la precisión en el cálculo de los parámetros del controlador PI es crucial para minimizar las variaciones. Se observa que para los escenarios de caudal intermedio y máximo, los valores de los parámetros K_p y K_i no son tan sensibles, a pesar de que las pruebas de entrada escalón indican una mejora en el tiempo de respuesta.

En resumen, el método desarrollado para obtener los valores de los parámetros K_p y K_i del controlador demuestra ser efectivo. La opción de incorporar una válvula de control con su sensor de presión en puntos estratégicos del edificio podría ser una alternativa valiosa para estabilizar la presión en lugares distantes de la bomba.

Adicionalmente, se ha verificado que, aunque existe interacción entre las variaciones de presión detectadas por el sensor P_1 , estas también se reflejan en el sensor P_2 . A pesar de haber propuesto una etapa de desacoplamiento para mejorar el rendimiento del segundo sensor, los resultados de las simulaciones han señalado una mejora sustancial en el control, lo que sugiere que podríamos prescindir del término D21, según se detalla en la sección 3.3 y se ilustra en las figuras A4.12, A4.13 y A4.14 del anexo 4. Por consiguiente, este término no ha sido incorporado en el presente trabajo de tesis. Sin embargo, la decisión de incluirlo en la implementación final queda a discreción del especialista encargado de la Puesta en Marcha del sistema de bombeo, quien podrá evaluar su inclusión en el control si lo considera pertinente

4.6. Propuesta de Implementación

4.6.1. Introducción

En la sección 4.2 se abordaron los requerimientos del suministro de agua en un edificio, junto con la descripción detallada de los equipos e instrumentación del sistema de bombeo. A continuación, después de justificar la implementación del control propuesto, se presentará un esquema de implementación de los equipos e instrumentación. La necesidad de incorporar el control avanzado en este edificio se fundamenta en el análisis del comportamiento actual del suministro de agua.

4.6.2. Esquema de implementación de los equipos

Para llevar a cabo la implementación, de acuerdo con el esquema funcional presentado en la figura 4.14, se requiere que los equipos e instrumentación cumplan con las siguientes características:

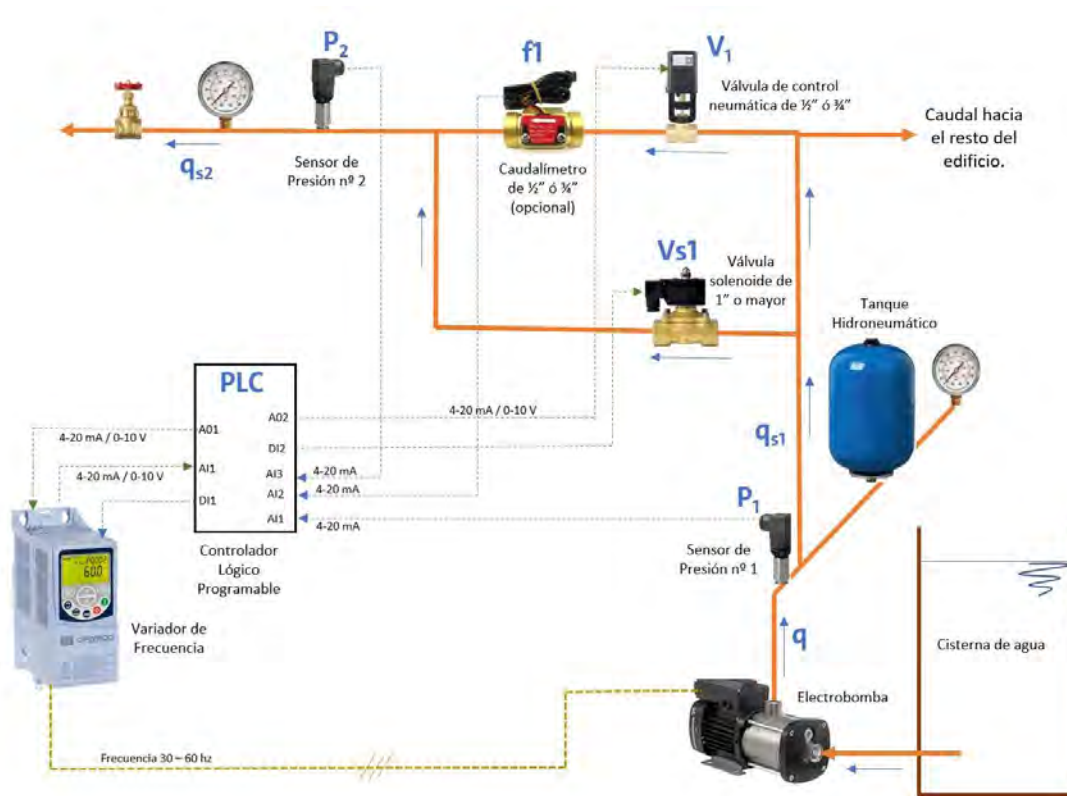


Figura 4.33. Esquema de implementación de los equipos e instrumentación.

El variador de frecuencia:

- Con señal analógica de entrada de $4-20\text{mA}$ proveniente del PLC, indicando la frecuencia en Hz para el motor de la bomba.
- Con señal analógica de salida de $4-20\text{mA}$, representando la frecuencia real a la que gira el motor, dirigida a una entrada analógica del PLC.
- Con entrada digital que señala el arranque y la parada del variador.

El PLC:

- Con entrada analógica por cada variador de frecuencia para recibir información sobre la frecuencia proporcionada al motor.
- Con entrada analógica por cada sensor de presión.
- Con salida analógica que se conecta a cada variador de frecuencia, transmitiendo la señal de frecuencia o que debería ser suministrada al motor.
- Con salida digital para cada variador de frecuencia, proporcionando la instrucción de arrancar o parar.
- Con salida analógica por cada válvula de control.

- Con salida digital para la válvula solenoide que opera en paralelo con cada válvula de control.
- En el PLC, debe tener la capacidad de configurar varios controladores PID, los cuales se activarán según la frecuencia, según la lógica de programación, utilizando la señal de frecuencia proveniente del variador.
- También debe contar con una entrada analógica por cada caudalímetro digital F1, en el caso de utilice.

Los sensores de presión (P1 y P2):

- Equipados con un sensor de presión que proporciona una señal de 4 a 20mA y se coloca en la salida de la bomba y junto al tanque hidroneumático.
- Equipados con un sensor de presión ubicado después de cada válvula de control, con una señal de 4 a 20mA.

La válvula de control neumática V1:

- Con un diámetro máximo de $\frac{1}{2}$ " o $\frac{3}{4}$ ", diseñada para caudales bajos hasta 0.7 l/s.
- Con una señal de entrada de 4 a 20mA.
- Puede ser del tipo lineal o isoporcentual, pero en este último caso, se debe calcular el modelo matemático linealizado, similar al enfoque aplicado a la válvula de tipo lineal.

El caudalímetro digital F1:

- Con un diámetro máximo de $\frac{1}{2}$ " o $\frac{3}{4}$ ", preferiblemente del mismo diámetro que la válvula de control.
- Proporciona una señal de salida de 4 a 20mA.
- Se instala en serie con cada válvula de control.

La válvula solenoide Vs1:

- Con el diámetro adecuado para el caudal máximo que puede circular por la línea.
- Se abrirá para caudales mayores a 0.7 l/s.
- Se instala en paralelo con cada válvula de control.

4.7. Conclusiones del capítulo

Se observa que el escenario crítico ocurre en condiciones de caudal casi cero, especialmente durante los arranques y paradas de la bomba, generando las mayores fluctuaciones de variación de la presión en la descarga de la bomba. Al considerar valores adecuados de K_p y K_i , especialmente diseñados para este escenario crítico, se logra una notable reducción en el tiempo que el sistema tarda en recuperarse de las perturbaciones originadas durante el arranque de la bomba y el aumento de caudal. También se verifica una mejora significativa, al menos del 47%, en el porcentaje de oscilación de la presión durante las paradas y arranques de la bomba en comparación con el control tradicional, donde los valores de K_p y K_i son invariables en el tiempo en el controlador PI.

El controlador diseñado demuestra que los parámetros K_p y K_i , calculados y ajustados según la demanda de caudal, mejoran el comportamiento del sistema después de perturbaciones originadas por cambios bruscos en el consumo de caudal.

En situaciones en las que las oscilaciones de la presión durante el arranque y parada de la bomba afecten puntos del sistema donde la presión es baja, una solución alternativa, discutida en esta tesis, es la colocación de otro sensor de presión después de una válvula de control.

En términos de hardware, la implementación de sensores de presión adicionales contribuirá a estabilizar la presión en zonas distantes a los equipos de bombeo, especialmente en aplicaciones donde se requiere una menor variación de presión en diferentes puntos del sistema.

CONCLUSIONES GENERALES

En esta tesis, se llevó a cabo el desarrollo de un sistema de control para un sistema de bombeo destinado a suministrar agua a presión constante y estable en todo un edificio. La estrategia de control propuesta incorpora la utilización de un conjunto de sensores, con un sensor en la descarga de la bomba y sensores adicionales distribuidos estratégicamente en la instalación.

Se describió detalladamente el comportamiento de un sistema de bombeo a presión constante tradicional, que se enfoca en mantener la presión constante únicamente a la salida de la bomba. Se verificó que las pequeñas oscilaciones de presión en la salida de la bomba se amplifican a medida que el punto de consumo de agua se aleja de la bomba, ya sea en distancia horizontal o altura estática.

Se obtuvo el modelo matemático de la planta real, es decir, del sistema de bombeo del edificio, y se derivó su modelo linealizado. Previo a esto, se dedujo el modelo de cada uno de sus componentes. Este modelo constituye una contribución valiosa para futuras investigaciones en el ámbito del control de sistemas de bombeo, aplicables a la industria, construcción y saneamiento.

Se evidenció que el tiempo de establecimiento y el comportamiento transitorio del sistema dependen de la demanda de caudal o consumo de agua de la planta, siendo más pronunciado en situaciones de caudal casi cero, especialmente durante el arranque y la parada de la bomba. Por este motivo, se propuso una tabla de ganancias programadas para distintos escenarios, permitiendo que los valores de K_p y K_i del controlador varíen en función del consumo de agua. A través de pruebas de simulación, se demostró que esto conduce a una presión más estable y constante en todo el edificio.

Se describió la metodología para el desarrollo del control propuesto, basada en el empleo de dos sensores en un edificio: uno en la descarga de la bomba y otro adicional en la instalación. Esta metodología abarca etapas que incluyen el

desacoplamiento del modelo linealizado de la planta, el diseño de los controladores, la elección de escenarios para diferentes demandas de caudal y el cálculo de los parámetros de ganancia programada de los controladores. Esta solución puede adaptarse también a casos que requieran la implementación de más sensores en la instalación.

Se abordó el problema del "seteo empírico" durante la puesta en marcha de los equipos de bombeo a presión constante, proponiendo una metodología para el cálculo (fundamentada teóricamente) de los parámetros proporcional (K_p) e integral (K_i o su inverso equivalente T_i) de los controladores de manera rápida y precisa. Estos parámetros podrían ajustarse en campo durante la puesta en marcha del sistema.

Se presentó una propuesta de implementación del control para un sistema de bombeo de agua a presión constante y estable, que abarca desde el arranque hasta su caudal máximo, diseñada para un edificio, en este caso, un hotel. Esta propuesta implica el uso de un PLC con una tabla de ganancias programadas para dos algoritmos PI.

RECOMENDACIONES Y PROPUESTAS PARA FUTURAS INVESTIGACIONES

Procedimiento Teórico para Obtener Parámetros del Controlador:

Se sugiere utilizar este trabajo como punto de partida para definir un procedimiento con base teórica destinado a obtener los parámetros: proporcional (K_p) e integral (K_i) del controlador para sistemas de bombeo de presión constante. Esta iniciativa contribuirá a establecer una metodología sólida y fundamentada para el ajuste preciso de los controladores en aplicaciones prácticas.

Modelo Matemático para Sistemas con Múltiples Bombas:

Se deja encaminada la base teórica para obtener el modelo matemático de sistemas de bombeo con dos o más bombas en paralelo. Este trabajo podría servir como referencia para desarrollar una tabla de ganancias programadas cuando operan simultáneamente varias bombas, abordando escenarios más complejos.

Aplicación a Planta Piloto:

Se recomienda aplicar el control diseñado a una planta piloto mediante la implementación de una electrobomba de 2hp, un variador de frecuencia y un PLC. Este enfoque permitirá obtener resultados experimentales que corroboren los hallazgos obtenidos en simulaciones. Además, servirá como piloto para la implementación de este sistema en aplicaciones del mundo real.

Exploración de Otros Tipos de Válvulas:

Se sugiere realizar pruebas y calcular el modelo matemático con válvulas de control de tipo "apertura rápida" e "iso-porcencial". Comparar la eficacia de cada tipo de válvula proporcionará información valiosa sobre la selección adecuada de válvulas en diferentes contextos de aplicación.

Exploración de Control Digital:

Dado que este trabajo se centró en el desarrollo de un "control continuo", se propone la exploración de un "control digital" en futuras investigaciones. Este cambio podría ofrecer ventajas específicas en términos de precisión y adaptabilidad a sistemas de aplicación más práctica.

Estas recomendaciones y propuestas buscan expandir y mejorar las contribuciones realizadas en este trabajo, abriendo nuevas oportunidades para la investigación y la aplicación práctica en el control de sistemas de bombeo de presión constante.



BIBLIOGRAFÍA

- Astrom, K. y Hagglund, T. (2009). Control PID avanzado. Prentice-Hall.
- ABB Group (2010). Manual de usuario, Convertidores de frecuencia ACS355. ABB.
- Almidon, A. y Julian, E. (2017). Sistema de control automático I.
- Azevedo, J.M. y Acosta, G. (1976). Manual de Hidráulica. Harla.
- Beteta, J. (2006). Instalaciones sanitarias para edificaciones.
- Cáceres A. (2000). Problemas de Hidráulica, Lima: Ciencias.
- Carpio, M. y Orozco, W. (2017). Introducción al análisis e implementación de sistemas de control automático. Abyayala.
- Castillo R. (2002). Reglamento Nacional de Construcciones. Capeco, 7ma edición.
- Castillo, L, (2016). Instalaciones Sanitarias para Edificaciones. Empresa Editora Macro, 1era edición.
- Chapman, S. (2012). Máquinas Eléctricas. Mac Graw-Hill, 5ta edición.
- Crane (1995). Flujo de Fluidos en válvulas, accesorios y tuberías. MacGraw-Hill, 1era edición.
- CULTURAL SA (2008). Manual de Mecánica Industrial, España.
- Emerson Automation Solutions (2019). Guía de válvulas de control. Emerson-Fisher, 5ta edición.
- Espinoza, E. (1997). Transformada de Laplace. Lima, Perú. 2da edición.
- Europump & Hydraulic Institute (2004). Variable Speed Pumping A Guide to Successful Applications.
- Flexcon Industries (sf.). ¿Cómo funciona un tanque hidroneumático flexcon?. <https://www.flexconind.mx/preguntas-frecuentes/>.
- Full mecánica (sf.). Instalación de tanques hidroneumáticos. <http://www.fullmecanica.com/component/content/article/20-t/1678-tanque-hidroneumatico>.
- Garrido, J. (2012). Diseño de sistemas de control multivariable por desacoplo con controladores PID. UNED
- Harper, E. (2012). El ABC de la Instrumentación en el control de Procesos Industriales. Limusa.

- Hernández, R. (2010). Introducción a los sistemas de control. Conceptos, aplicaciones y simulación con MATLAB. Pearson.
- Hydraulic Institute & American National Standards Institute (1994). American National Standard for Centrifugal Pumps. Hydraulic Institute, Parsippany, N.J.
- Jara, W. (1998). Máquinas Hidráulicas. INIFIM.
- Ipanaqué, W. (2020). Control automático de procesos: Innovando los procesos productivos. Universidad de Piura.
- Kuo, B. (1996). Sistemas de Control Automático. Prentice Hall Hispanoamericana.
- Lennart, Ljung (1998). System Identification – Theory for the user. Pearson, 2da edición.
- Lewis, P., Chang, Y. (1999). Sistemas de Control en Ingeniería. Prentice Hall.
- Mantenimiento eléctrico (2023, 25 de mayo). Motores eléctricos, los tipos más comunes. <https://www.mantenimientoelectrico.com/motores-electricos/motores-electricos-los-tipos-mas-comunes-n3476>.
- Mataix C. (2001). Mecánica de fluidos y maquinas hidráulicas. Ediciones del Castillo, 2da edición.
- Mathews, J. & D. Fink, K. (2000). Métodos Numéricos con Matlab. Prentice Hall, 3era edición.
- Ogata, K. (2010). Ingeniería de control moderna. Prentice Hall.
- Pacheco, J. (2013). Medición y control de procesos industriales. Trillas.
- Roca, A. (2014). Control automático de procesos industriales. Ediciones Diaz de Santos.
- Salt, J., Cuenca, A., Casanova, V. y Correcher, A. (2020). Control Automático. Tiempo continuo y tiempo discreto. Editorial Reverté.
- Sira-Ramírez, H., Márquez, R., Rivas-Echevarría, F. y Llanes-Santiago, O. (2005). Control de sistemas no lineales. Prentice Hall.
- Smith, C. y Corripio, A. (2015). Control automático de procesos. Teoría y práctica. Editorial Limusa.

ANEXOS



ANEXO 1

Comportamiento de un sistema de 2º orden con 1 cero

FUENTE: Sistemas de Control en Ingeniería por Paul H. Lewis y Chang Yang.

$$\frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{K \cdot \frac{w_n}{\rho} \cdot (s + \rho \cdot w_n)}{s^2 + 2 \cdot \xi \cdot w_n \cdot s + w_n^2} = \frac{k \cdot w_n^2 \cdot \left(\frac{s}{\rho \cdot w_n} + 1\right)}{s^2 + 2 \cdot \xi \cdot w_n \cdot s + w_n^2} \quad (A1.1)$$

Figura A1.1: Matriz de comportamiento que muestra el porcentaje de sobreelongación y el tiempo de asentamiento normalizado para un sistema de segundo orden con un cero.

		0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3		
ρ	inf	25 8,4	16 8,1	9,5 5,9	4,6 5,9	1,5 3,8	0,15 4,7	0 5,8	0 6,9	0 7,9	0 8,9	inf	
	4	26 8,2	17 7,9	9,8 5,7	4,8 5,7	1,6 3,5	0,16 4,4	0 5,6	0 6,7	0 7,7	0 8,6	4	
	2	29 7,9	19 7,7	11 5,4	5,6 5,5	1,9 3,0	0,20 4,0	0 5,2	0 6,3	0 7,3	0 8,3	2	
	1	43 10	30 7,5	19 4,9	11 5,1	5,1 5,0	1,1 2,6	0 3,9	0 5,3	0 6,5	0 7,5	1	
	0,8	53 10	38 7,5	26 6,9	17 4,9	9,2 5,0	3,5 4,5	0,17 2,7	0 4,4	0 5,9	0 7,0	0,8	
	0,6	72 10	55 7,4	41 7,2	30 4,8	20 5,1	12 5,1	5,5 4,7	0,78 1,9	0 3,8	0 5,6	0,6	
	0,5	89 10	70 7,4	54 7,3	42 4,7	31 5,1	21 5,4	14 5,4	6,9 4,9	1,7 1,5	0 3,1	0,5	
	0,4	120 10	94 9,7	76 7,4	61 7,0	49 5,1	38 5,6	28 6,0	20 6,1	13 5,9	7,0 5,1	0,4	
		0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3		
		ξ											

Número superior en la caja = porcentaje de sobre elongación.

Número inferior en la caja = $w_n t_s (2\%)$

ξ = Razón de amortiguamiento.

ρ = Razón magnitud del cero a.

DENTRO DEL ÁREA SOMBRREADA: El porcentaje de sobre elongación < 10% y tiempo de asentamiento < $6/\omega_n$

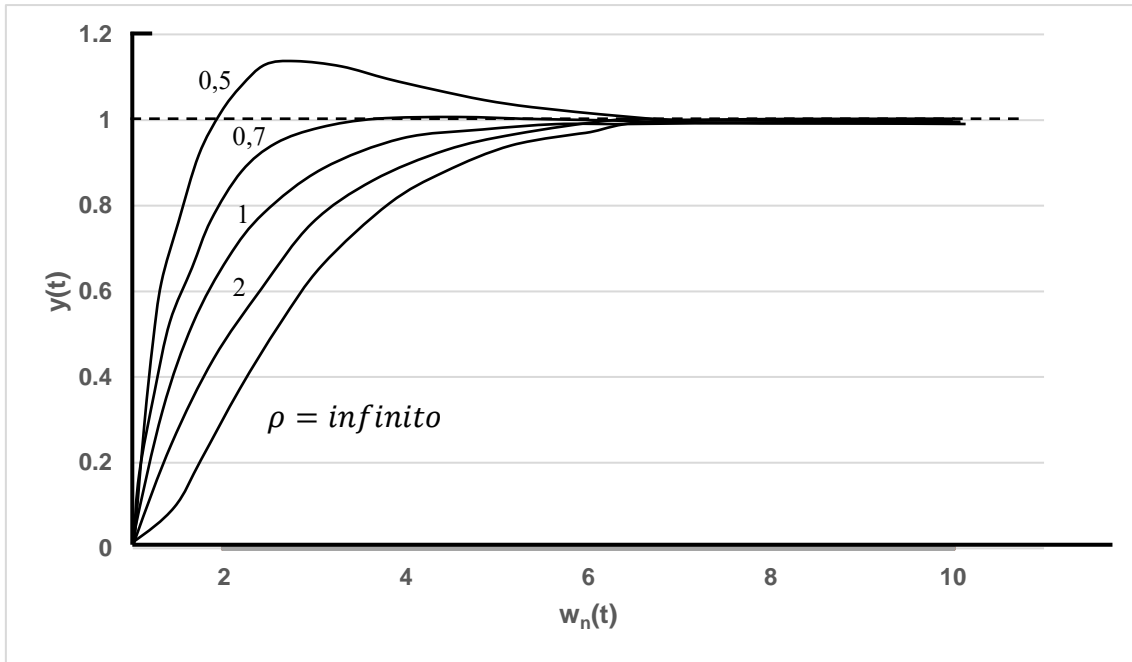


Figura A1.2: La respuesta a un escalón de una función transferencia con dos polos reales e iguales, un cero y para $\xi = 1$.

ANEXO 2

Código en Matal/Simulink del modelo No Lineal realizado para las simulaciones

```
function [P1, q]= ElectroBombaSuccion(fPID,q,PTq)

a0=126.711572148238;a1=-1.05063958929917;a2B=0.0173436250560651;a3=-
0.0688425654215344; %Aquí van los datos de la hidráulica bomba
fN=60;%Frecuencia Nominal de motor
hkB=3;%Altura de nivel de agua de succión respecto al impulsor de la
bomba

f=fPID;

if q==0
    P1=PTq;
else
    if f<=2;f=2;end
    P1=(a0*(f/fN)^2+hkB)+a1*(f/fN)*q+(a2B)*q^2+a3*(fN/f)*q^3;
    if P1<1;P1=1;end
end

function [q,VTq,qTq,PTq]= TqHidroneumatico(PTq,VTq,Activar,qs)

VTqL=100;Pi=56.4;qmaxTq=3.5; %Características del Tanque
Hidroneumático
kTq=6.27395;%Constante de Hazzen Williams por pérdidas en accesorios
por el ingreso de agua al tanque hidroneumático
Pa=10.3;%Presión atmosférica donde se encuentra a bomba en metros

if Activar ==1

    if VTq<0;VTq=0;end

    %Aquí utilizaremos la ecuación (2.22) para hallar el caudal que
entra o
    %sale del TH, qTq. A2 es la presión absoluta de aire en interior
TH y A3 es
    %la presión absoluta del agua justo antes de entrar al TH.

    A1= (PTq+Pa);A2=(Pa+Pi)*VTqL/(VTqL-VTq);A3=A1-A2;
    if A3>0
        qTq=(1/kTq*A3)^0.5;
    else
        qTq=-((1/kTq*-A3)^0.5);
    end

    if (PTq<Pi && VTq<=0);qTq=0;end

    q = qTq+qs;
    if q<0
```

```

    qTq=-qs;q=0;
    PTq=A2-Pa-kTq*qTq^2;

    end

else

    q=qs;Ptq=0;qTq=0;VTq=0;

end

function P2 = PisoSuperior(P11,qs,x,VSol)

%Presión en el piso superior - Inicio
h2=66.15;qs2max=4.2;PerdPorc1=0.2;nPorcentajeQ2 = 0.5;Cv=0.3;
k2=PerdPorc1*h2/qs2max^2;qs2=qs*nPorcentajeQ2;

if x<0.01;x=0.01;end
P2=P11-h2-k2*qs2^2-x^-2*(qs2/Cv)^2;

if VSol==1
    Kv1=x^-2*(1/Cv)^2;Kv2=0.06;
    P2=P11-h2-k2*qs2^2-(Kv1*Kv2/(Kv1^0.5+Kv2^0.5)^2)*qs2^2;
end

    if P2<0.1;P2=0.1;end
%Presión en piso superior- Fin

% FIN DE LA PLANTA

function [e1,f, Intp, e2,taux2, taux1,VS] =
PLC(mA,P1,P2,Ref1,Ref2,taux2, taux1,t2)

%Valores de entrada para PLC - INICIO

fparada=47; % Esta es la frecuencia para caudal cero la presión es el
Set Point 1, la unidades es en metros
BandaMinfParada= 4;% Este PORCENTAJE es el rango de la frecuencia
mínima de parada...
BandaMaxfParada= 1.7;% Este PORCENTAJE es el rango de la frecuencia
máxima de parada...
%Zona de frecuencia de parada: entre BandaMinfParada y BandaMaxfParada

PresionMinParada= 1;% Este PORCENTAJE la presión mínima que se espera
que la presión en Presión constante, este valor es solo con fines de
parada de bomba por bajo caudal.
Tespera=10; % En un momento aparente no consumo de agua, es el tiempo
(en segundos) que espera el PLC antes de iniciar la corroboración de
si efectivamente ya no hay consummo.

TBoosting = 3; % Este es el tiempo (en segundos) de demora una leve
aceleración para corroborar que si la presión se levanta y no baja
quiere decir que no hay consumo y frecuencia Hz de la bomba
automáticamente bajará por el mismo control PI.

```

```

PBoosting = 2; % Este PORCENTAJE es el sobreimpulso durante el
"TBosting"

%Sensores de Presión con señal de salida de 4 a 20 mA
RangoSensor1 = 102; %Datos del sensor 1, las unidades de este valor es
en metros
RangoSensor2 = 20.4; %Datos del sensor 2, las unidades de este valor
es en metros
%Valores de entrada para PLC - FIN

f=(mA-4)*3.75; % Antes convertimos la señal de mA en su equivalente en
frecuencia en Hz, para que utilicemos el mismo lenguaje en función de
la frecuencia

fminparada=(100-
BandaMinfParada)/100*fparada;fmaxparada=(100+BandaMaxfParada)/100*fpar
ada;Pparada=(100-PresionMinParada)/100*Ref1;

if (f<fmaxparada && P1>Pparada) % Este es el momento que arranca en un
escenario de un posible caudal igual a cero.
    taux2=t2-taux1; % taux2 es un contador que cuenta el tiempo que la
bomba se mantiene en la Zona de frecuencia de parada durante un
periodo aproximado de 10 segundos continuos
    if (taux2>Tespera && f>fminparada) %como la presión se mantiene
por un periodo de tiempo en SetPoint y la frecuencia aún está en la
zona de frecuencia de parada es que el PLC considera necesario
inyectar un delta de presión por corto tiempo llamda "TBosting"
        Ref1=Ref1*(100+PBoosting)/100; %Esta es el valor de presión de
presurización por un periodo muy corto de unos 3 segundos
    end
    if taux2>(Tespera+TBosting);taux1=t2;end % Luego del periodo de
los 10 segundos aprox continuos, mantiene unos 3 segundos "TBosting"
adicionales de presurización para verificación de caudal cero
else
    taux1=t2; % taux1 es el tiempo u hora en que el PLC cree que la
sistema entra al periodo de caudal cero y a partir de esta hora el
contador "taux2" comienza a contar.
end % "t2" es el reloj, es el tiempo absoluto y cuenta el
tiempo desde que inicia la simulación

%Parada - Inicio
if (f<fminparada && P1>Pparada && t2>30 && P1>75) % Los valores "t2>30
y P>75" es solamente para iniciar la simulación por los primeros 30
segundos ya que el sistema se considera en operación luego de la
puesta en marcha que es cuando las tuberías ya están llenas de agua y
han llegado a la presión requerida.
    Ref1=0;% Si la frecuencia ya es baja y la presión está por encima
de la presión del set point o por encima de Pparada, entonces el
consumo de caudal es cero por lo que el PLC manda a la bomba a
desacelerar convirtiendo el Set Point en cero.
end
Intp=0;
if (f<35 && Ref1==0) % si el Set Point es cero y la frecuencia es muy
baja por debajo de lo recomendable para el equipo de bombeo, el PLC
manda a parar la bomba, en general los equipos no deberían operar por
debajo de los 35Hz
    Intp=1;f=0; % La bomba para y se reinicia o resetea el controlado
PI 1
end

```

```

%reset=Intp;

%Parada - Fin
%Decisiones - Fin

%Calculo de Error - Inicio
    M1=(20-4)/RangoSensor1; e1=M1*(Ref1-P1);
    M2=(20-4)/RangoSensor2; e2=M2*(Ref2-P2);
%Calculo de Error- Fin

VS=0;if f>47.3;VS=1;end % Cuando la la bomba trabaja por encima de
esta frecuencia, quiere decir que necesita pasar caudal para el piso
superior por lo que manda a abrir la válvula solenoide "VS = 1", esta
frecuencia se calcula con el caudal máximo que deja pasar la válvula
de control sin afectar la presión del Set Point en P2.

function [P1,P2, q,VTq,qTq]=
MotorBombaTHSuccion(P11,PTq,fPID,qs,x,VTq,VSol)

a0=126.711572148238;a1=-1.05063958929917;a2B=0.0173436250560651;a3=-
0.0688425654215344;%Aquí van los datos de la hidráulica bomba
fN=60;%Frecuencia Nominal de motor
hkB=3;%Altura de nivel de agua de succión respecto al impulsor de la
bomba
VTqL=100;Pi=56.4;qmaxTq=3.5; %Características del Tanque
Hidroneumático
kTq=6.27395;%Constante de Hazzen Williams por pérdidas en accesorios
por el ingreso de agua al tanque hidroneumático
Pa=10.3;%Presión atmosférica donde se encuentra a bomba

f=fPID;

%Tanque Hidroneumático - Inicio
if VTq<0;VTq=0;end
%Aquí utilizaremos la ecuación (2.22) para hallar el caudal que entra
o
%sale del TH, qTq. A2 es la presión absoluta de aire en interior TH y
A3 es
%la presión absoluta del agua justo antes de entrar al TH.
A1= (PTq+Pa);A2=(Pa+Pi)*VTqL/(VTqL-VTq);A3=A1-A2;
if A3>0
    qTq=(1/kTq*A3)^0.5;
else
    qTq=-((1/kTq*-A3)^0.5);
end

if (PTq<Pi && VTq<=0);qTq=0;end
%Tanque Hidroneumático - Fin

%Bomba+Motor - Inicio
q = qTq+qs;
if q<0
    qTq=-qs;q=0;
    PTq=A2-Pa-kTq*qTq^2;P1=PTq;
else

```

```

    if f<=2;f=2;end
    P1=(a0*(f/fN)^2+hkB)+a1*(f/fN)*q+(a2B)*q^2+a3*(fN/f)*q^3;
    if P1<1;P1=1;end
end
%Bomba+Motor - Fin

%Presión en el piso superior - Inicio
h2=66.15;qs2max=4.2;PerdPorc1=0.2;nPorcentajeQ2 = 0.5;Cv=0.3;
k2=PerdPorc1*h2/qs2max^2;qs2=qs*nPorcentajeQ2;

if x<0.01;x=0.01;end
P2=P11-h2-k2*qs2^2-x^-2*(qs2/Cv)^2;

if VSol==1
    Kv1=x^-2*(1/Cv)^2;Kv2=0.06;
    P2=P11-h2-k2*qs2^2-(Kv1*Kv2/(Kv1^0.5+Kv2^0.5)^2)*qs2^2;
end
if P2<0.1;P2=0.1;end
%Presión en piso superior- Fin

% FIN DE LA PLANTA

function [e1,f, reset, e2,taux2, taux1,VS,tArrq,tArrqaux2] =
PLC(mA,P1,P2,Ref1,Ref2,taux2, taux1,t2,IntpAux,tArrqaux1)

%Antes convertimos la señal de mA en su equivalente en frecuencia en
Hz
%para que utilicemos el mismo lenguaje en función de la frecuencia
f=(mA-4)*3.75;

%CONTROLADOR - 1ERA PARTE Decisiones - Inicio
fparada=47;
fminparada=0.96*fparada;fmaxparada=1.017*fparada;Pparada=0.99*Ref1;SP1
=Ref1;
if (f<fmaxparada && P1>Pparada)
    taux2=t2-taux1;
    if (taux2>10 && f>fminparada)
        Ref1=1.02*Ref1;
    end
    if taux2>13;taux1=t2;end
else
    taux1=t2;
end

%Parada - Inicio
if (f<fminparada && P1>Pparada && t2>30 && P1>75)
    Ref1=0;
end
Intp=0;
if (f<35 && Ref1==0)
    Intp=1;f=0;
end
reset=Intp;
%ModoArranque= ModoArranqueAux;

RampaRef=SP1/15;Ref1Aux=Ref1;
if t2==0;tArrqaux1=0;end

```

```

tArrq=tArrqaux1;
if IntpAux>Intp;tArrq=t2;end

tArrqaux2=t2-tArrq;
%if tArrqaux2>15;
%   Refl=RampaRef*tArrqaux2;
%   % if (t2>100 && Refl<P1);Refl=P1;end
%end
%if Refl>ReflAux;Refl=ReflAux;end

%Parada - Fin
%Decisiones - Fin

%Calculo de Error - Inicio
Error1 = Refl-P1; FactorSensor1=0.157;e1=FactorSensor1*Error1;
Error2 = Ref2-P2;FactorSensor2=0.784;e2=FactorSensor2*Error2;
%Calculo de Error- Fin
%CONTROLADOR - 1ERA PARTE Decisiones - FIN
VS=0;
if f>47.3;VS=1;end

function [Kpp, Kii] = GananciaProgramada(intplo0,f)

%A continuación viene la ganancia programada
if f<=50.49
    Kpp=2.07;Kii=2.05;%2.2
elseif f<57.01 && f>50.49
    Kpp=1.69;Kii=0.36;
else
    Kpp=1.44;Kii=0.22;
end
% Lo de arriba se utiliza para valores de Ganancia Programada

% En caso se desactive la Ganancia Programada, se utilizará los
siguientes
% valores empíricos de Kp y Ki

if intplo0==0
    Kpp=5;Kii=0.2;
end

end

function [Kpp, Kii] = GananciaProgramada2()

    Kpp=2.8;Kii=14.8;

end

```

ANEXO 3

Cálculo del término del caudal que ingresa y sale dl Tanque Hidroneumático q_{TqMAX}

Si quisiéramos saber el error máximo dentro de este rango definido por K_{TqL} que es la variación u oscilación máxima de presión, a continuación, calcularemos la derivada de la diferencia de ambas expresiones.

$$e = \Delta P_{NL} - \Delta P_L$$

$$e = K_{Tq} \cdot q_{Tq}^2 - \frac{K_{TqL} \cdot P_0}{q_{TqMAX}} \cdot q_{Tq} \quad (A3.1a)$$

$$\frac{de}{dq_{Tq}} = 2 \cdot K_{Tq} \cdot q_{Tq} - \frac{K_{TqL} \cdot P_0}{q_{TqMAX}}$$

Para el error máximo, sucederá cuando $\frac{de}{dq_{Tq}} = 0$

$$2 \cdot K_{Tq} \cdot q_{Tq} - \frac{K_{TqL} \cdot P_0}{q_{TqMAX}} = 0$$

$$q_{Tq} = \frac{K_{TqL} \cdot P_0}{2 \cdot K_{Tq} \cdot q_{TqMAX}} \quad (A3.1b)$$

Reemplazando (A3.1b) en (A3.1a), el error máximo es:

$$e_{Max} = K_{Tq} \cdot \left(\frac{K_{TqL} \cdot P_0}{2 \cdot K_{Tq} \cdot q_{TqMAX}} \right)^2 - \frac{K_{TqL} \cdot P_0}{q_{TqMAX}} \cdot \frac{K_{TqL} \cdot P_0}{2 \cdot K_{Tq} \cdot q_{TqMAX}}$$

$$e_{Max} = \frac{1}{4 \cdot K_{Tq}} \cdot \left(\frac{K_{TqL} \cdot P_0}{q_{TqMAX}} \right)^2 \quad (A3.2)$$

Cabe mencionar que para el valor de K_{TqL} estamos considerando 5% para la comprobación de las linealizaciones; pero nuestro objetivo es no superar el 2% por lo que este error máximo disminuirá a menos del 16% (según fórmula obtenida 2.35) de que si K_{TqL} fuera 5%.

Cálculo del término q_{TqMAX}

Ahora calculamos q_{TqMAX}

a. Para $q_{Tq} = 0 \rightarrow P = P_0$

$$P_0 = P_{Tq0} - K_{Tq} \cdot q_{Tq}^2 + P_a$$

$$\boxed{P_0 = P_{Tq0} + P_a} \quad (A3.3)$$

b. Para una máxima variación de $K_{TqL} = 5\%$ de P_0 tendremos un q_{TqMAX}

$$P_{Tq} + P_a = (K_{TqL} + 1) \cdot P_0 \quad \text{ó} \quad P_{Tq} + P_a = 1.05P_0$$

$$P = P_0 ; q_{Tq} = q_{TqMAX}$$

$$P_0 = (K_{TqL} + 1) \cdot P_0 - K_{Tq} \cdot q_{TqMAX}^2$$

$$K_{Tq} \cdot q_{TqMAX}^2 = (K_{TqL} + 1) \cdot P_0 - P_0$$

$$q_{TqMAX} = \pm \sqrt{\frac{K_{TqL} \cdot P_0}{K_{Tq}}} \quad (A3.4)$$

c. Usando el método de cálculo de pérdidas de presión por fricción en accesorios, obtenemos (*Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*, C. Mataix, 2001, pág.236-246):

$$\frac{V_{TqMAX}^2}{2g} \cdot K_{accTq} = K_{TqL} \cdot P_0$$

Las velocidades máximas, podemos tener en cuenta que están alrededor de los 3m/s (*Instalaciones Sanitarias para Edificaciones*, J.Beteta, 2006, pág.37), este valor nos servirá de referencia para comparar con los resultados que nos den las simulaciones de V_{TqMAX} .

$$V_{TqMAX} = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot (K_{TqL} \cdot P_0)}{K_{accTq}}} \quad \text{ó} \quad V_{TqMAX} = \sqrt{\frac{2g \cdot (0.05P_0)}{K_{accTq}}} \quad (A3.5)$$

Con V_{TqMAX} podremos obtener el q_{TqMAX} , del siguiente modo: $q_{TqMAX} = V_{TqMAX} \cdot A_{CT}$

Reemplazando: *((Hidráulica de Tuberías, J. Saldarriaga, 2001, pág. 40)*

$$q_{TqMAX} = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot (K_{TqL} \cdot P_0)}{K_{accTq}}} \cdot A_{CT} \quad (A3.6)$$

A_{CT} : es sección de la conexión de tubería del Tanque Hidroneumático

De acuerdo con la condición inicial de una variación máxima del 5% de presión dentro del tanque hidroneumático que corresponde a un $K_{TqL} = 5\%$, que es precisamente cuando la velocidad y caudal serán máximas durante el ingreso o salida del agua del Tanque Hidroneumático.

De (A3.4) tenemos K_{Tq} :

$$K_{Tq} = \frac{K_{TqL} \cdot P_0}{q_{TqMAX}^2} \quad (A3.7)$$

(*) Para el cálculo del caudal máximo proyectado del edificio se puede utilizar el método de Hunter (J. Beteta, 2006.), que es uno de los más utilizados.

ANEXO 4

Comprobación de las linealizaciones del sistema.

A continuación, una representación gráfica de una parte de la planta (Electrobomba + Tanque Hidroneumático) en donde se aprecia el sistema real no lineal con el sistema linealizado según lo calculado en el capítulo 2. La línea curva verde es la planta no lineal para cada escenario.

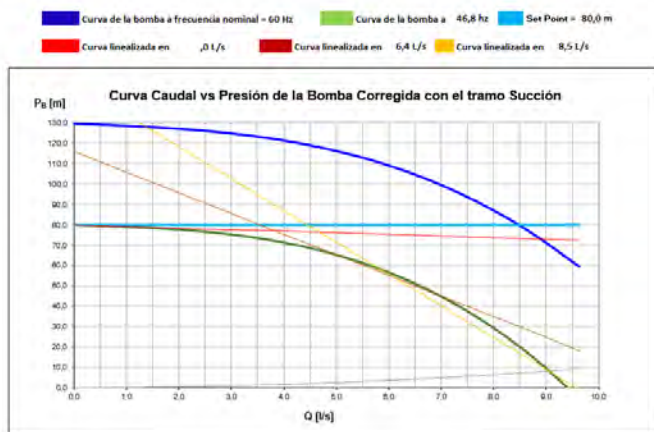


Figura A4.1

El sistema linealizado para caudal=0 coincide con la planta no lineal en este punto, pero los otros 2 sistemas linealizados no coinciden.

Escenario 1: A caudal casi cero.

Del mismo modo que el escenario anterior para un caudal intermedio, el sistema linealizado en el punto a caudal intermedio coincide con la planta no lineal, los otros 2 sistemas linealizados no coinciden.

Escenario 2: A caudal intermedio.

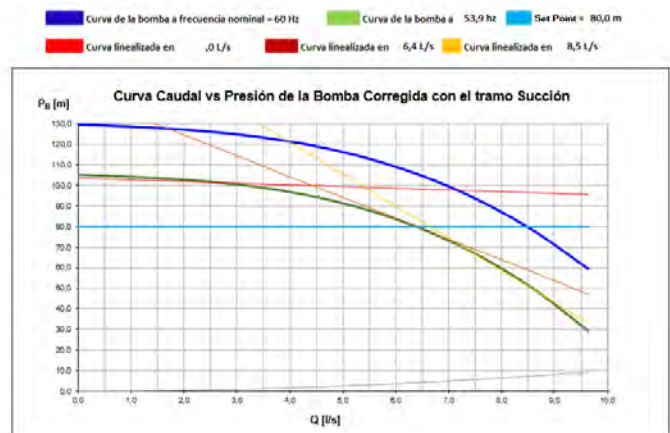


Figura A4.2

Al igual que los 2 escenarios anteriores, el sistema linealizado a caudal máximo es que el coincide con la planta no lineal en este caudal.

Escenario 3: A caudal máximo.

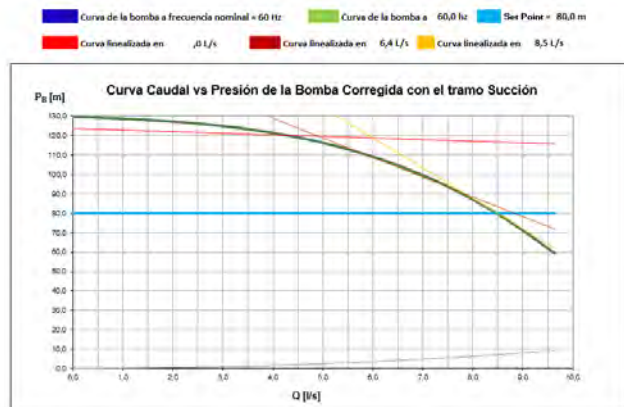


Figura A4.3

Es evidente que las linealizaciones coinciden efectivamente en caudal, presión y frecuencia con la planta no lineal. No obstante, se destaca una notoria diferencia entre las tres expresiones linealizadas en los tres puntos de caudal mencionados.

SISTEMA SISO 1 DESACOPLADO

El propósito de esta sección es verificar la eficacia de la aproximación de la planta de primer orden, calculada según el método descrito en el capítulo 3, con el modelo de la planta real no lineal. En esta verificación, se dará prioridad a los tiempos de levantamiento y de asentamiento como parámetros clave. Posteriormente, se aplicará el método propuesto en el capítulo 3 para calcular los parámetros del controlador PI a partir de una función de transferencia de 2 polos y 1 cero. Este método, presentado en este trabajo, utiliza como punto de partida la planta de primer orden mencionada, lo que nos permitirá calcular rápidamente los parámetros K_p y K_i .

Se simulará la planta SISO desacoplada en bucle abierto frente a la estimulación de una entrada de escalón en miliamperios (mA). Para ello, se aplicará una entrada de escalón en mA a las siguientes plantas en lazo abierto del sistema desacoplado para cada escenario:

- Planta no lineal desarrollada: Representada por una línea de color azul en las figuras A4.5, A4.7 y A4.9.
- Planta linealizada obtenida de segundo orden: Representada por una línea de color rojo en las figuras A4.5, A4.7 y A4.9.
- Planta de primer orden aproximada según la metodología desarrollada en el capítulo 3: Representada por una línea de color anaranjado en las figuras A4.5, A4.7 y A4.9

A continuación, se presenta para cada escenario un diagrama de bloques con su correspondiente gráfica de simulaciones.

Experimento en el escenario a caudal casi cero.

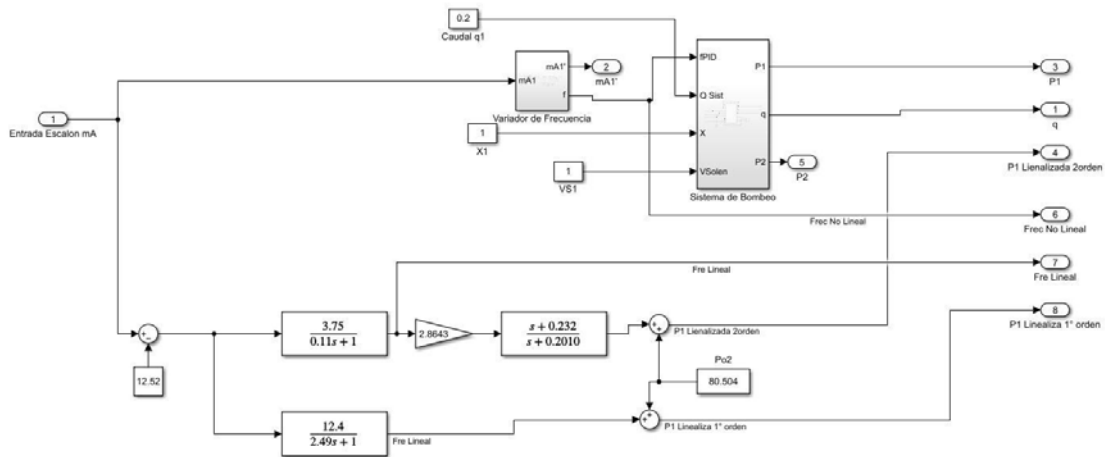


Figura A4.4

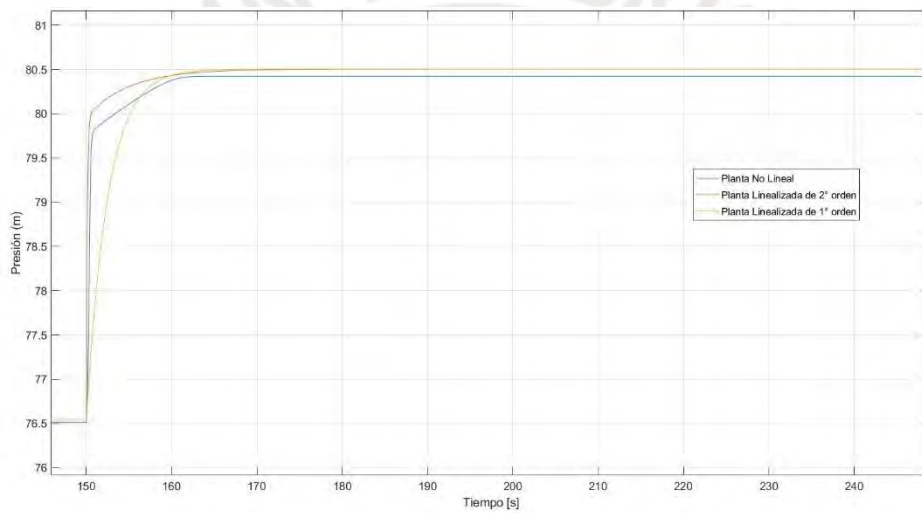


Figura A4.5 Valor de la Presión en sensor 1.

Experimento en el escenario a caudal intermedio

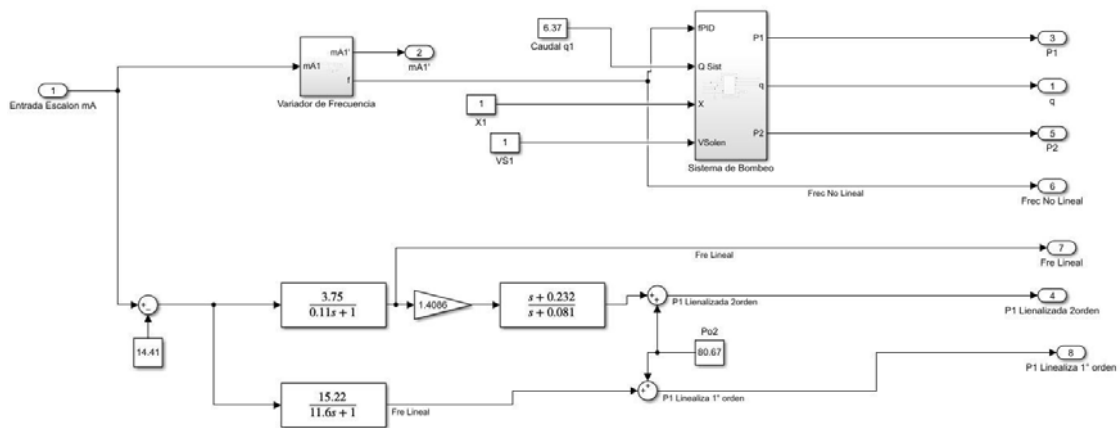


Figura A4.6

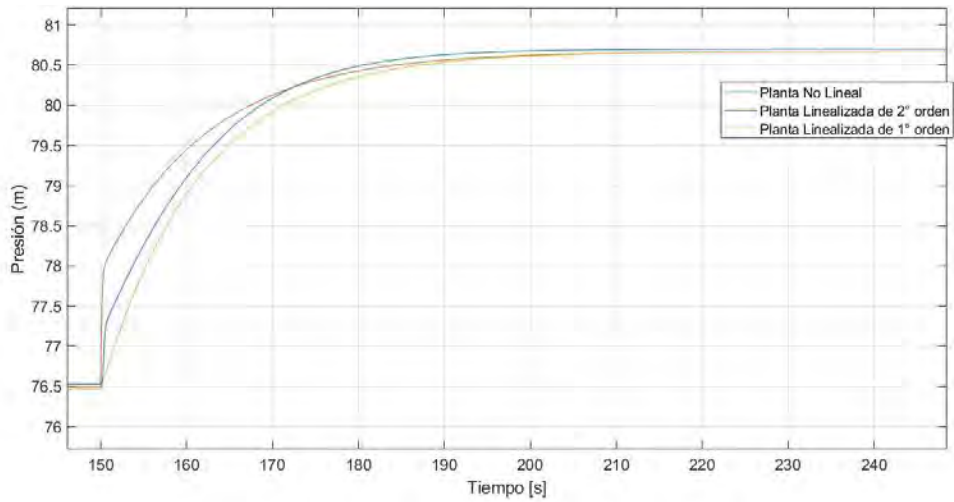


Figura A4.7. Valor de la Presión en sensor 1.

Experimento en el escenario a caudal máximo

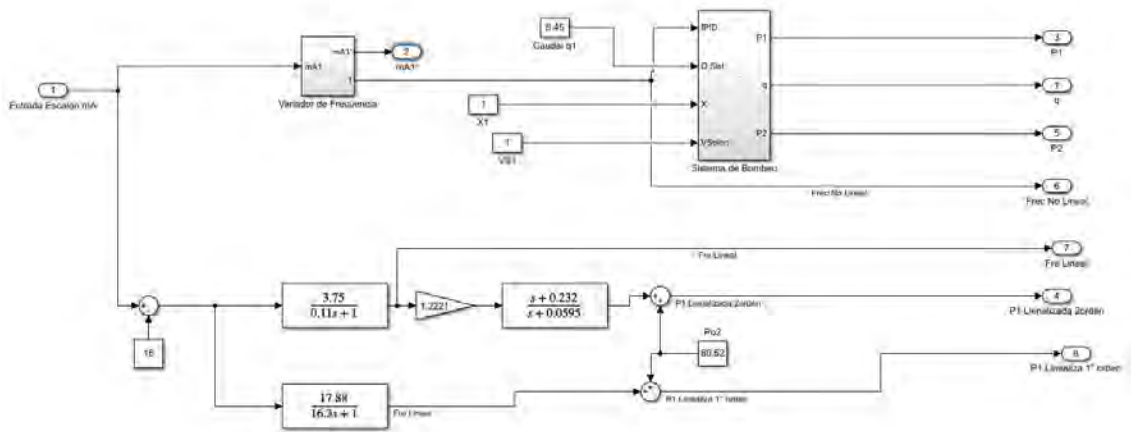


Figura A4.8

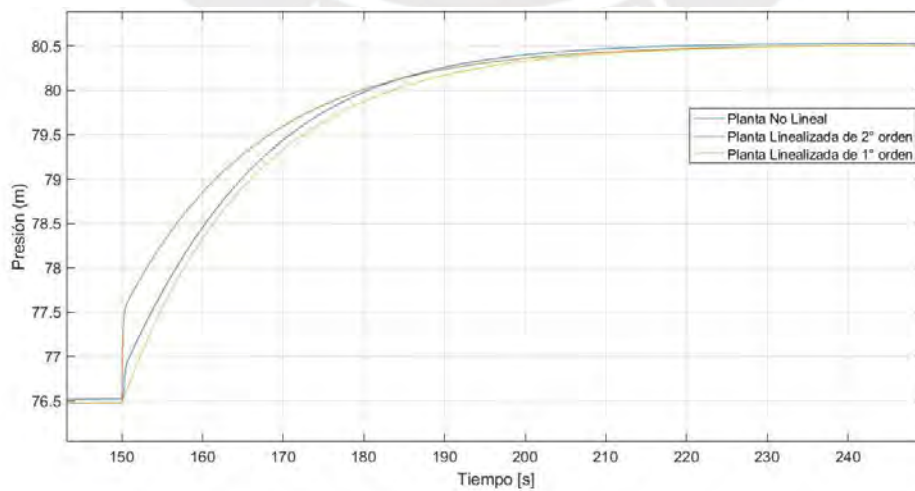


Figura A4.9. Valor de la Presión en sensor 1

Conclusiones generales de las simulaciones

En general se puede apreciar que la planta de primer orden aproximada se acerca mucho a la planta real linealizada y a la planta no lineal en lo referente al tiempo de asentamiento hasta el 2% de error de la amplitud; aunque en la primera parte de la gráfica se aprecia una diferencia clara (tiempo de levantamiento); a pesar de esta diferencia creemos que su influencia no sería tan impactante para el cálculo de los parámetros del PI de acuerdo con el método planteado.

Plantas linealizadas para cada escenario

De acuerdo, a las expresiones linealizadas, las funciones transferencia para cada escenario queda como sigue (consideremos la función que es afectada por la señal de control en mA el otro componente es la perturbación). Aquí la función transferencia para cada escenario:

Sistema SISO 1:

Caudal	VARIADOR DE FRECUENCIA	ELECTROBOMBA + SISTEMA	M1
Caudal cero	$\frac{3.75}{0.08 \cdot s + 1}$	$\frac{2.8643 \cdot (s + 0.232)}{s + 0.2010}$	0.157
Caudal intermedio	$\frac{3.75}{0.08 \cdot s + 1}$	$\frac{1.4086 \cdot (s + 0.23191782)}{s + 0.081}$	0.157
Caudal máximo	$\frac{3.75}{0.08 \cdot s + 1}$	$\frac{1.2221 \cdot (s + 0.23191782)}{s + 0.05945484}$	0.157

Figura A4.10

Sistema SISO 2:

Caudal	Válvula de Control		M2
Punto de equilibrio	$\frac{K_{Val1}}{T_{val} \cdot s + 1}$	$\frac{\partial P2}{\partial X}$	Km
Caudal cero	$\frac{0.0625}{0.46 \cdot s + 1}$	29.7	0.784
Caudal intermedio	$\frac{0.063}{0.46 \cdot s + 1}$	203.7	0.784
Caudal máximo	$\frac{0.063}{0.46 \cdot s + 1}$	357.7	0.784

Figura A4.11

Hoja de cálculo en Excel

Considerando todos los cálculos y modelos matemáticos desarrollados en los capítulos 2 y 3, tanto de la planta No Lineal como Linealizada, decidimos crear una hoja de cálculo en Excel. Esta herramienta, al ingresar los datos específicos de la planta, como los de la bomba, edificio, sensores y actuadores, nos facilita el cálculo rápido de los valores óptimos del controlador K_p y K_i para distintos escenarios de consumo de caudal. Esto nos permite ajustar dichos parámetros según la demanda del sistema. Aquí es donde obtenemos fácilmente los valores de la Ganancia Programada, que a su vez se utilizarán para implementar el controlador avanzado.

Para nuestro trabajo de tesis, hemos dividido la investigación en 3 escenarios. A continuación, presentamos los diagramas de bloques generados por esta hoja de Excel:

Escenario 1: A Caudal CERO

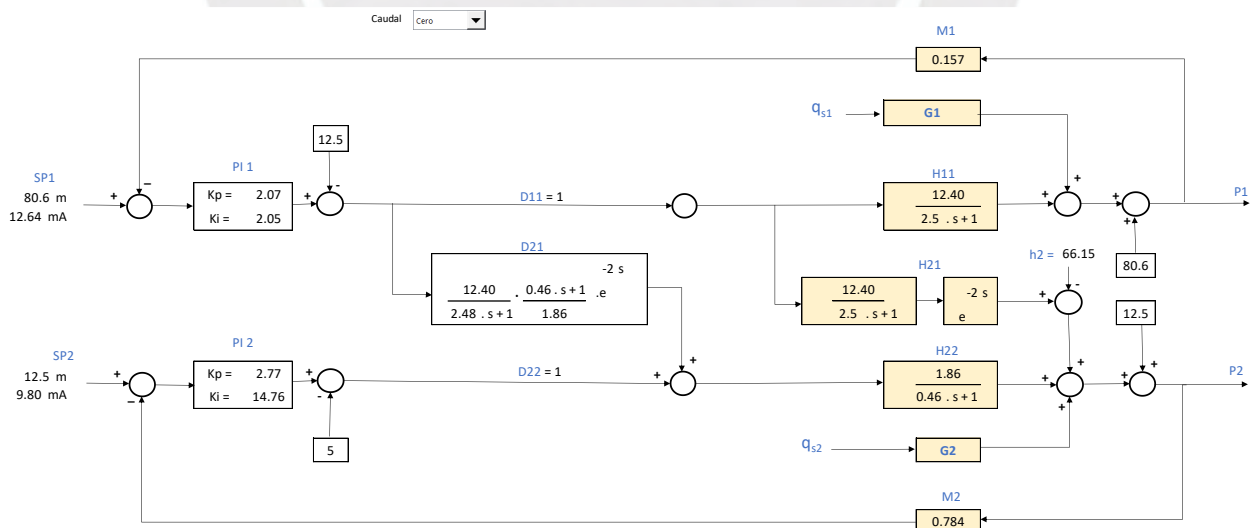


Figura A4.12

Escenario 2: A Caudal INTERMEDIO

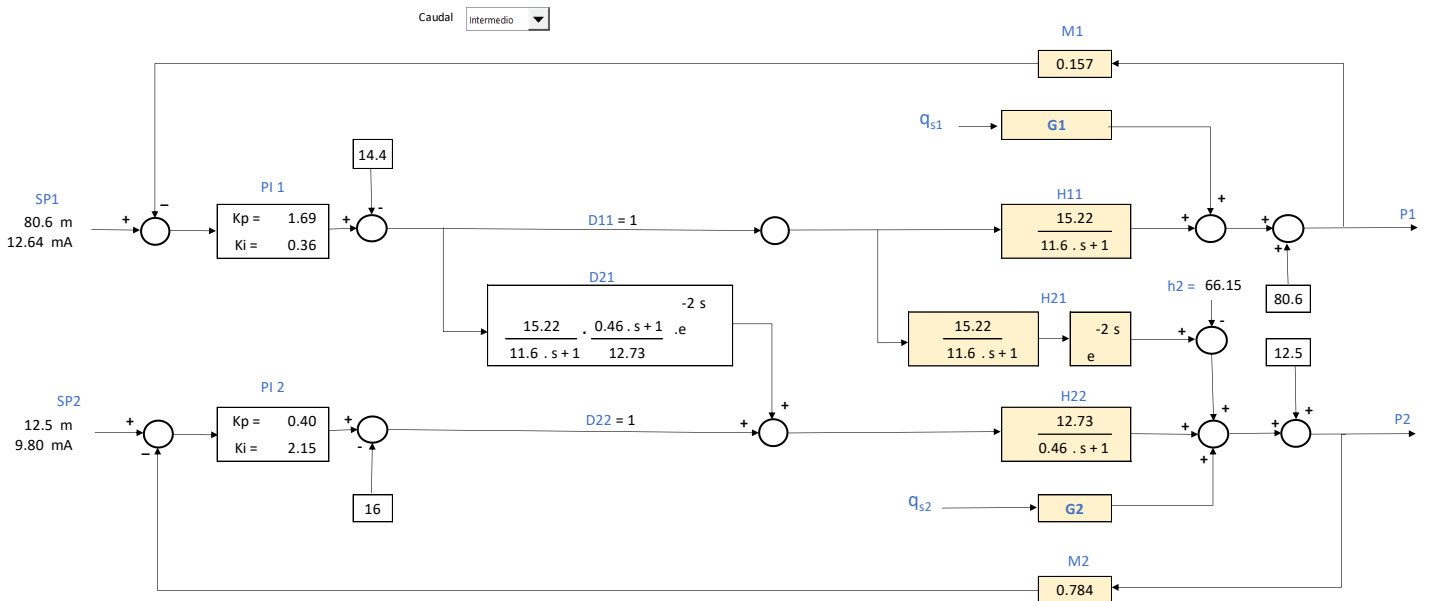


Figura A4.13

Escenario 3: A Caudal MÁXIMO

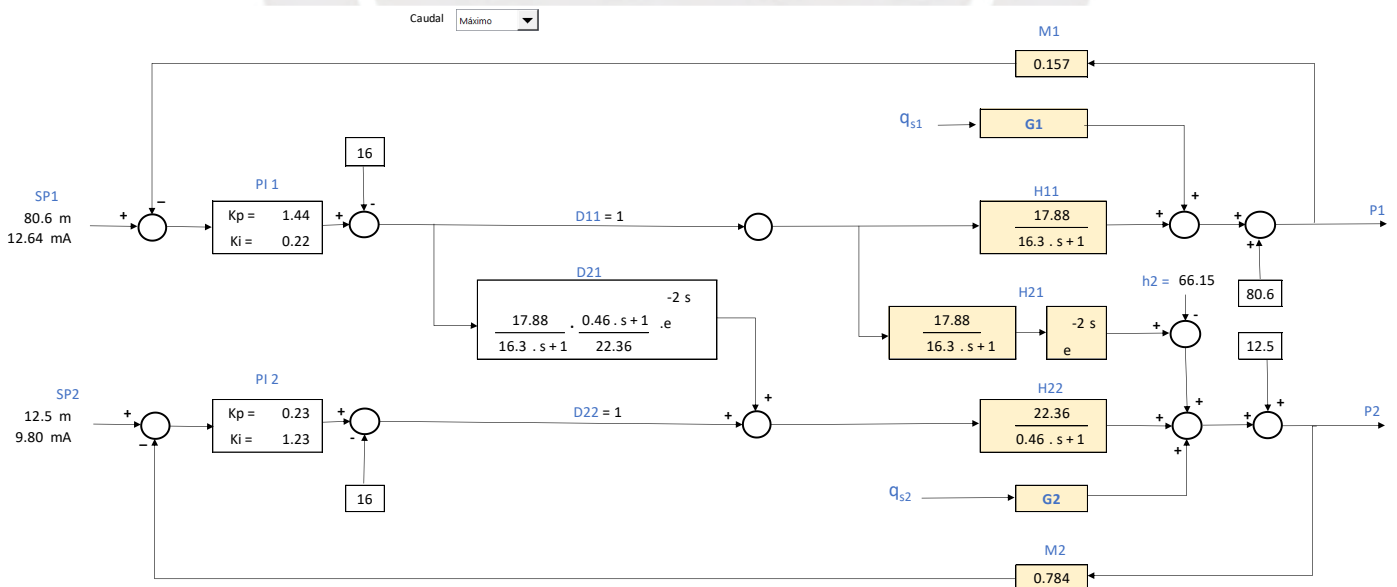


Figura A4.14

ANEXO 5

Otras ecuaciones que intervienen en la ecuación de control

Obtención de la Frecuencia de Parada:

$$\frac{h_{S.P.}}{h_{\partial q=0; f_N=60}} = \left(\frac{f_{PARADA}}{f_N} \right)^2$$

$$f_{PARADA} = f_N \cdot \sqrt{\frac{h_{SP}}{h_{q=0; f_N=60}}} \quad (A5.1)$$

$$f_{MAX} = f_N = 60\text{Hz}$$

$$P_1 = h + h_1 - K_1 q^2$$

$$q = 0 \quad P_{Bq=0} = h_{q=0} + h_{KB}$$

$$P_{Bsp} = h_{sp} + h_{KB}$$

$$h_{sp} = P_{Bsp} - h_{KB}$$

$$hq = 0$$

$$\frac{P_{Bsp} - h_{KB}}{hq = 0} = \left(\frac{f_p}{f_N} \right)^2$$

$$f_p = f_N \sqrt{\frac{P_{Bsp} - h_{KB}}{hq=0}} \quad (A5.2)$$

Relación entre Caudal y Velocidad

$$Q_{TqMax} = V_{TqMax} \cdot A \quad (A5.3)$$

ANEXO 6

Especificaciones Técnicas de las prestaciones de la válvula de control

La siguiente tabla fue extraída del documento: Guía de válvulas de control de la marca Emerson Fisher

Guía de válvulas de control | Capítulo 2: Prestaciones de la válvula de control

Tiempo de respuesta de la válvula			
	Paso progresivo	Segundos T(d)	Segundos T63
ESPEC. ENTECH TAMAÑO VÁLVULA 4 PULG.	%	±0.2	±0.6
Válvula A (Fisher V150HD/1052(33)/3610)			
Acción de válvula: Apertura	2	0,25	0,34
Acción de válvula: Cierre	-2	0,50	0,74
Acción de válvula: Apertura	5	0,16	0,26
Acción de válvula: Cierre	-5	0,22	0,42
Acción de válvula: Apertura	10	0,19	0,33
Acción de válvula: Cierre	-10	0,23	0,46
Válvula B			
Acción de válvula: Apertura	2	5,61	7,74
Acción de válvula: Cierre	-2	0,46	1,67
Acción de válvula: Apertura	5	1,14	2,31
Acción de válvula: Cierre	-5	1,04	2
Acción de válvula: Apertura	10	0,42	1,14
Acción de válvula: Cierre	-10	0,41	1,14
Válvula C			
Acción de válvula: Apertura	2	4,4	5,49
Acción de válvula: Cierre	-2	NR	NR
Acción de válvula: Apertura	5	5,58	7,06
Acción de válvula: Cierre	-5	2,16	3,9
Acción de válvula: Apertura	10	0,69	1,63
Acción de válvula: Cierre	-10	0,53	1,25
NR = No responde			

Figura A6.1

La siguiente tabla fue extraida de la siguiente hoja técnica:

Series 240
 Type 3241-1 and Type 3241-7 Pneumatic Control Valves
 Type 3241 Globe Valve
 ANSI versión
 Marca Samson

Table 3.3: Versions with flow divider St I (C_v/K_{vs}) · Areas highlighted in gray indicate versions also with pressure balancing

C_v		-	1.7	2.6	4.2	7	10.5	17	26	42	62	85	67	105	170	275	265	375	650	1040	1560	
K_{vs}		-	1.45	2.2	3.6	5.7	9	14.5	22	36	54	72	57	90	144	234	225	320	560	900	1350	
NPS	DN																					
1/2	15				•	•	•															
3/4	20				•	•	•															
1	25				•	•	•															
1 1/2	40						•	•	•	•												
2	50						•	•	•	•	•											
2 1/2	65									•	•	•										
3	80									•	•	•	•									
4	100												•	•	•	•						
6	150												•	•	•	•	•					
8	200													•	•		•	•	•			
10	250													•	•		•	•	•	•		
12	300														•		•	•	•	•	•	•

Figura A6.2

