

GUÍAS

Medidas
de Ahorro
Energético en
los Circuitos
Hidráulicos

013



www.idae.es



MEDIDAS DE AHORRO ENERGÉTICO EN LOS CIRCUITOS HIDRÁULICOS



Guía IDAE: Medidas de Ahorro Energético en los Circuitos Hidráulicos

Esta guía continúa la Colección de Ahorro y Eficiencia Energética en Climatización

Edita: IDAE

Maquetación e Impresión: Composiciones RALI S.A.

Madrid, mayo de 2017

La presente guía ha sido redactada por la Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración (ATECYR) para el Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE), con el objetivo de promocionar la eficiencia en el uso final de la energía en los edificios. Agradecemos a todas las personas que han participado en la elaboración de esta guía y en particular a Pedro G. Vicente Quiles y al Comité Técnico de ATECYR responsable de su revisión técnica.

Cualquier reproducción, parcial o total, de la presente publicación debe contar con la aprobación por escrito del IDAE.

Índice de contenidos

1. Introducción	15
1.1. Funcionamiento de las instalaciones a carga parcial	15
1.2. Simulación de la demanda del edificio.....	18
1.3. Propuesta de histogramas de funcionamiento	21
2. Bombas hidráulicas	27
2.1. Balance energético en bombas. Rendimientos	28
2.2. Mejoras en la eficiencia del transporte de energía	30
2.2.1. Eficiencia energética en el diseño y dimensionado de los circuitos	31
2.2.2. Problemas en la reducción del caudal de un circuito existente	32
2.3. Modelización de las bombas	32
2.3.1. Curva de presión diferencial frente al caudal	33
2.3.2. Curva de potencia consumida frente al caudal	35
2.3.3. Curva de rendimiento de la bomba frente al caudal	35
2.3.4. Curva de rendimiento del motor eléctrico frente a potencia en el eje	36
2.3.5. Curva de rendimiento del variador de frecuencia frente a potencia del motor	37
2.4. Modelización de las bombas a velocidad variable	37
2.4.1. Bomba funcionando a presión diferencial constante	41
2.4.2. Bomba funcionando a presión diferencial variable.....	43
3. Válvulas de control y de equilibrado	46
3.1. Unidades terminales.....	46
3.1.1. Pérdida de presión de las Unidades Terminales	46
3.1.2. Potencia térmica de las Unidades Terminales a cargas parciales.....	47
3.2. Válvulas de control	49
3.2.1. Válvulas de control de 3 vías.....	52
3.2.2. Válvulas de control de 2 vías.....	55
3.3. Válvulas de equilibrado	58
3.3.1. Válvulas de equilibrado estáticas.....	58
3.3.2. Válvulas de equilibrado dinámicas	59
3.3.3. Válvulas de equilibrado dinámicas con control de caudal.....	61

4. Funcionamiento de circuitos secundarios	63
4.1. Control mediante válvulas de 3 vías	63
4.1.1. Control todo/nada o control proporcional	64
4.1.2. Equilibrado estático o equilibrado dinámico	66
4.1.3. Bomba a velocidad constante o variable	67
4.2. Conexión mediante válvulas de 2 vías	70
4.2.1. Control todo/nada o control proporcional	70
4.2.2. Modificación del caudal en función del control	71
4.2.3. Equilibrado estático frente equilibrado dinámico	73
4.2.4. Bomba a velocidad constante o variable	79
4.3. Análisis de las distintas soluciones	80
4.3.1. Resultados del circuito equilibrado con válvulas estáticas	80
4.3.2. Resultados del circuito equilibrado con válvulas dinámicas	82
4.3.3. Resultados del circuito equilibrado con válvulas de control dinámicas	85
4.3.4. Análisis energético de las distintas soluciones de caudal variable	87
5. Ejemplo cálculo de ahorros	95
5.1. Planteamiento del sistema	95
5.2. Circuito con equilibrado estático	96
5.2.1. Curva resistente de la instalación	96
5.2.2. Selección de la bomba	99
5.2.3. Bomba a velocidad constante	102
5.2.4. Bomba a velocidad variable, funcionando con $\Delta p = \text{constante}$	103
5.2.5. Bomba a velocidad variable, funcionando con $\Delta p = \text{variable}$	105
5.3. Circuito con equilibrado dinámico	106
5.3.1. Curva resistente de la instalación	107
5.3.2. Selección de la bomba	109
5.3.3. Determinación del punto de funcionamiento de la instalación	110
5.3.4. Bomba a velocidad constante	111
5.3.5. Bomba a velocidad variable, funcionando con $\Delta p = \text{constante}$	113
5.3.6. Bomba a velocidad variable, funcionando con $\Delta p = \text{variable}$	115
5.4. Circuito con válvulas dinámicas de equilibrado y control	117
5.4.1. Curva resistente de la Instalación	117
5.4.2. Selección de la bomba	118
5.4.3. Bomba a velocidad constante	119
5.4.4. Bomba a velocidad variable, funcionando con $\Delta p = \text{constante}$	120
5.4.5. Bomba a velocidad variable, funcionando con $\Delta p = \text{variable}$	120
5.5. Comparación entre los distintos sistemas	121
5.6. Análisis de consumos y ahorros por zonas climáticas	128

6. Circuitos primarios	137
6.1. Análisis de funcionamiento de circuitos hidráulicos.....	137
6.1.1. Problemas de funcionamiento por mal diseño	139
6.2. Circuitos con varios equipos generadores	141
6.3. Ahorros en circuitos primarios a caudal variable.....	144
6.3.1. Ahorro por parada de la bomba con el generador.....	144
6.3.2. Ahorro por regulación de la bomba del generador	145
7. Bibliografía	149

Índice de figuras

Figura 1.1. Consumo energético de una instalación compuesta por enfriadora de dos compresores, bomba de primario y 2 bombas de secundario.	16
Figura 1.2. Carga de la enfriadora hora a hora determinada a partir de las mediciones de la Figura 1.1.	17
Figura 1.3. Simulación de la demanda horaria de energía de un edificio situado en la zona climática B4. Datos en bruto para las 8.760 horas del año recogidos directamente de la simulación.	18
Figura 1.4. Simulación de la demanda horaria de energía de un edificio situado en la zona climática B4. Datos corregidos, limitados a 100 W/m ² en calefacción y en refrigeración.	19
Figura 1.5. Simulación de la demanda horaria de energía de un edificio situado en la zona climática B4. Datos correspondientes a la demanda horaria de calefacción de los días del 22/1 al 4/2.....	19
Figura 1.6. Simulación de la demanda horaria de energía de un edificio situado en la zona climática B4. Datos correspondientes a la demanda horaria de refrigeración de los días del 30/7 al 12/8.....	20
Figura 1.7. Histograma horario de la carga de la instalación en régimen de calefacción (zona climática B4, 16 h).....	20
Figura 1.8. Histograma horario de la carga de la instalación en régimen de refrigeración (zona climática B4, 16 h).....	21
Figura 2.1. Medida del funcionamiento de una bomba. Medidas de potencia eléctrica consumida, caudal y presión en la aspiración y en la impulsión	29
Figura 2.2. Ejemplo práctico de realización del balance energético de una bomba.....	30
Figura 2.3. Curvas típicas de funcionamiento de una bomba de rotor seco comercial.....	33
Figura 2.4. Ajuste a una ecuación de segundo grado de la curva característica de una bomba de rotor seco proporcionada por un fabricante	34
Figura 2.5. Modelización de curva de potencia en el eje de una bomba de rotor seco.	35
Figura 2.6. Modelización de la curva de rendimiento de una bomba de rotor seco. Línea continua: potencia útil entre potencia en el eje. Línea discontinua: potencia útil entre potencia eléctrica consumida.....	36
Figura 2.7. Curvas características de una bomba a distintas frecuencias de funcionamiento obtenidas mediante análisis dimensional.....	39

Figura 2.8. Curvas de rendimiento de una bomba a distintas frecuencias de funcionamiento obtenidas mediante análisis dimensional.....	39
Figura 2.9. Curvas de potencia en el eje de una bomba a distintas frecuencias de funcionamiento obtenidas mediante análisis dimensional.....	40
Figura 2.10. Curvas de potencia eléctrica consumida de una bomba a distintas frecuencias de funcionamiento.	41
Figura 2.11. Rendimientos globales de la bomba a distintas frecuencias de funcionamiento.	41
Figura 2.12. Curvas de funcionamiento de una bomba controlada a presión diferencial constante.	42
Figura 2.13. Curvas de funcionamiento de una bomba controlada a presión diferencial variable. ..	43
Figura 3.1. Izquierda: válvulas de control de 2 y de 3 vías. Derecha: accionadores todo nada y proporcionales a una señal 0 – 10 voltios.....	45
Figura 3.2. Izquierda: válvula de equilibrado estática. Centro: válvula de equilibrado dinámica con ajuste manual del caudal. Derecha: válvula de equilibrado dinámica con ajuste exterior del caudal.	46
Figura 3.3. Pérdida de presión de las baterías de un fancoil a 4 tubos.....	47
Figura 3.4. Relación entre porcentaje de caudal y porcentaje de potencia útil entregada por un fancoil.	48
Figura 3.5. Funcionamiento de un fancoil con control proporcional al 100%, 75% y 50% de su potencia nominal.....	49
Figura 3.6. Izquierda: relación entre porcentaje de carrera y porcentaje de caudal. Derecha: relación entre porcentaje de carrera y porcentaje de potencia útil entregada por un fancoil de curva típica similar a la representada en la figura 3.4.....	50
Figura 3.7. Ábaco de la pérdida de presión producida por válvulas en función del Kvs.	51
Figura 3.8. Montaje de las válvulas de control de 3 vías.	52
Figura 3.9. Dimensiones de válvulas de 3 vías roscadas de DN15 a DN50.	52
Figura 3.10. Ábaco de la pérdida de presión producida por válvulas todo/nada en función del Kvs.	53
Figura 3.11. Montaje de las válvulas de control de 2 vías.	55
Figura 3.12. Fotografía de válvula de control de 2 vías con su actuador todo/nada. Instrucciones de montaje.....	56
Figura 3.13. Válvulas de equilibrado estáticas.	58
Figura 3.14. Válvulas de equilibrado estáticas instaladas en un circuito hidráulico a caudal constante con control de unidades terminales mediante válvulas de 3 vías.....	59
Figura 3.15. Válvulas de equilibrado estáticas instaladas en un circuito hidráulico a caudal variable con control de unidades terminales mediante válvulas de 2 vías.....	59
Figura 3.16. Curva de funcionamiento típica de las válvulas de equilibrado dinámicas. Línea discontinua: válvula de rango 1 de caudal nominal 300 l/h. Línea continua: válvula de rango 2 de caudal nominal 500 l/h	60
Figura 3.17. Válvulas de equilibrado dinámicas. Izquierda: de caudal fijo. Centro: de caudal ajustable exteriormente de forma manual. Derecha: de caudal ajustable mediante señal exterior.	60
Figura 3.18. Curva de funcionamiento típica de las válvulas de equilibrado dinámicas con control exterior.....	62

Figura 4.1. Conexionado de 2 unidades de tratamiento de aire mediante válvulas de 3 vías con control proporcional y equilibrado estático.....	64
Figura 4.2. Ejemplo de conexionado de 10 fancoils mediante válvulas de 3 vías con control proporcional y equilibrado estático.	65
Figura 4.3. Curvas de funcionamiento de la bomba seleccionada en el ejemplo 4.1.....	65
Figura 4.4. Conexionado de 10 unidades terminales con válvulas de 3 vías, con equilibrado dinámico.	67
Figura 4.5. Ajuste del caudal de una bomba en una instalación a caudal constante, empleando válvulas de 3 vías. El caudal nominal de la bomba es de 17,5 m ³ /h, y el caudal nominal de la instalación es de 15 m ³ /h.....	69
Figura 4.6. Conexionado de 2 unidades de tratamiento de aire en un circuito de calefacción mediante válvulas de 2 vías con control proporcional y equilibrado estático.	70
Figura 4.7. Variación del caudal en un circuito de refrigeración formado por 10 fancoils.	71
Figura 4.8. Circuito secundario formado por 10 fancoils equilibrado mediante válvulas estáticas.	73
Figura 4.9. Comportamiento de un circuito hidráulico formado por 10 fancoils a medida que se van cerrando las válvulas de control de las distintas unidades. Equilibrado estático. ...	75
Figura 4.10. Circuito secundario formado por 10 fancoils equilibrado mediante válvulas dinámicas.....	76
Figura 4.11. Comportamiento de un circuito hidráulico formado por 10 fancoils a medida que se van cerrando las válvulas de control de las distintas unidades. Equilibrado dinámico..	77
Figura 4.12. Circuito secundario formado por 10 fancoils controlado mediante válvulas dinámicas.	78
Figura 4.13. Comportamiento de un circuito hidráulico formado por 10 fancoils controlado mediante válvulas dinámicas.....	79
Figura 4.14. Puntos de funcionamiento de un circuito hidráulico de 10 fancoils, equilibrado con válvulas de equilibrado estáticas. Puntos de funcionamiento con bomba a velocidad constante, a velocidad variable con Δp =constante y a velocidad variable con Δp =variable.....	80
Figura 4.15. Puntos de funcionamiento de un circuito hidráulico de 10 fancoils, equilibrado con válvulas de equilibrado dinámicas. Puntos de funcionamiento con bomba a velocidad constante, a velocidad variable con Δp =constante y a velocidad variable con Δp =variable.....	83
Figura 4.16. Puntos de funcionamiento de un circuito hidráulico de 10 fancoils, controlado con válvulas de equilibrado dinámicas con ajuste exterior. Puntos de funcionamiento con bomba a velocidad constante, a velocidad variable con Δp =constante y a velocidad variable con Δp =variable.	86
Figura 5.1. Esquema del circuito hidráulico a analizar.	95
Figura 5.2. Esquema del circuito hidráulico simplificado donde se realiza el análisis.	96
Figura 5.3. Curvas resistentes de la instalación entre el 0% y el 100% de carga. Circuito hidráulico equilibrado con válvulas estáticas. El control se ha simulado con válvulas todo/nada. Hay 13 fancoils, 10 controlados con válvulas de 2 vías y 3 controlados con válvulas de 3 vías que aseguran un caudal mínimo al 0% de carga.....	98

Figura 5.4.	Curva característica de funcionamiento de la bomba seleccionada para la instalación del ejemplo.....	99
Figura 5.5.	Curva de potencia en el eje de la bomba seleccionada para la instalación del ejemplo.....	100
Figura 5.6.	Curva de rendimiento basado en potencia en el eje (color azul) y basado en potencia eléctrica consumida (color rojo).	101
Figura 5.7.	Variación del punto de funcionamiento de la instalación cuando funciona al 30% de carga con equilibrado estático. Control con válvulas de 2 vías todo/nada. Punto de funcionamiento con bomba a velocidad constante y con bomba a velocidad variable con Δp =constante y con Δp =variable.....	101
Figura 5.8.	Curvas resistentes de la instalación entre el 0% y el 100% de carga. Circuito hidráulico equilibrado con válvulas dinámicas. El control se ha simulado con válvulas todo/nada.	108
Figura 5.9.	Curva característica de funcionamiento de la bomba seleccionada para la instalación del ejemplo.....	109
Figura 5.10.	Curva de potencia en el eje de la bomba seleccionada para la instalación del ejemplo.....	109
Figura 5.11.	Curva de rendimiento basado en potencia en el eje (color azul) y basado en potencia eléctrica consumida (color rojo).	110
Figura 5.12.	Variación del punto de funcionamiento de la instalación cuando funciona al 30% de carga con equilibrado dinámico. Control con válvulas de 2 vías todo/nada. Punto de funcionamiento con bomba a velocidad constante y con bomba a velocidad variable con Δp =constante y con Δp =variable.....	111
Figura 5.13.	Determinación del punto de funcionamiento de una instalación a carga parcial. Equilibrado con válvulas dinámicas y bomba a caudal variable con Δp =constante.	114
Figura 5.14.	Determinación del punto de funcionamiento de una instalación a carga parcial. Equilibrado con válvulas dinámicas y bomba a caudal variable con Δp =variable.	116
Figura 5.15.	Curvas resistentes de la instalación entre el 0% y el 100% de carga. Circuito hidráulico equilibrado con válvulas dinámicas de equilibrado y control. Carga según hipótesis de la sección 4.2.	118
Figura 5.16.	Puntos de funcionamiento del circuito hidráulico equilibrado con válvulas dinámicas de equilibrado y control.....	120
Figura 5.17.	Estimación de la frecuencia horaria en horas por cargas en porcentaje. Calefacción, horario 12 h, Madrid (D3).	122
Figura 6.1.	Esquema de circuito primario/secundario. Diseño CORRECTO, donde el caudal de los circuitos secundarios es algo superior al del circuito primario debido a la simultaneidad..	138
Figura 6.2.	Esquema de circuito primario/secundario. Diseño CORRECTO, donde la enfriadora funciona al 50% de potencia, el caudal de primario se mantiene constante y el caudal de los circuitos secundarios disminuye.....	138
Figura 6.3.	Esquema de distribución con un único circuito. Diseño CORRECTO si se trata de circuitos a caudal constante o a caudal variable donde se asegura el caudal mínimo exigido por el equipo generador.....	139

Figura 6.4. Esquema de circuito primario/secundario. Diseño INCORRECTO con problemas de cortocircuito en uno de los circuitos secundarios. Funcionamiento con caudal de secundario mayor que de primario. 139

Figura 6.5. Esquema de circuito de calefacción con válvula de 3 vías en el circuito primario. Esquema de la izquierda, diseño INCORRECTO: el funcionamiento de la válvula de 3 vías a cargas parciales puede hacer que uno de los circuitos secundarios funcione en cortocircuito. Esquema de la derecha, diseño CORRECTO: cambiando de posición el entronque del circuito primario al colector, se observa que el problema se resuelve. . 140

Figura 6.6. Esquema de circuito primario/secundario con problemas de cortocircuito en uno de los circuitos secundarios. Diseño INCORRECTO. Funcionamiento con caudal de secundario algo mayor que de primario..... 141

Figura 6.7. Esquema de circuito primario/secundario con problemas de cortocircuito en uno de los circuitos secundarios. Diseño INCORRECTO. Funcionamiento con caudal de secundario mucho mayor que de primario. 142

Figura 6.8. Esquema de circuito primario/secundario ejecutado de forma CORRECTA. Diseño válido para varios circuitos primarios y secundarios. Propuesta 1. 142

Figura 6.9. Esquema de circuito primario/secundario ejecutado de forma CORRECTA. Diseño válido para varios circuitos primarios y secundarios. Propuesta 2. 143

Figura 6.10. Esquema de circuito primario/secundario ejecutado de forma CORRECTA. Diseño válido para varios circuitos primarios y secundarios. Propuesta 3. 143

Figura 6.11. Esquema de circuito primario/secundario ejecutado de forma CORRECTA. Diseño válido para varios circuitos primarios y secundarios. Propuesta 4. 144

Figura 6.12. Esquema de distribución formado por 2 calderas y varios circuitos secundarios. 145

Figura 6.13. Puntos de funcionamiento del circuito primario cuando se modula la velocidad de giro de la bomba para ajustar el caudal a la carga del equipo generador..... 146

Índice de tablas

Tabla 1.1 Tablas de horas de funcionamiento a diferentes porcentajes de carga de calefacción y refrigeración para las zonas climáticas A3, A4, B3, B4, C1 y C2 para horarios de funcionamiento de 8, 12, 16 y 24 horas. 23

Tabla 1.2 Tablas de horas de funcionamiento a diferentes porcentajes de carga de calefacción y refrigeración para las zonas climáticas C3, C4, D1, D2, D3 y E1 para horarios de funcionamiento de 8, 12, 16 y 24 horas. 25

Tabla 4.1 Estimación de las cargas relativas de 10 fancoils en un circuito que funciona a cargas parciales..... 72

Tabla 4.2 Relación entre porcentaje de carga y porcentaje de caudal considerada como «típica» a efectos de analizar circuitos hidráulicos a distintas cargas. 72

Tabla 4.3 Ejemplo de funcionamiento de circuito hidráulico a cargas parciales. Control mediante válvulas de 2 vías todo/nada. Equilibrado ESTÁTICO. Bomba a velocidad constante. ... 81

Tabla 4.4	Ejemplo de funcionamiento de circuito hidráulico a cargas parciales. Control mediante válvulas de 2 vías todo/nada. Equilibrado ESTÁTICO. Bomba a velocidad variable con Δp =constante.	81
Tabla 4.5	Ejemplo de funcionamiento de circuito hidráulico a cargas parciales. Control mediante válvulas de 2 vías todo/nada. Equilibrado ESTÁTICO. Bomba a velocidad variable con Δp =variable.	82
Tabla 4.6	Ejemplo de funcionamiento de circuito hidráulico a cargas parciales. Control mediante válvulas de 2 vías todo/nada. Equilibrado DINÁMICO. Bomba a velocidad constante. .	84
Tabla 4.7	Ejemplo de funcionamiento de circuito hidráulico a cargas parciales. Control mediante válvulas de 2 vías todo/nada. Equilibrado DINÁMICO. Bomba a velocidad variable con Δp =constante.	84
Tabla 4.8	Ejemplo de funcionamiento de circuito hidráulico a cargas parciales. Control mediante válvulas de 2 vías todo/nada. Equilibrado DINÁMICO. Bomba a velocidad variable con Δp =variable.	85
Tabla 4.9	Ejemplo de funcionamiento de circuito hidráulico a cargas parciales. Control proporcional mediante válvulas dinámicas de equilibrado con accionamiento exterior. Bomba a velocidad constante.	86
Tabla 4.10	Ejemplo de funcionamiento de circuito hidráulico a cargas parciales. Control proporcional mediante válvulas dinámicas de equilibrado con accionamiento exterior. Bomba a velocidad variable con Δp =constante.	87
Tabla 4.11	Ejemplo de funcionamiento de circuito hidráulico a cargas parciales. Control proporcional mediante válvulas dinámicas de equilibrado con accionamiento exterior. Bomba a velocidad variable con Δp =variable.	87
Tabla 4.12	Estimación del consumo de energía anual de la bomba del circuito secundario. Comparativa para caudal constante y variable y en función del equilibrado: estático, dinámico y con válvulas de control dinámica. Edificio situado en zona climática C4, con horario de funcionamiento de 12 horas y para refrigeración.	88
Tabla 4.13	Energía consumida por un circuito secundario de 10 fancoils. Equilibrado con válvulas estáticas.	90
Tabla 4.14	Energía consumida por un circuito secundario de 10 fancoils. Equilibrado con válvulas dinámicas.	91
Tabla 4.15	Energía consumida por un circuito secundario de 10 fancoils. Válvulas dinámicas de eq. y control.	93
Tabla 5.1	Puntos de funcionamiento de la instalación a cargas parciales. Equilibrado estático, válvulas de control todo/nada, bomba funcionando a velocidad constante.	103
Tabla 5.2	Puntos de funcionamiento de la instalación a cargas parciales. Equilibrado estático, válvulas de control todo/nada, bomba funcionando a velocidad variable con Δp =constante.	104
Tabla 5.3	Puntos de funcionamiento de la instalación a cargas parciales. Equilibrado estático, válvulas de control todo/nada, bomba funcionando a velocidad variable con Δp =variable.	106

Tabla 5.4	Puntos de funcionamiento de la instalación a cargas parciales. Equilibrado dinámico, válvulas de control todo/nada, bomba funcionando a velocidad constante.....	113
Tabla 5.5	Puntos de funcionamiento de la instalación a cargas parciales. Equilibrado dinámico, válvulas de control todo/nada, bomba funcionando a velocidad variable con Δp =constante.....	115
Tabla 5.6	Puntos de funcionamiento de la instalación a cargas parciales. Equilibrado dinámico, válvulas de control todo/nada, bomba funcionando a velocidad variable con Δp =variable.....	117
Tabla 5.7	Puntos de funcionamiento de la instalación a cargas parciales. Válvulas dinámicas con control proporcional integrado, bomba funcionando a velocidad constante.....	120
Tabla 5.8	Puntos de funcionamiento de la instalación a cargas parciales. Válvulas dinámicas con control proporcional integrado, bomba funcionando a velocidad variable con Δp =constante.....	120
Tabla 5.9	Puntos de funcionamiento de la instalación a cargas parciales. Válvulas dinámicas con control proporcional integrado, bomba funcionando a velocidad variable con Δp =variable.....	121
Tabla 5.10	Análisis del consumo energético del circuito hidráulico. Equilibrado hidráulico con válvulas estáticas.	124
Tabla 5.11	Análisis del consumo energético del circuito hidráulico. Equilibrado hidráulico con válvulas dinámicas.	125
Tabla 5.12	Análisis del consumo energético del circuito hidráulico. Equilibrado hidráulico con válvulas dinámicas de equilibrado y control.....	127
Tabla 5.13	Tabla resumen de los resultados obtenidos del consumo energético de la bomba del circuito hidráulico analizado.	128
Tabla 5.14	Consumos de referencia de las bombas de climatización en kWh/kW en instalaciones de calefacción y refrigeración, en los 4 horarios de funcionamiento de la certificación energética y en las 12 zonas climáticas.....	129
Tabla 5.15	Ahorro energético en porcentaje por zonas climáticas. Válvulas de equilibrado estático y bomba a velocidad variable con Δp =constante.....	130
Tabla 5.16	Ahorro energético en porcentaje por zonas climáticas. Válvulas de equilibrado estático y bomba a velocidad variable con Δp =variable.....	131
Tabla 5.17	Ahorro energético en porcentaje por zonas climáticas. Válvulas de equilibrado dinámicas y bomba a velocidad variable con Δp =constante.	132
Tabla 5.18	Ahorro energético en porcentaje por zonas climáticas. Válvulas de equilibrado dinámicas y bomba a velocidad variable con Δp =variable.....	133
Tabla 5.19	Ahorro energético en porcentaje por zonas climáticas. Válvulas dinámicas de equilibrado y control y bomba a velocidad variable con Δp =constante.	134
Tabla 5.20	Ahorro energético en porcentaje por zonas climáticas. Válvulas dinámicas de equilibrado y control y bomba a velocidad variable con Δp =variable.	135
Tabla 6.1	Ahorros energéticos obtenidos en una bomba de primario al disminuir su caudal con la carga de la caldera. Regulación del caudal realizada hasta un 60% del caudal nominal.....	147

Nomenclatura

D	Diámetro de la bomba
g	Gravedad (9,81 m/s ²)
H _m	Altura manométrica (mca)
Kv	Factor de pérdidas de una válvula ($Kv = \dot{V} / \Delta p^{0,5}$)
Kvs	Factor de pérdidas de una válvula cuando se encuentra abierta al 100%
\dot{m}	Gasto másico (kg/s)
N	Velocidad de giro de la bomba (rpm)
p	Presión manométrica (Pa)
P _{UTIL}	Potencia mecánica útil que recibe el fluido (W) ($P_{UTIL} = \dot{V} \cdot \Delta p$)
P _{EJE}	Potencia mecánica en el eje del rodete (W) (también se denomina P ₂)
P _{ELE}	Potencia eléctrica consumida por la bomba (W) (también se denomina P ₁)
\dot{V}	Gasto volumétrico (m ³ /s)
v	Velocidad del fluido (m/s)
z	Altura, cota (m)

Símbolos griegos

Δp	Incremento de presión (Pa)
$\Delta \omega_{esp}$	Potencia específica (m ² /s ²)
κ_o	Coefficiente de pérdidas (mca/(m ³ /h)) $\kappa_o = \Delta p / \dot{V}^2$
η	Rendimiento de la bomba (si no se especifica nada es η_{ELE})
η_{EJE}	Rendimiento de la bomba según la potencia en el eje (-) $\eta_{EJE} = P_{UTIL} / P_{EJE}$
η_{ELE}	Rendimiento de la bomba según la potencia eléctrica (-) $\eta_{ELE} = P_{UTIL} / P_{ELE}$
η_{MOTOR}	Rendimiento del motor de la bomba (-) $\eta_{MOTOR} = P_{EJE} / P_{ELE} = P_2 / P_1$
η_{VF}	Rendimiento del variador de frecuencia (-)
ρ	Densidad del fluido (kg/m ³)
Ω	Velocidad de giro de la bomba (rad/s)

Subíndices

B	Correspondiente a la bomba (también se utiliza como subíndice _{BOMBA})
D	Correspondiente a una derivación del circuito
E	En la entrada a la bomba
EJE	Referente a la energía mecánica en el eje de la bomba
ELE	Referente a la electricidad consumida por la bomba

FC	Correspondiente a un fancoil
NOM	Nominal
P	Correspondiente a un tramo principal del circuito
S	En la salida de la bomba
TOT	Total, de tramos principales y secundarios
TUB	De la tubería
V,CT	Correspondiente a la o las válvulas de control
V,EQ	Correspondiente a la o las válvulas de equilibrado

1 Introducción

El objeto del presente documento es analizar el ahorro energético que se puede obtener en el consumo de bombeo cuando las instalaciones térmicas funcionan a cargas parciales. Se mostrará que es posible disminuir la energía de bombeo de los circuitos hidráulicos de calefacción y climatización hasta un 70% si la instalación funciona a caudal variable. El ahorro energético que es posible obtener dependerá del funcionamiento de la bomba, de las válvulas de control y de las válvulas de equilibrado.

En el documento se muestra la metodología a seguir para determinar de forma exacta los ahorros energéticos que es posible obtener en el bombeo de circuitos primarios y secundarios concretos. Además, se muestran casos «genéricos» con los que estimar de forma bastante aproximada y sencilla el potencial del ahorro energético que es posible obtener en el bombeo de los circuitos hidráulicos.

1.1. Funcionamiento de las instalaciones a carga parcial

Las instalaciones se diseñan para funcionar a plena carga, y esta situación es la que lleva la mayor parte del tiempo dedicado por los técnicos a su análisis y dimensionado. Sin embargo, las instalaciones funcionan la mayor parte del tiempo a cargas parciales, y para optimizar su funcionamiento desde el punto de vista de bienestar y eficiencia energética, debe realizarse un estudio de cómo funciona la misma a cargas parciales.

La figura 1.1 muestra las medidas realizadas durante un día de funcionamiento en una enfriadora. Los consumos de energía se corresponden con la enfriadora, una bomba de primario y 2 bombas de secundario.

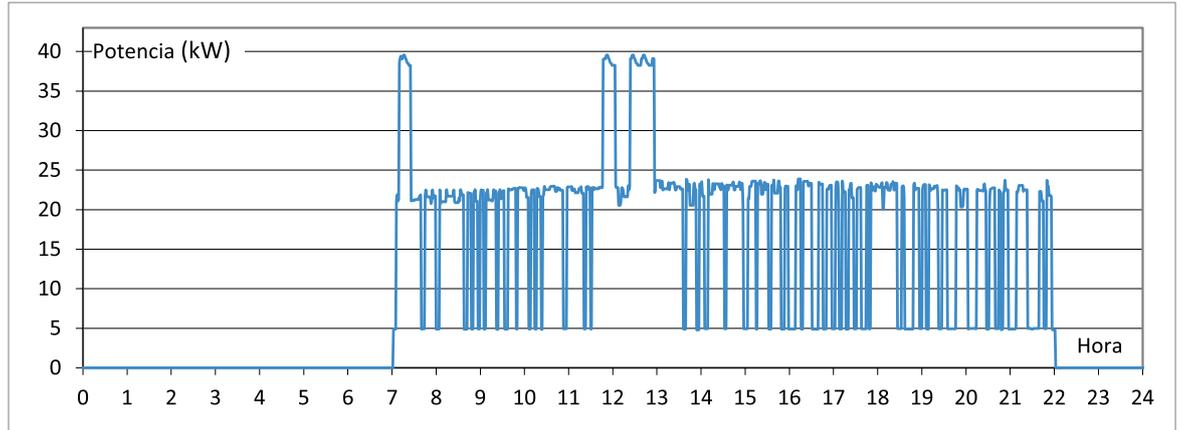


Figura 1.1. Consumo energético de una instalación compuesta por enfriadora de dos compresores, bomba de primario y 2 bombas de secundario.

La curva de funcionamiento nos dice claramente que las 3 bombas de la instalación funcionan a velocidad constante y tienen un consumo de 4,9 kW. La enfriadora es un equipo de 2 compresores que funcionan todo/nada, siendo capaz de parcializar la carga en 2 etapas: 50% y 100%.

Del tratamiento de los datos se observa que las bombas funcionan durante 15 horas al día y que su consumo fue de 4,9 kW x 15 horas = 73,8 kWh. Si la instalación funciona durante 210 días al año, el consumo energético de las bombas al año será de 210 x 73,5 = 15.435 kWh.

La enfriadora consume una media de 17,6 kW cuando está al 50% (un compresor) y de 33,9 kW cuando está al 100% (2 compresores). La enfriadora ha estado 1,1 h al 100%, 9,8 h al 50% y 4,1 h parada. Su consumo de energía durante el día de la medida ha sido de 17,6 kW x 9,8 h + 33,9 kW x 1,1 h = 209,5 kWh.

Los datos de las medidas de la figura 1.1 pueden ser integrados hora a hora, separándose el consumo de las bombas del consumo de la enfriadora. De esta forma, la figura 1.2 proporciona la curva horaria de carga de la enfriadora hora a hora, donde el 100% de carga se correspondería con un consumo constante de 33,9 kW (2 compresores) durante 1 hora.

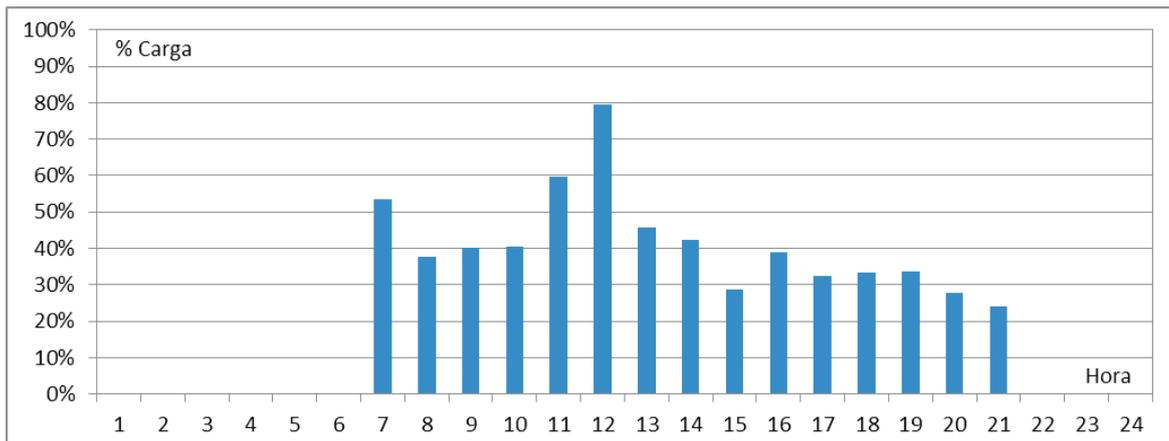


Figura 1.2. Carga de la enfriadora hora a hora determinada a partir de las mediciones de la figura 1.1.

Si la enfriadora hubiera estado las 15 horas al 100% (33,9 kW) el consumo energético de la misma habría sido de 508,5 kWh. Como la enfriadora ha consumido 209,5 kWh, esto significa que la carga media ha sido del 41,25% (209,5/508,5).

Con la información de las mediciones realizadas en 24 horas no es posible determinar cuánta energía consumirá la enfriadora a lo largo de un año (el equipo es también bomba de calor). Es de suponer que las medidas se realizaron en un día templado, y podríamos pensar que el día más caluroso del año, el consumo de la enfriadora se acercará al 100%. Sin embargo, muchas veces las instalaciones se encuentran sobredimensionadas e incluso el día más caluroso del año la carga media diaria puede ser inferior al 70% de la carga máxima.

1.2. Simulación de la demanda del edificio

A falta de medidas, disponemos de la posibilidad de realizar una simulación numérica del comportamiento energético del edificio con el que estimar el número de horas que funcionará a diferentes cargas. Se trata de datos de partida que nos permitirán estimar el potencial de ahorro energético que es posible conseguir si hacemos que el consumo de las bombas se adapte a la demanda.

La figura 1.3 muestra los datos de la demanda de energía de un edificio que funciona 16 horas los días laborables y 8 horas los sábados. La demanda de energía ha sido obtenida mediante un programa de simulación. Los datos se muestran en potencia media en W/m^2 de superficie acondicionada o dicho de otra forma en energía hora a hora en Wh/m^2 . Se observan días con demandas de calefacción y refrigeración y picos muy importantes en la primera hora del día cuando el edificio funciona en régimen de calefacción.

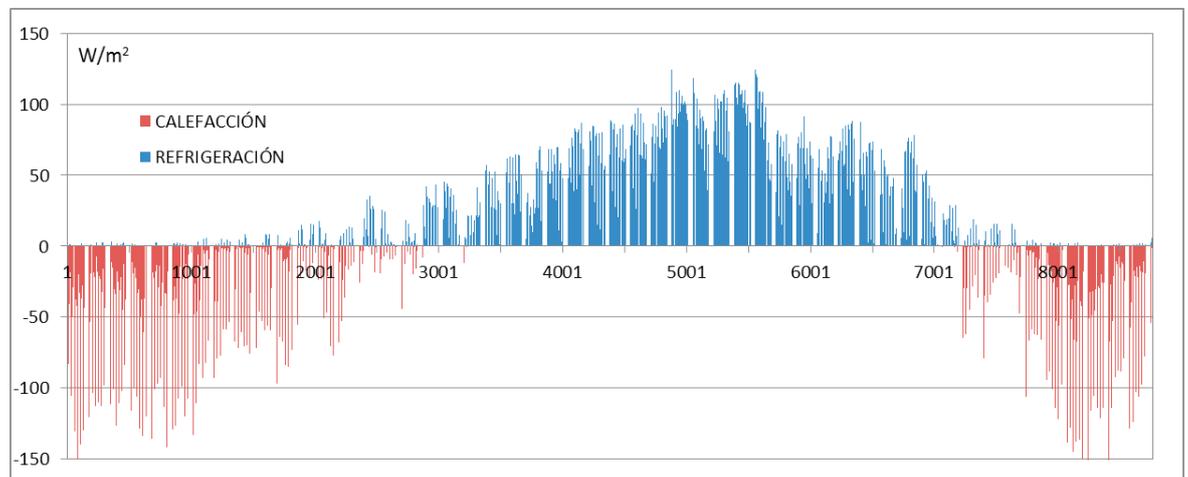


Figura 1.3. Simulación de la demanda horaria de energía de un edificio situado en la zona climática B4. Datos en bruto para las 8.760 horas del año recogidos directamente de la simulación.

Para que la simulación energética del edificio se acerque lo más posible a la realidad del funcionamiento de las instalaciones se han realizado dos filtros a los datos:

1. Los días se consideran de modo frío o de modo calor. Se determina la demanda diaria de calefacción y de refrigeración de cada uno de los 365 días. Si la mayor es de refrigeración, se supone que el sistema estará en modo frío, eliminándose la demanda de calefacción y viceversa.
2. Se estima una potencia máxima de la instalación (en este caso, $100 W/m^2$ para calefacción y $100 W/m^2$ para refrigeración). La demanda de energía que no se cubra durante una hora, se suma a la hora siguiente.

El funcionamiento a cargas parciales de la instalación térmica depende en gran medida del dimensionado de la instalación, no solo en la simulación sino también en la realidad. Si se sobredimensionan los equipos, entonces estos trabajarán más horas a bajas cargas. Si el edificio tuviera una

instalación de 150 W/m² para calefacción, esta solo funcionaría a más del 95% de carga durante 6 horas al año.

Aplicando los filtros, se obtiene la curva de demanda corregida de la figura 1.4.

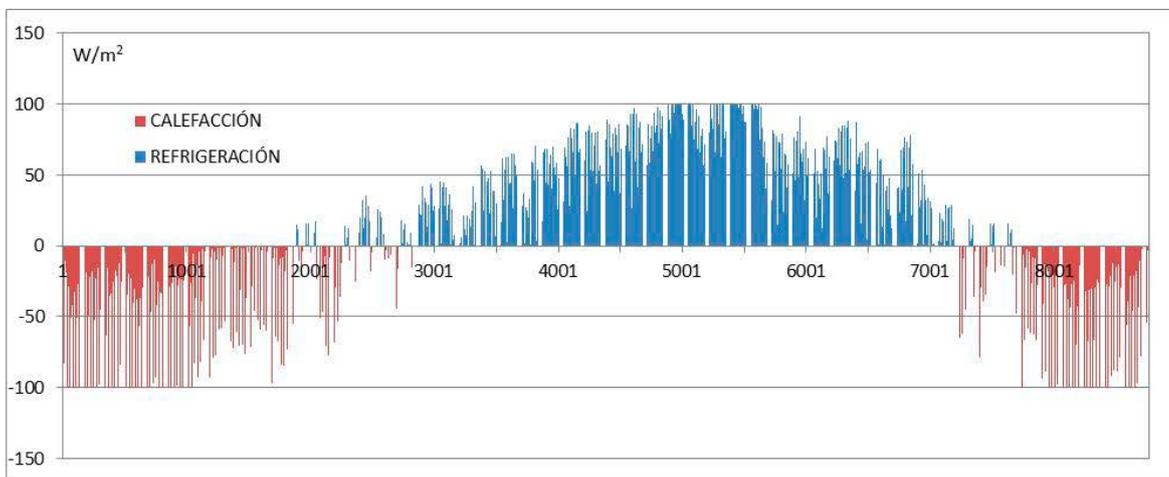


Figura 1.4. Simulación de la demanda horaria de energía de un edificio situado en la zona climática B4. Datos corregidos, limitados a 100 W/m² en calefacción y en refrigeración.

La figura 1.5 muestra la distribución de la demanda de energía en régimen de calefacción para última semana de enero y primera de febrero. Se observa que la demanda se ha limitado a -100 W/m² en régimen de calefacción. En este caso se ha realizado la misma limitación de potencia a -100 W/m² en régimen de refrigeración (figura 1.6).

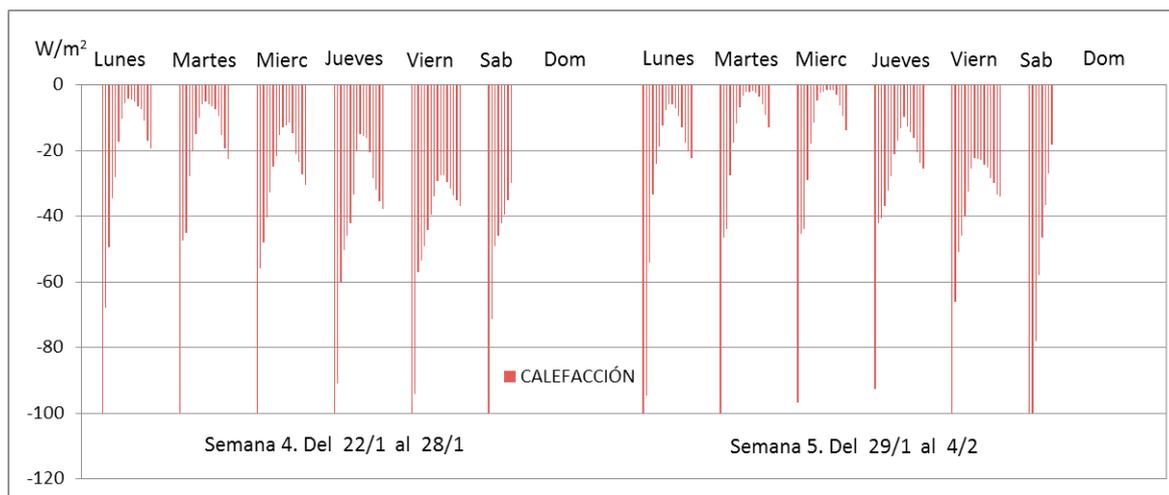


Figura 1.5. Simulación de la demanda horaria de energía de un edificio situado en la zona climática B4. Datos correspondientes a la demanda horaria de calefacción de los días del 22/1 al 4/2.

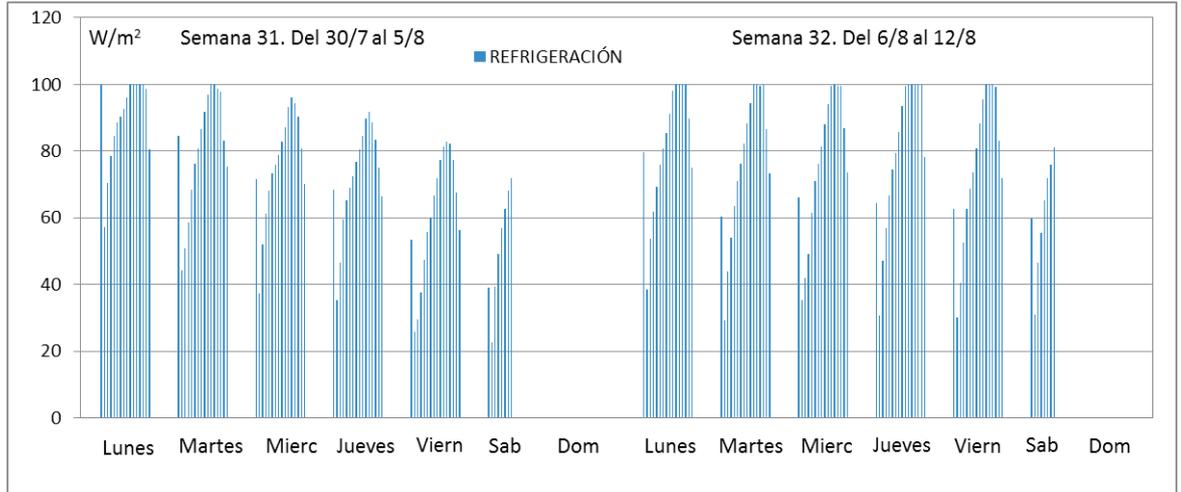


Figura 1.6. Simulación de la demanda horaria de energía de un edificio situado en la zona climática B4. Datos correspondientes a la demanda horaria de refrigeración de los días del 30/7 al 12/8.

La simulación del edificio durante 8760 horas al año, permite establecer una aproximación del número de horas que funcionarán los equipos a cargas entre el 0 y el 100%. Si la carga es superior al 95% de la carga máxima se considera 100%, si está entre el 85 y el 95% se considera 90%, hasta llegar a menos del 5% que sería 0%. De esta forma se realizan histogramas horarios para calefacción (figura 1.7) y para refrigeración (figura 1.8).

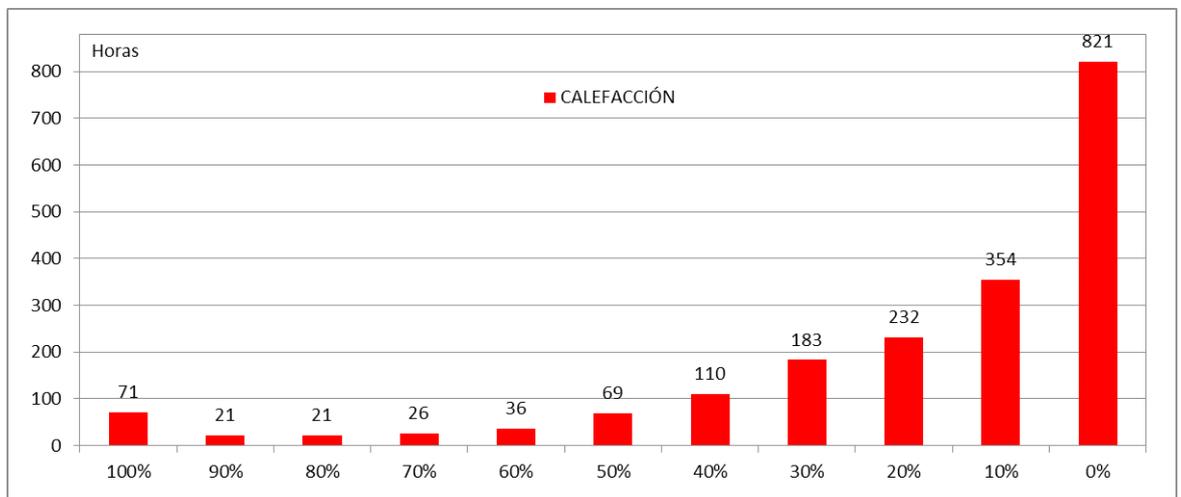


Figura 1.7. Histograma horario de la carga de la instalación en régimen de calefacción (zona climática B4, 16 h).

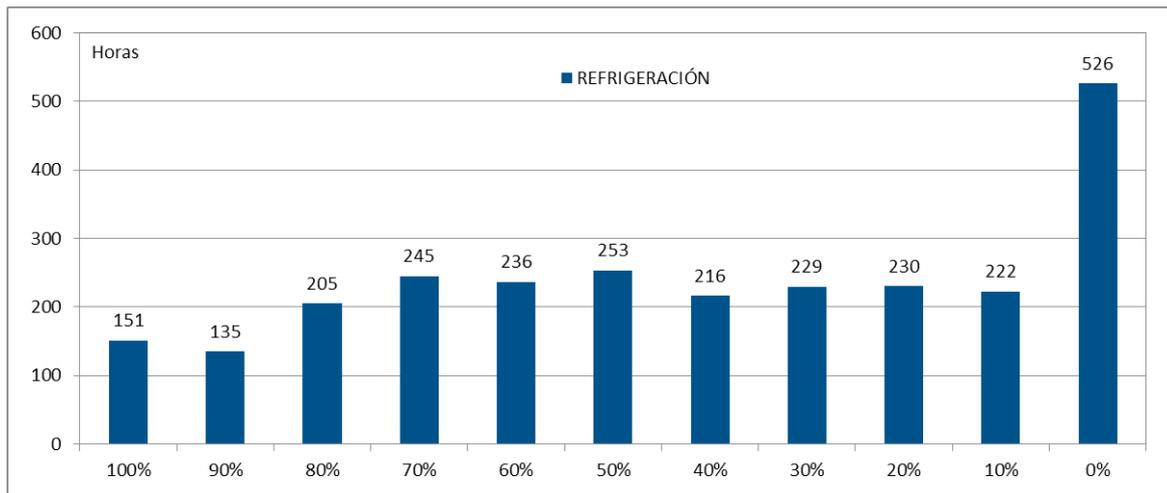


Figura 1.8. Histograma horario de la carga de la instalación en régimen de refrigeración (zona climática B4, 16 h).

1.3. Propuesta de histogramas de funcionamiento

Para realizar análisis de ahorros energéticos y económicos de lo que puede suponer que un circuito funcione a caudal constante en lugar de a caudal variable, se debe contar con una estimación del número de horas que está previsto que funcione la instalación a cargas parciales en régimen de calefacción y en régimen de refrigeración. Básicamente se debería disponer de los histogramas de funcionamiento de la instalación concreta tal y como se ha realizado en la sección 1.2.

Para facilitar la valoración de esta medida de ahorro energético, que es utilizar caudal variable, en este documento se aportan tablas de número de horas de funcionamiento a cada porcentaje de carga de calefacción y refrigeración para las 12 zonas climáticas que establece el Código Técnico de la Edificación, uso no residencial, intensidad media y los 4 horarios establecidos:

- Horario 8 horas: 8 horas los días laborables y 8 horas los sábados
- Horario 12 horas: 12 horas los días laborables y 8 horas los sábados
- Horario 16 horas: 16 horas los días laborables y 8 horas los sábados
- Horario 24 horas: 24 horas los días laborables y 8 horas los sábados

El edificio simulado tiene espacios que dan a todas las orientaciones y se ha calculado con una ventilación de 2 renovaciones por hora y una carga de iluminación de 18 W/m².

Con este edificio y empleando la metodología detallada en la sección anterior se han desarrollado las tablas 1.1 y 1.2.

	Z. CLIMA. A3	HORARIO 8 horas	Z. CLIMA. A4	HORARIO 8 horas	Z. CLIMA. B3	HORARIO 8 horas	Z. CLIMA. B4	HORARIO 8 horas	Z. CLIMA. C1	HORARIO 8 horas	Z. CLIMA. C2	HORARIO 8 horas
% DEMANDA	CALEF.	REFRIG.										
100%	53	45	61	68	85	66	108	91	96	17	76	50
90%	20	68	16	96	20	53	22	62	33	10	29	50
80%	10	118	11	105	25	83	20	78	33	11	28	48
70%	24	124	21	146	24	84	30	108	29	18	29	72
60%	20	111	29	103	37	85	43	122	54	18	35	85
50%	33	142	45	119	66	97	70	119	119	25	80	92
40%	79	138	74	101	123	121	96	104	267	18	159	72
30%	90	87	94	96	153	99	130	114	286	27	183	90
20%	125	107	139	110	182	82	133	112	260	25	236	96
10%	219	129	197	105	274	73	228	110	255	43	282	99
0%	399	363	441	327	387	285	376	228	504	356	327	286
TOTAL HORAS	1072	1432	1128	1376	1376	1128	1256	1248	1936	568	1464	1040
DÍAS LABOR. SÁBADOS	111 23	150 29	120 21	141 31	144 28	117 24	130 27	131 25	202 40	59 12	153 30	108 22

	Z. CLIMA. A3	HORARIO 12 horas	Z. CLIMA. A4	HORARIO 12 horas	Z. CLIMA. B3	HORARIO 12 horas	Z. CLIMA. B4	HORARIO 12 horas	Z. CLIMA. C1	HORARIO 12 horas	Z. CLIMA. C2	HORARIO 12 horas
% DEMANDA	CALEF.	REFRIG.										
100%	120	70	63	81	115	67	87	127	95	48	67	46
90%	20	27	16	27	33	15	21	43	33	11	34	17
80%	24	97	12	52	29	40	23	69	36	26	20	23
70%	17	188	20	150	32	96	30	137	38	39	34	59
60%	28	219	27	206	38	146	41	177	66	44	36	121
50%	52	209	45	247	78	170	72	199	150	46	89	138
40%	69	234	74	216	146	193	107	211	323	47	190	182
30%	95	197	124	215	166	215	156	192	404	58	254	181
20%	125	173	157	208	252	180	185	197	384	74	329	178
10%	317	225	261	206	365	155	314	180	324	83	417	191
0%	529	513	641	500	626	391	588	392	603	616	550	392
TOTAL HORAS	1396	2152	1440	2108	1880	1668	1624	1924	2456	1092	2020	1528
DÍAS LABOR. SÁBADOS	101 23	160 29	106 21	155 31	138 28	123 24	118 26	143 26	180 37	81 15	149 29	112 23

	Z. CLIMA. A3	HORARIO 16 horas	Z. CLIMA. A4	HORARIO 16 horas	Z. CLIMA. B3	HORARIO 16 horas	Z. CLIMA. B4	HORARIO 16 horas	Z. CLIMA. C1	HORARIO 16 horas	Z. CLIMA. C2	HORARIO 16 horas
% DEMANDA	CALEF.	REFRIG.										
100%	100	210	108	163	104	123	71	151	122	35	104	71
90%	21	195	12	209	23	140	21	135	35	26	31	58
80%	25	231	20	223	25	150	21	205	32	43	24	124
70%	19	241	24	250	34	179	26	245	26	62	22	153
60%	21	265	26	245	31	203	36	236	75	74	57	177
50%	52	242	54	238	73	222	69	253	149	78	115	214
40%	63	224	90	222	149	216	110	216	372	88	225	216
30%	111	188	111	210	197	199	183	229	515	101	289	173
20%	146	213	161	248	292	175	232	230	494	106	392	193
10%	339	241	288	239	467	175	354	222	439	171	511	206
0%	847	598	778	673	957	458	821	526	765	784	830	407
TOTAL HORAS	1744	2848	1672	2920	2352	2240	1944	2648	3024	1568	2600	1992
DÍAS LABOR. SÁBADOS	98 22	163 30	94 21	167 31	133 28	128 24	109 25	152 27	171 36	90 16	148 29	113 23

	Z. CLIMA. A3	HORARIO 24 horas	Z. CLIMA. A4	HORARIO 24 horas	Z. CLIMA. B3	HORARIO 24 horas	Z. CLIMA. B4	HORARIO 24 horas	Z. CLIMA. C1	HORARIO 24 horas	Z. CLIMA. C2	HORARIO 24 horas
% DEMANDA	CALEF.	REFRIG.										
100%	72	78	86	123	100	54	100	85	88	32	75	62
90%	19	33	16	21	35	10	32	21	46	9	48	16
80%	12	27	18	33	30	19	23	26	59	14	40	18
70%	17	73	21	84	45	39	34	68	70	23	63	42
60%	31	113	46	126	61	76	50	130	155	45	103	61
50%	46	161	62	172	106	132	100	182	347	54	225	109
40%	47	210	85	173	184	158	155	184	493	72	264	133
30%	103	183	127	212	269	175	220	224	548	79	383	150
20%	144	323	180	337	357	214	267	301	585	98	510	151
10%	370	405	327	413	589	379	469	381	519	165	596	253
0%	1275	2938	1256	2762	1384	2264	1174	2454	1250	1929	1365	2013
TOTAL HORAS	2136	4544	2224	4456	3160	3520	2624	4056	4160	2520	3672	3008
DÍAS LABOR. SÁBADOS	80 27	181 25	83 29	178 23	120 35	141 17	99 31	162 21	159 43	102 9	141 36	120 16

Tabla 1.1. Tablas de horas de funcionamiento a diferentes porcentajes de carga de calefacción y refrigeración para las zonas climáticas A3, A4, B3, B4, C1 y C2 para horarios de funcionamiento de 8, 12, 16 y 24 horas.

	Z. CLIMA. C3	HORARIO 8 horas	Z. CLIMA. C4	HORARIO 8 horas	Z. CLIMA. D1	HORARIO 8 horas	Z. CLIMA. D2	HORARIO 8 horas	Z. CLIMA. D3	HORARIO 8 horas	Z. CLIMA. E1	HORARIO 8 horas
% DEMANDA	CALEF.	REFRIG.										
100%	84	56	87	53	137	14	121	55	88	72	159	12
90%	22	44	31	70	25	8	29	32	41	58	30	6
80%	31	63	20	98	41	5	25	35	23	61	39	7
70%	31	73	27	93	48	12	39	40	34	61	58	11
60%	56	82	59	104	85	21	95	42	51	61	113	13
50%	131	73	109	99	226	22	170	52	128	80	242	21
40%	153	82	192	79	278	13	222	53	220	80	275	23
30%	201	68	225	74	273	21	256	51	237	71	283	30
20%	253	83	210	56	257	22	255	66	235	61	240	24
10%	257	86	221	84	256	33	229	67	230	83	234	32
0%	293	282	315	198	446	261	263	307	281	248	375	277
TOTAL HORAS	1512	992	1496	1008	2072	432	1704	800	1568	936	2048	456
DÍAS LABOR. SÁBADOS	158 31	103 21	157 30	104 22	217 42	44 10	179 34	82 18	164 32	97 20	212 44	49 8

	Z. CLIMA. C3	HORARIO 12 horas	Z. CLIMA. C4	HORARIO 12 horas	Z. CLIMA. D1	HORARIO 12 horas	Z. CLIMA. D2	HORARIO 12 horas	Z. CLIMA. D3	HORARIO 12 horas	Z. CLIMA. E1	HORARIO 12 horas
% DEMANDA	CALEF.	REFRIG.										
100%	110	85	69	86	109	26	93	48	100	73	127	43
90%	22	21	29	20	31	8	36	20	42	31	39	9
80%	30	38	27	34	40	17	31	32	26	82	48	27
70%	41	80	23	101	54	26	42	50	48	98	56	38
60%	78	129	49	169	89	28	88	88	66	128	122	51
50%	140	140	110	177	252	47	188	79	169	134	268	50
40%	183	156	230	167	386	50	323	98	301	128	415	42
30%	286	142	339	169	441	59	380	121	336	121	444	61
20%	333	153	348	157	351	56	358	144	315	125	358	57
10%	316	148	297	139	376	66	350	129	293	118	335	60
0%	533	384	483	325	599	437	387	463	484	330	504	394
TOTAL HORAS	2072	1476	2004	1544	2728	820	2276	1272	2180	1368	2716	832
DÍAS LABOR. SÁBADOS	152 31	109 21	147 30	114 22	200 41	61 11	167 34	94 18	161 31	100 21	197 44	64 8

	Z. CLIMA. C3	HORARIO 16 horas	Z. CLIMA. C4	HORARIO 16 horas	Z. CLIMA. D1	HORARIO 16 horas	Z. CLIMA. D2	HORARIO 16 horas	Z. CLIMA. D3	HORARIO 16 horas	Z. CLIMA. E1	HORARIO 16 horas
% DEMANDA	CALEF.	REFRIG.										
100%	128	82	110	83	135	57	107	94	136	121	179	33
90%	35	93	20	117	37	33	31	53	33	102	28	17
80%	23	145	18	192	30	31	26	108	31	114	46	27
70%	46	178	42	221	50	56	34	119	33	154	66	59
60%	82	175	64	188	94	62	88	110	78	171	153	77
50%	128	191	138	192	316	56	206	101	225	163	411	80
40%	227	171	262	181	525	79	378	129	373	165	510	93
30%	368	165	394	166	520	67	521	155	401	153	520	95
20%	362	155	431	157	463	89	464	164	408	144	442	108
10%	449	167	384	180	466	103	464	159	374	146	414	104
0%	800	422	625	427	844	479	545	536	700	367	687	443
TOTAL HORAS	2648	1944	2488	2104	3480	1112	2864	1728	2792	1800	3456	1136
DÍAS LABOR. SÁBADOS	150 31	111 21	141 29	120 23	197 41	64 11	162 34	99 18	159 31	102 21	195 42	66 10

	Z. CLIMA. C3	HORARIO 24 horas	Z. CLIMA. C4	HORARIO 24 horas	Z. CLIMA. D1	HORARIO 24 horas	Z. CLIMA. D2	HORARIO 24 horas	Z. CLIMA. D3	HORARIO 24 horas	Z. CLIMA. E1	HORARIO 24 horas
% DEMANDA	CALEF.	REFRIG.										
100%	98	50	96	56	131	32	135	84	104	90	104	19
90%	43	16	46	16	49	10	71	19	56	22	66	9
80%	46	27	45	20	84	16	102	31	54	42	98	14
70%	79	50	95	41	215	25	160	80	136	60	207	23
60%	147	88	149	102	369	34	322	80	244	78	438	39
50%	228	143	288	155	580	56	425	70	370	115	577	74
40%	391	130	414	137	566	52	520	86	452	99	691	83
30%	466	142	458	151	550	62	517	103	494	121	585	65
20%	463	173	496	256	516	78	478	116	465	184	559	81
10%	532	267	423	376	523	116	488	166	458	227	493	107
0%	1195	1906	962	1898	1185	1431	934	1693	1023	1794	982	1366
TOTAL HORAS	3688	2992	3472	3208	4768	1912	4152	2528	3856	2832	4800	1880
DÍAS LABOR. SÁBADOS	141 38	120 14	133 35	128 17	184 44	77 8	160 39	101 13	149 35	112 18	185 45	76 7

Tabla 1.2. Tablas de horas de funcionamiento a diferentes porcentajes de carga de calefacción y refrigeración para las zonas climáticas C3, C4, D1, D2, D3 y E1 para horarios de funcionamiento de 8, 12, 16 y 24 horas.

2 Bombas hidráulicas

En este documento se analizarán las bombas empleadas comúnmente en instalaciones de calefacción y refrigeración. Se trata de bombas que trabajan muchas horas al año y que en muchos casos funcionan a velocidad de giro constante y de forma independiente a la demanda de energía de la instalación.

El interés es por tanto analizar el comportamiento de las bombas a medida que se disminuye la demanda de energía de la instalación o a medida que parcializan los equipos generadores. Las posibilidades del funcionamiento de las instalaciones a caudal variable son las siguientes:

Velocidad de la bomba constante. Podríamos tener un circuito con unidades terminales controladas con válvulas de 2 vías, por tanto a caudal variable con una bomba a velocidad constante. Sin duda no es la mejor opción ya que se producirán ahorros energéticos muy bajos respecto al control con válvulas de 3 vías, es decir, respecto al funcionamiento a caudal constante. A medida que cierran unas válvulas de control de 2 vías, aumentará la presión sobre el resto de válvulas de equilibrado y control, lo que hará que el control sea difícilmente estable. Además, la bomba se verá sometida a un funcionamiento a bajos caudales que podrá acortar su vida útil.

Velocidad variable con $\Delta p =$ constante. La bomba está provista de un sensor de presión diferencial con el que modula su velocidad de giro de forma que mantiene constante el incremento de presión que produce (altura). Cuando cierran una o varias válvulas de control de 2 vías, la pérdida de presión tiende a aumentar. La bomba disminuye su velocidad de giro de forma que mantiene su altura constante. Sin embargo, al mantenerse constante la altura de la bomba, a medida que el caudal principal disminuye, disminuyen las pérdidas de presión en tuberías y accesorios, aumentando la pérdida de presión en las válvulas de equilibrado y control.

Velocidad variable con $\Delta p =$ variable. Se trata de una evolución del sistema de control de la bomba anterior, donde el variador en lugar de mantener la presión constante la disminuye de forma proporcional. Se ha comprobado que a medida que las válvulas de control van cerrando no es necesario mantener la altura sino que se puede disminuir. Esta opción, que realmente es un opcional del software del control, consigue los mayores ahorros energéticos.

Velocidad variable controlada por carga. Se trata del sistema más eficiente desde el punto de vista energético. Se trata de variar la velocidad de giro de la bomba en función del salto de temperaturas del circuito hidráulico (o de una temperatura concreta). Sería muy conveniente que el equipo generador (caldera o enfriadora) controlase la velocidad de giro de la bomba para adaptar el caudal a la potencia producida. El propio fabricante del equipo debería ofrecer la posibilidad de realizar el circuito primario a caudal variable. Actualmente esta opción es estándar en calderas de condensación domésticas.

2.1. Balance energético en bombas. Rendimientos

Las bombas son equipos mecánicos capaces de transformar la energía mecánica que proporciona un motor eléctrico en energía mecánica asociada al fluido: cinética, presiones y potencial (gravitacional).

Las bombas empleadas en circuitos de climatización se denominan en algunos casos «circuladoras» debido a que su objeto es circular el agua por un circuito cerrado con el propósito de transportar energía: el objetivo no es por tanto transportar agua sino transportar energía. El término «bomba circuladora» se emplea generalmente para nombrar las bombas de rotor húmedo.

En bombas donde los diámetros de entrada y salida son iguales y donde la medida de la presión se realiza prácticamente en la entrada y salida de la misma, únicamente procede analizar el incremento de presión estática que producen. Este incremento de presión se destinará a vencer las pérdidas hidráulicas en tuberías, codos, filtros, válvulas, unidades terminales, intercambiadores de calor, etc.

El incremento de la energía mecánica entre los puntos de entrada y salida de una bomba viene dada por

$$\Delta\omega_{\text{esp}} = gH_m = \left[\frac{p}{\rho} + gz + \frac{v^2}{2} \right]_E^S = \left[\frac{p}{\rho} \right]_E^S \text{ m}^2/\text{s}^2 \quad (2.1)$$

Obsérvese que la potencia específica tiene unidades de potencia P en W por gasto másico de fluido \dot{m} en kg/s . A continuación se muestra la equivalencia de unidades de $W/(\text{kg/s})$ a m^2/s^2 .

$$\Delta\omega_{\text{esp}} = \frac{P}{\dot{m}} \equiv \frac{W}{\text{kg/s}} = \frac{J/s}{\text{kg/s}} = \frac{\text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}}{\text{kg/s}} = \frac{\text{N/m}^2 \cdot \text{m}^3/\text{s}}{\text{kg/s}} = \frac{(\text{kg} \cdot \text{m}/\text{s}^2) \cdot \text{m}^3/\text{s}}{\text{kg/s}} = \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$$

La potencia mecánica útil que la bomba transmite al fluido viene dada por:

$$P_{\text{UTIL}} = \dot{m} \cdot \Delta\omega_{\text{esp}} = \dot{V} \cdot \rho \cdot g \cdot H_m = \dot{V} \cdot \rho \cdot \frac{\Delta p}{\rho} = \dot{V} \cdot \Delta p \text{ (W)} \quad (2.2)$$

Es decir, que la potencia útil que la bomba comunica al fluido en W viene dada por el producto entre el caudal en m^3/s y el incremento de presión en Pa .

La bomba es la encargada de convertir la energía mecánica que recibe su rodete a través de un eje en energía en forma de presiones. Sin embargo, generalmente nos suele interesar analizar la energía eléctrica que consume la bomba y no tanto la potencia en el eje. Se definen de esta forma dos rendimientos: rendimiento respecto a la potencia en el eje y rendimiento respecto a la potencia eléctrica consumida.

El rendimiento de la bomba respecto a la potencia en el eje (P_2) viene dado por:

$$\eta_{\text{EJE}} = \frac{P_{\text{UTIL}}}{P_{\text{EJE}}} = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{P_2} \quad (2.3)$$

La relación entre la potencia en el eje y la potencia eléctrica consumida viene dada por el rendimiento del motor eléctrico.

$$\eta_{MOTOR} = \frac{P_{EJE}}{P_{ELE}} = \frac{P_2}{P_1} \tag{2.4}$$

El rendimiento de la bomba respecto a la potencia eléctrica consumida (P_1) viene dado por:

$$\eta = \frac{P_{UTIL}}{P_{ELE}} = \eta_{MOTOR} \cdot \frac{P_{UTIL}}{P_{EJE}} = \eta_{MOTOR} \cdot \eta_{EJE} \tag{2.5}$$

Si además la bomba está conectada con un variador de frecuencia se debe tener en consideración asimismo las pérdidas en el variador de frecuencia

$$\eta = \frac{P_{UTIL}}{P_{ELE}} = \eta_{MOTOR} \cdot \eta_{VF} \cdot \frac{P_{UTIL}}{P_{EJE}} = \eta_{MOTOR} \cdot \eta_{VF} \cdot \eta_{EJE} \tag{2.6}$$

La figura 2.1 muestra la instrumentación de medida empleada para determinar con precisión el rendimiento de una bomba en una instalación.

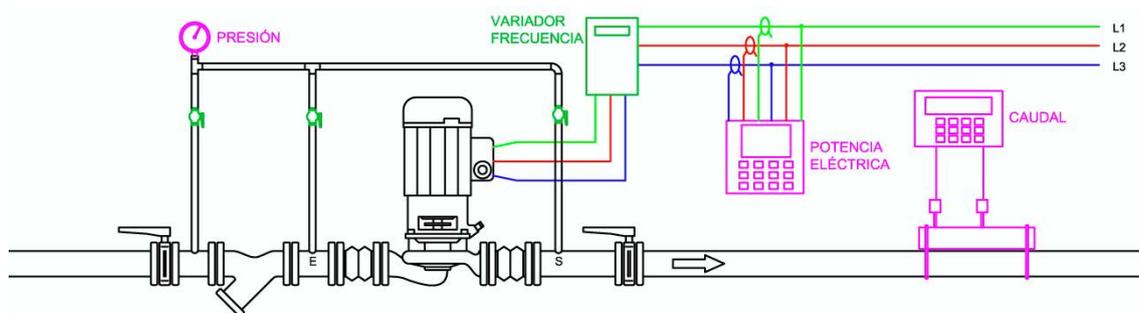


Figura 2.1. Medida del funcionamiento de una bomba. Medidas de potencia eléctrica consumida, caudal y presión en la aspiración y en la impulsión.

Los datos obtenidos de la medición son: potencia 1 kW, caudal 10,4 m³/h, presión en aspiración de 1,5 bar y presión en impulsión de 2,9 bar.

La potencia mecánica útil que recibe el fluido de la bomba se calcula mediante:

$$P_{UTIL} = \dot{V} \cdot \Delta p = (10,4 / 3.600) \times (1,4 \times 10^5) = 404,7 \text{ W}$$

El rendimiento global de la bomba se calcula directamente a partir del cociente entre la potencia útil y la potencia eléctrica consumida.

$$\eta = \frac{P_{UTIL}}{P_{ELE}} = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{P_{ELE}} = \frac{404,7}{1.000} = 40,5\%$$

Se supone que el motor eléctrico está funcionando cerca de su punto nominal y que su rendimiento es del 80%. El rendimiento del variador de frecuencia es del 97%, siendo la potencia de entrada al motor de 970 W.

La potencia en el eje será de:

$$P_{EJE} = \eta_{MOTOR} \cdot P_{ELE} = 0,8 \times 970 = 776 \text{ W}$$

El rendimiento de la bomba respecto a la potencia en el eje viene dado por:

$$\eta_{EJE} = \frac{P_{UTIL}}{P_{EJE}} = \frac{404,7}{776} = 52,15\%$$

La figura 2.2 muestra de forma gráfica el balance energético en la bomba analizada.

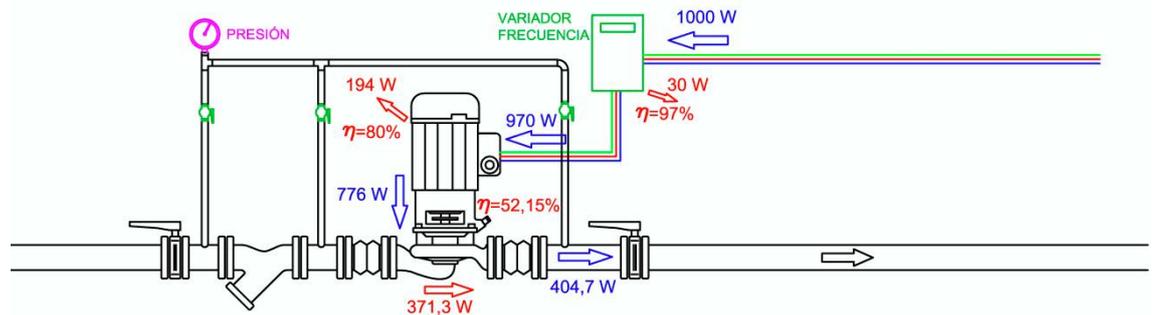


Figura 2.2. Ejemplo práctico de realización del balance energético de una bomba.

De los 1.000 W consumidos, se pierden 30 W por consumos propios del variador, por lo que llegan 970 W al motor eléctrico. El motor tiene un rendimiento del 80%, produciéndose unas pérdidas de 194 W, que se disipan al ambiente en el caso de bombas de rotor seco como la del ejemplo. En el caso de bombas de rotor húmedo, esta energía iría al fluido.

La bomba recibe por tanto una potencia en el eje de 776 W. Toda esta energía va al fluido, solo que 371,3 W son pérdidas por fricción que van al fluido en forma de calor, mientras que 404,7 W (el 52,15%) de la energía va al fluido en forma de energía mecánica.

En cualquier caso, debe considerarse que toda la potencia de la bomba en el eje (776 W) acabará en el fluido en forma de calor. Los 404,7 W de energía útil en forma de presiones se irán disipando en forma de calor a medida que el fluido venza las distintas pérdidas de presión del circuito.

2.2. Mejoras en la eficiencia del transporte de energía

En circuitos cerrados, toda la energía útil que la bomba aporta al fluido en forma de incremento de presiones se destina únicamente a vencer las pérdidas hidráulicas del circuito. La pérdida de presión de un circuito hidráulico es proporcional al caudal al cuadrado, mientras que la potencia útil es proporcional al caudal al cubo. Queda claro por tanto que reducir el caudal de recirculación de las instalaciones térmicas puede llevarnos a ahorros energéticos importantes.

2.2.1. Eficiencia energética en el diseño y dimensionado de los circuitos

Cuando se trata de ahorrar energía en los circuitos hidráulicos, la primera optimización del consumo energético del bombeo debe empezar en su diseño a carga nominal. Posteriormente se tratará de reducir su consumo energético, reduciendo la circulación de caudal a cargas parciales de la instalación.

En este sentido, en la fase de diseño se puede hacer mucho para reducir las pérdidas de presión, estableciéndose criterios de buenas prácticas que limiten las pérdidas de presión. Por ejemplo:

- Seleccionar las unidades terminales para caudales que produzcan pérdidas de presión inferiores a 2 mca (con cierta frecuencia se llega a 4 mca).
- Dimensionar las tuberías para pérdidas de carga inferiores a 20 mmca por metro lineal en los tramos de tuberías que nos lleven a la unidad terminal más desfavorable. Se puede emplear criterios de dimensionado de 40-100 mmca/ml en los tramos que circulen el fluido a unidades que por su proximidad o baja pérdida de presión no vayan a condicionar la selección de la bomba.
- Dimensionar los intercambiadores de calor para pérdidas de presión inferiores a 1 mca. No se tiene por qué considerar como adecuado dimensionar los intercambiadores para 2 o 3 mca.
- No considerar los filtros en la pérdida de presión del circuito. Los filtros pueden instalarse en la puesta en marcha y quitarse después de unos días.
- Tener cuidado con la pérdida de presión de las válvulas antirretorno. En primer lugar, analizar si son o no necesarias y, en tal caso, seleccionar válvulas con baja pérdida de presión.
- Seleccionar válvulas de paso recto que produzcan poca o prácticamente nula pérdida de presión.
- No aceptar equipos generadores con altas pérdidas de presión nominales.
- Incluir caudalímetros en los circuitos que permitan el ajuste del caudal en la puesta en marcha de la instalación y en su mantenimiento.

El problema en muchas instalaciones no es que la pérdida de presión del circuito hidráulico sea elevada sino que se ha instalado una bomba mayor de lo necesario. El sobredimensionado de las bombas es una práctica habitual y el problema radica en que las instalaciones no están muchas veces preparadas para que en la puesta en marcha o en las operaciones de mantenimiento se realicen los ajustes necesarios.

Se hace imprescindible la instalación de caudalímetros que indiquen el caudal circulante con una precisión que bien pudiera ser del 5% - 10%, pero que permitirían el ajuste del caudal por parte del mantenedor. El ajuste del caudal puede realizarse mediante 3 técnicas:

1. Estrangulamiento del caudal por válvula en serie. El consumo energético de la bomba disminuirá muy poco. Las válvulas de regulación en la impulsión de las bombas es algo a eliminar de las instalaciones.
2. Cambio de la bomba, del rodete de la bomba o recorte del rodete. Se trata del sistema de regulación más eficiente en el caso de circuitos que vayan a funcionar a caudal constante. El ajuste del caudal se realizará con una disminución importante del consumo de energía.

3. Variación de la velocidad de giro. Se trata de un método simple y económico al menos en bombas de menos de 2 kW. Se consigue un ajuste sencillo del caudal que además puede ser reversible. En circuitos a caudal constante, se asumirían unas pérdidas en el variador de frecuencia que en principio no deberían existir.

2.2.2. Problemas en la reducción del caudal de un circuito existente

En circuitos primarios no suele haber problema en ajustar el caudal de los equipos generadores a su valor nominal, ya que no tiene sentido circular un caudal superior al nominal. La posibilidad de reducir el caudal en función de la carga de la máquina es algo interesante, pero por desgracia es práctica habitual que los fabricantes no permitan la regulación del caudal de primario; en cualquier caso, debería ser el propio fabricante el que module el caudal del circuito. Este aspecto será tratado en el capítulo 6 de este documento.

En circuitos secundarios solo se podrá ajustar el caudal al valor nominal si se asegura que el circuito se encuentra perfectamente equilibrado. El mal equilibrado de muchos circuitos secundarios hace que se tienda en algunos casos a sobredimensionar la bomba para conseguir que le llegue caudal a determinadas unidades terminales que no están dando el bienestar térmico necesario. La tendencia del mantenedor es muchas veces cambiar la bomba, mientras que seguramente la única solución efectiva será equilibrar.

Equilibrar es bajar el caudal de determinadas unidades para que llegue el caudal a las unidades que tengan más pérdidas hidráulicas. Se trata por tanto de manipular unidades terminales que funcionan perfectamente, y esto es algo que si no se tiene la suficiente seguridad, no se hace.

El equilibrado es por tanto un pilar importante de la eficiencia de las instalaciones de agua así como de garantía de buen funcionamiento. Las válvulas de equilibrado dinámicas aparecen como un sistema simple que garantiza el caudal nominal, pese a que produce más pérdidas de presión que el equilibrado estático. Si el circuito es fácil de equilibrar puede optarse por el equilibrado estático: la bomba requerirá menor altura y podría consumir menos energía, pero en circuitos muy complejos las válvulas dinámicas serán una garantía de buen funcionamiento y el consumo no se disparará si se tiene un circuito a caudal variable con bomba a velocidad variable.

2.3. Modelización de las bombas

Para estimar los ahorros energéticos que se consiguen obtener mediante la utilización de los distintos sistemas de regulación de las instalaciones de climatización, es conveniente simular matemáticamente el comportamiento de las bombas mediante ecuaciones sencillas.

Las curvas características de una bomba muestran gráficamente la dependencia de la altura manométrica, rendimiento y potencia consumida con el caudal. Se trata de curvas obtenidas experimentalmente por los fabricantes, que indican el comportamiento de las bombas en distintas condiciones de servicio.

Las curvas de comportamientos típicas de una bomba circuladora comercial tienen formas similares a la de la bomba de la figura 2.3.

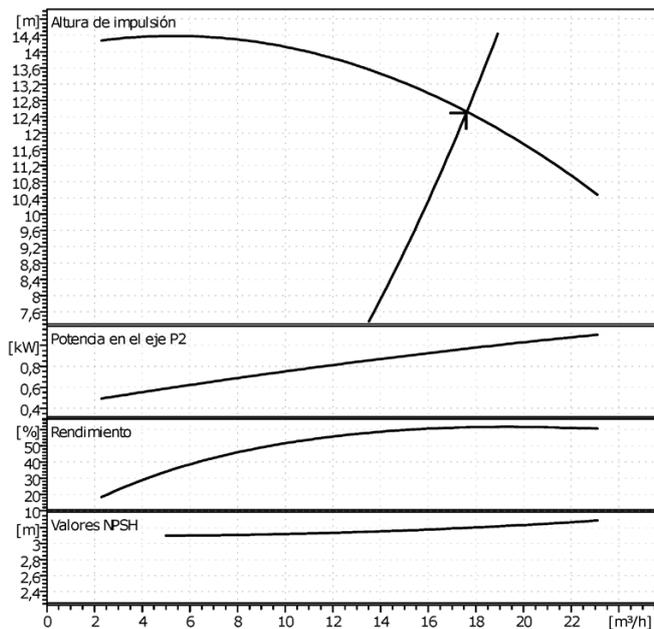


Figura 2.3. Curvas típicas de funcionamiento de una bomba de rotor seco comercial.

En la sección 2.3.1 se proponen ecuaciones sencillas con las que simular el comportamiento de las bombas y así poder estimar sus prestaciones en distintas condiciones de funcionamiento.

2.3.1. Curva de presión diferencial frente al caudal

Por lo general, puede ser suficiente con ajustar la curva característica de la bomba a una curva cuadrática del tipo:

$$\Delta p = A - B \cdot \dot{V}^2 \tag{2.7}$$

Para ello es necesario situar dos puntos, por ejemplo:

Para caudal $\dot{V} = \dot{V}_{NOM}$, $\Delta p = \Delta p_{NOM}$

Para caudal $\dot{V} = 0$, $\Delta p = Kp \cdot \Delta p_{NOM}$

De esta forma:

$$A = Kp \cdot \Delta p_{NOM} \tag{2.8}$$

$$B = \frac{\Delta p_{NOM}}{\dot{V}_{NOM}^2} (Kp - 1) \tag{2.9}$$

Resultando la curva:

$$\Delta p = \Delta p_{NOM} \cdot Kp - \frac{\Delta p_{NOM}}{\dot{V}_{NOM}^2} (Kp - 1) \cdot \dot{V}^2 \tag{2.10}$$

La curva característica de una bomba de rotor seco proporcionada por el fabricante (figura 2.3), indica que el caudal nominal (rendimiento máximo) es de $17,2 \text{ m}^3/\text{h}$ y el incremento de presión de $12,5 \text{ mca}$. A caudal nulo, el incremento de presión de la bomba es $15,0 \text{ mca}$ ($K_p = 1,2$)

Sustituyendo resulta:

$$A = K_p \cdot \Delta p_{\text{NOM}} = 1,2 \times 12,5 = 15,0$$

$$B = \frac{\Delta p_{\text{NOM}}}{\dot{V}_{\text{NOM}}^2} (K_p - 1) = \frac{12,5}{17,2^2} (1,2 - 1) = 0,008451$$

La curva se puede ajustar mediante una ecuación del tipo:

$$\Delta p(\text{mca}) = 15 - 0,008451 \cdot \dot{V}^2 (\text{m}^3 / \text{h})$$

La figura 2.4 muestra la curva característica de la bomba correspondiente a la ecuación anterior.

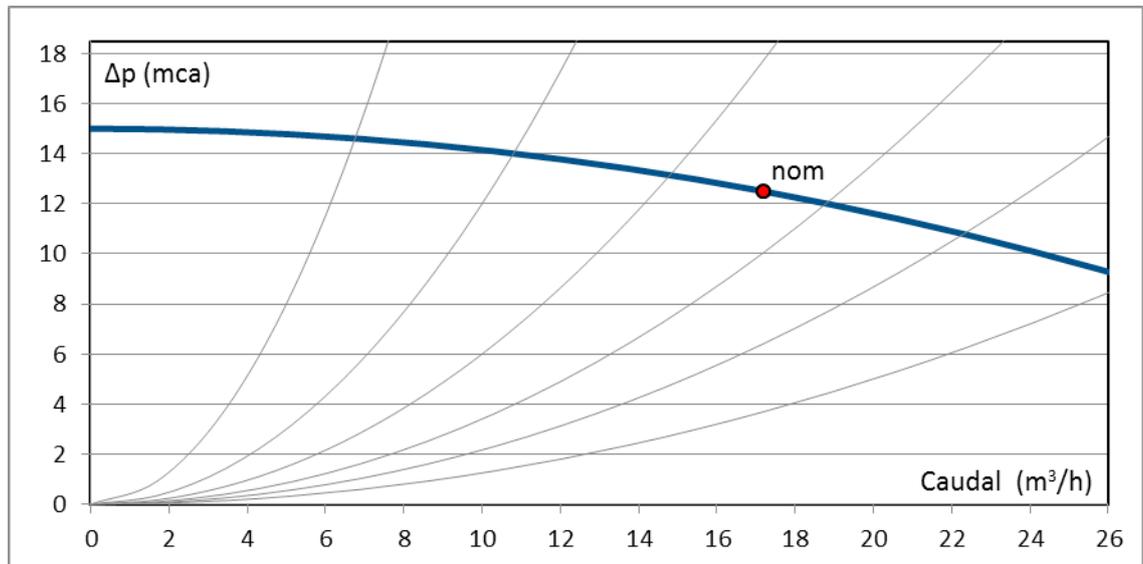


Figura 2.4. Ajuste a una ecuación de segundo grado de la curva característica de una bomba de rotor seco proporcionada por un fabricante.

Si el ajuste no resulta satisfactorio en la zona de trabajo de la bomba, se puede optar por tomar uno de los puntos a $\dot{V} = 0,25 \cdot \dot{V}_{\text{NOM}}$ en lugar de a $\dot{V} = 0$. De forma alternativa podría realizarse un ajuste con 3 puntos $\dot{V} = 0,25 \cdot \dot{V}_{\text{NOM}}$, $\dot{V} = 0,5 \cdot \dot{V}_{\text{NOM}}$ y $\dot{V} = \dot{V}_{\text{NOM}}$, ajustando la curva de la bomba a una ecuación del tipo:

$$\Delta p = A - B \cdot \dot{V} - C \cdot \dot{V}^2 \quad (2.11)$$

2.3.2. Curva de potencia en el eje frente al caudal

La modelización de la potencia en el eje o potencia eléctrica consumida por la bomba puede realizarse mediante una ecuación lineal, pero de forma general es conveniente emplear una ecuación cuadrática. La potencia en el eje puede expresarse como:

$$P_{EJE} = D + E \cdot \dot{V} - F \cdot \dot{V}^2 \tag{2.12}$$

En este caso, se tomarán 3 puntos a $\dot{V} = 0$, $\dot{V} = \dot{V}_{NOM} / 2$ y $\dot{V} = \dot{V}_{NOM}$.

En la curva de la bomba de la figura 2.3 la potencia a caudal nulo $\dot{V} = 0$ es del 45% de la potencia nominal y a $\dot{V} = \dot{V}_{NOM} / 2$ es el 75% de la potencia nominal. La potencia resulta:

$$P_{EJE} = \left(0,45 + 0,65 \cdot \frac{\dot{V}}{\dot{V}_{NOM}} - 0,1 \cdot \frac{\dot{V}^2}{\dot{V}_{NOM}^2} \right) \cdot P_{EJE,NOM} \tag{2.13}$$

La figura 2.5 muestra la representación gráfica de la curva de potencia en el eje de una bomba que a caudal nominal (17,2 m³/h) requiere de una potencia en el eje de 960,5 W. La curva de potencia en el eje (en azul) se ajusta muy bien a la curva proporcionada por el fabricante en la zona entre el 25% y el 125% del caudal nominal.

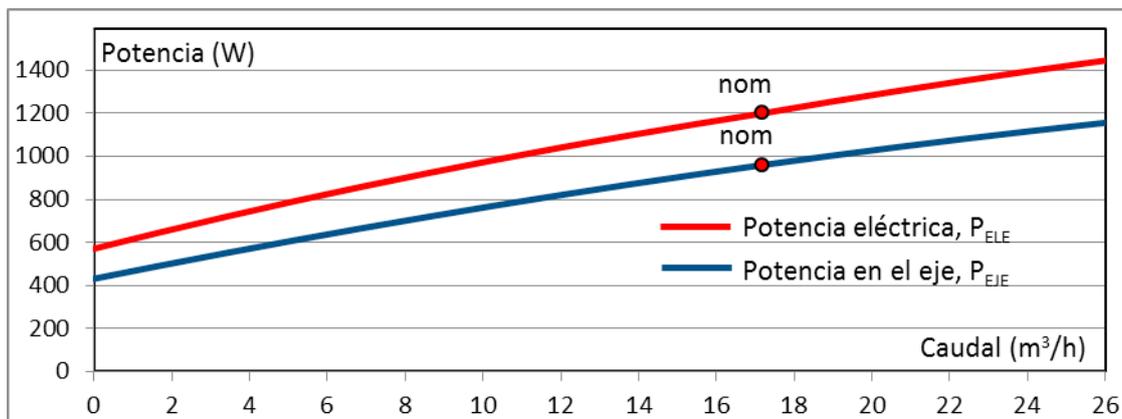


Figura 2.5. Modelización de curva de potencia en el eje de una bomba de rotor seco.

2.3.3. Curva de rendimiento de la bomba frente al caudal

El rendimiento de la bomba (ecuación 2.2) vendrá dado por la relación entre la energía útil proporcionada por la bomba y la potencia en el eje (ecuación 2.12).

$$\eta = \frac{P_{UTIL}}{P_{EJE}} = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{P_{EJE}} = \frac{A \cdot \dot{V} - B \cdot \dot{V}^3}{C + D \cdot \dot{V} - E \cdot \dot{V}^2} \tag{2.14}$$

La figura 2.6 (azul) muestra la curva del rendimiento de la bomba, determinada de la división de la función de la figura 2.4 por el caudal entre la función de la figura 2.5. Se trata del rendimiento respecto a la potencia en el eje (P_{EJE}).

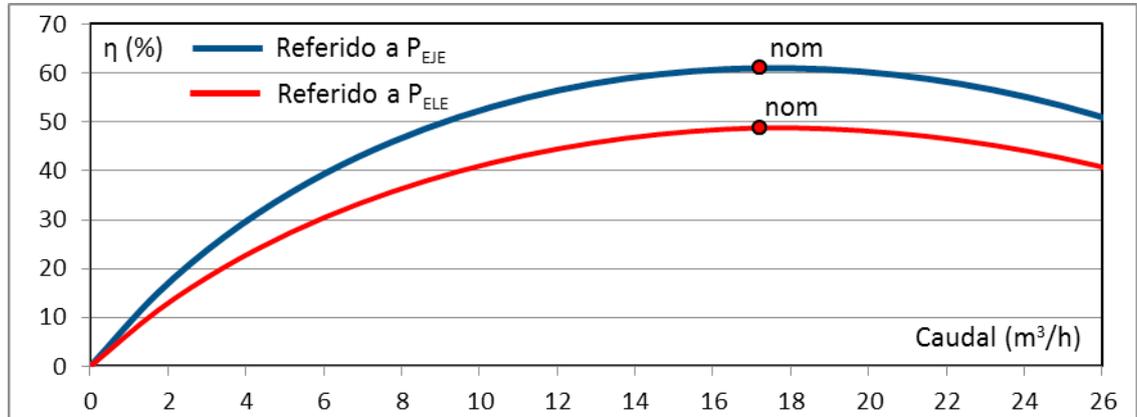


Figura 2.6. Modelización de la curva de rendimiento de una bomba de rotor seco.

El rendimiento de la bomba permanece en valores cercanos al nominal a caudales entre 0,7 y 1,2 veces el caudal nominal de la bomba. Se debe intentar que las bombas trabajen el mayor número de horas en este rango de caudales.

2.3.4. Curva de rendimiento del motor eléctrico frente a potencia en el eje

El rendimiento del motor eléctrico se considera que será el nominal cuando consuma su potencia nominal, que se supone que será a un caudal muy próximo al caudal nominal de la bomba. El rendimiento del motor eléctrico se puede relacionar con la potencia entregada (potencia en el eje), empleando una expresión del tipo:

$$\text{Si } P_{EJE} \geq P_{EJE,NOM} \quad \eta_M = \eta_{M,NOM} \quad (2.15)$$

$$\text{Si } P_{EJE} < P_{EJE,NOM} \quad \eta_M = F + G \cdot P_{EJE} / P_{EJE,NOM} \quad (2.16)$$

Se podría relacionar el rendimiento del motor con el caudal, simplificándose el análisis. La suposición será tanto más correcta cuanto más lineal sea la curva de potencia en el eje de la bomba frente al caudal.

Supongamos que en condiciones nominales un motor eléctrico tiene un rendimiento nominal del 80% y que este se reduce de forma lineal hasta un 76% a la mitad de su potencia nominal (de forma equivalente sería hasta un 72% a potencia nula).

Las ecuaciones de modelización del rendimiento del motor serán:

$$\text{Si } P_{EJE} \geq P_{EJE,NOM} \quad \eta_M (\%) = 80 \quad (2.17)$$

$$\text{Si } P_{EJE} < P_{EJE,NOM}, \quad \eta_M(\%) = 72 + 8 \cdot P_{EJE} / P_{EJE,NOM} \quad (2.18)$$

La línea roja de la figura 2.6 muestra la curva del rendimiento de la bomba, definida a partir de la potencia eléctrica consumida por el motor de la bomba, se trata del rendimiento respecto a la potencia eléctrica (P_{ELE}).

2.3.5. Curva de rendimiento del variador de frecuencia frente a potencia del motor

En las bombas que tienen un variador de frecuencia, se debería incluir además las pérdidas del variador de frecuencia definiendo un rendimiento del variador. Los variadores de frecuencia tienen ciertos consumos constantes que hacen que su rendimiento sea mayor cuanto más potencia entreguen.

Por ejemplo, un variador de frecuencia de 1 kW con un consumo propio constante de 30W, tendrá un rendimiento del 97% cuando entrega 1 kW, pero su rendimiento será muy inferior cuando entrega 0,1 kW.

En cualquier caso, las pérdidas del variador de frecuencia ni son constantes ni son lineales con la potencia entregada, pero deberá modelizarse de alguna forma su eficiencia para realizar un análisis energético lo más coherente posible.

En este documento se va a considerar una curva lineal de rendimiento del variador en función de la potencia eléctrica nominal entregada:

$$\text{Si } P_{ELE} \geq P_{ELE,NOM}, \quad \eta_{VF}(\%) = 97\% \quad (2.19)$$

$$\text{Si } P_{ELE} < P_{ELE,NOM}, \quad \eta_{VF}(\%) = 77 + 20 \frac{P_{ELE}}{P_{ELE,NOM}} \quad (2.20)$$

En el caso de bombas de rotor húmedo, el fabricante proporciona el dato del consumo de la bomba incluyendo el variador de frecuencia y el motor eléctrico. Las bombas de rotor húmedo de imán permanente presentan rendimientos mucho más elevados que las bombas de rotor húmedo convencionales, en cualquier punto de funcionamiento.

2.4. MODELIZACIÓN DE LAS BOMBAS A VELOCIDAD VARIABLE

El comportamiento de las bombas a una velocidad distinta de la nominal puede determinarse a partir del análisis dimensional de las bombas. En cualquier libro de fundamentos de máquinas hidráulicas puede encontrarse el desarrollo del análisis dimensional, que está asimismo explicado en [3] y en [7].

El análisis dimensional permite reducir el número de variables de las que depende el funcionamiento de una bomba. La semejanza entre una bomba de características conocidas y la bomba

«prototipo» permite escribir la altura manométrica de la bomba, la potencia adimensionalizada, y el rendimiento, en función de un solo parámetro adimensional correspondiente al caudal.

$$\frac{gH_m}{n^2 D^2} = f_1 \left(\frac{\dot{V}}{n D^3} \right); \quad \frac{P}{\rho n^3 D^5} = f_2 \left(\frac{\dot{V}}{n D^3} \right); \quad \eta = f_3 \left(\frac{\dot{V}}{n D^3} \right). \quad (2.21)$$

Las magnitudes adimensionales características en bombas (coeficiente de altura, coeficiente de potencia y rendimiento) se representan por tanto en función de una sola variable adimensional (el coeficiente de caudal). Se trata por tanto de las curvas adimensionales de actuaciones de las bombas.

Los puntos 1 y 2 son homólogos cuando son adimensionalmente iguales, es decir, tienen el mismo coeficiente de caudal, de altura y de potencia:

$$\frac{\dot{V}_1}{n_1 D_1^3} = \frac{\dot{V}_2}{n_2 D_2^3}; \quad \frac{gH_{m1}}{n_1^2 D_1^2} = \frac{gH_{m2}}{n_2^2 D_2^2}; \quad \frac{P_1}{\rho n_1^3 D_1^5} = \frac{P_2}{\rho n_2^3 D_2^5} \quad (2.22)$$

En el caso de una bomba que solo cambia la velocidad de giro ($D_1=D_2$), se obtiene:

$$\frac{\dot{V}_1}{n_1} = \frac{\dot{V}_2}{n_2}; \quad \frac{H_{m1}}{n_1^2} = \frac{H_{m2}}{n_2^2}; \quad \frac{P_1}{n_1^3} = \frac{P_2}{n_2^3} \quad (2.23)$$

Cuando se varía la velocidad de giro de la bomba, los puntos semejantes (igual rendimiento) se sitúan en una parábola.

Se pueden tomar puntos de funcionamiento de una bomba y determinar sus puntos homólogos a otras velocidades de giro. Por ejemplo, en la curva característica de la bomba de la figura 2.4 el caudal nominal es de 17,2 m³/h y la altura de 12,5 mca. Si se instala un variador de frecuencia a la bomba de forma que cambia su frecuencia de 50 a 45Hz, el punto homólogo a este será:

$$\dot{V}_2 = \frac{n_2}{n_1} \dot{V}_1 = \frac{45}{50} \times 17,2 = 15,48 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H_{m2} = \frac{n_2^2}{n_1^2} \cdot H_{m1} = \frac{45^2}{50^2} \times 12,5 = 10,13 \text{ mca}$$

Se puede proceder de igual forma con varios puntos de la curva y para varias frecuencias, obteniéndose las curvas características de la curva a distintas frecuencias, tal y como se muestra en la figura 2.7.

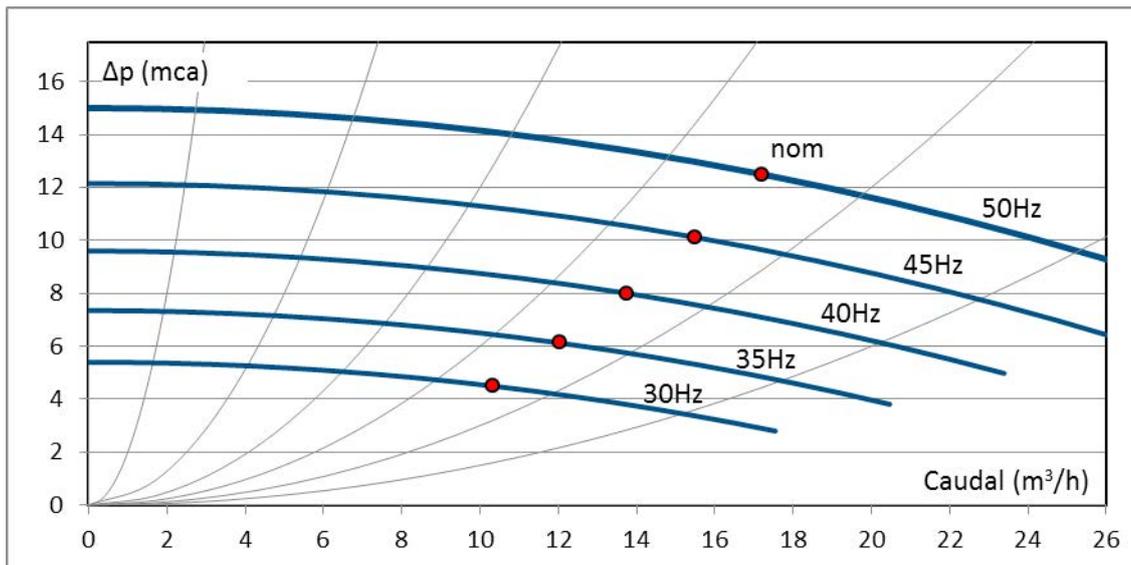


Figura 2.7. Curvas características de una bomba a distintas frecuencias de funcionamiento obtenidas mediante análisis dimensional.

El rendimiento de dos puntos homólogos es igual, de modo que las ecuaciones de rendimiento a distintas velocidades de giro (o frecuencias), solo cambian debido a que dos puntos homólogos tienen distinto caudal (véase figura 2.8).

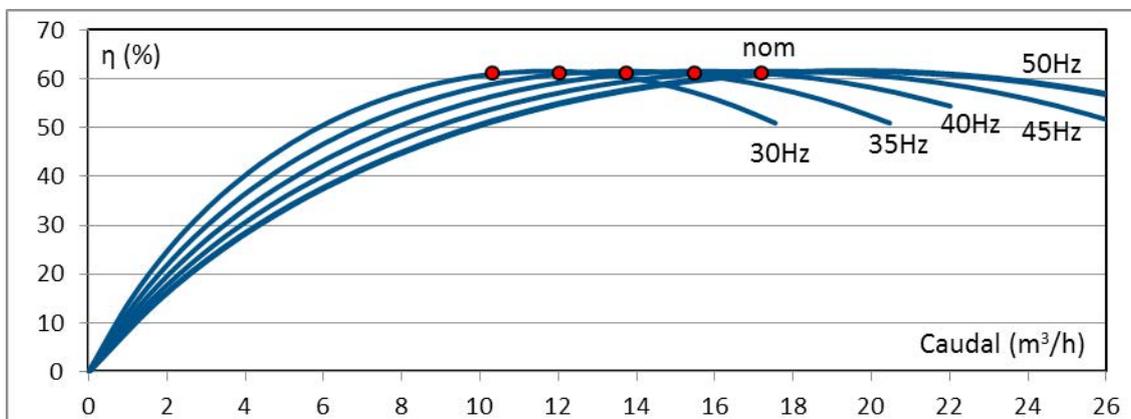


Figura 2.8. Curvas de rendimiento de una bomba a distintas frecuencias de funcionamiento obtenidas mediante análisis dimensional.

La potencia en el eje de la bomba a distintas velocidades de giro puede determinarse mediante análisis dimensional. La potencia en el eje del punto nominal es de 960,5 W, siendo la potencia de su punto homólogo a 45 Hz de:

$$P_{EJE,2} = \frac{n_2^3}{n_1^3} \cdot P_{EJE,1} = \frac{45^3}{50^3} \times 960,5 = 700,2 \text{ W}$$

Operando de forma similar para distintos puntos de la curva y haciendo lo propio para otras velocidades de giro de la bomba, se obtiene la curva de potencia en el eje a distintas frecuencias mostradas en la figura 2.9.

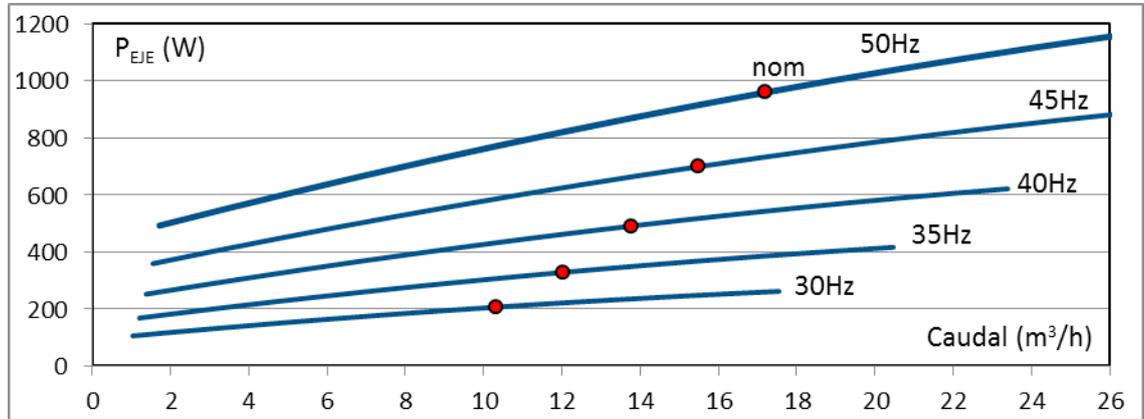


Figura 2.9. Curvas de potencia en el eje de una bomba a distintas frecuencias de funcionamiento obtenidas mediante análisis dimensional.

En realidad, interesa conocer la potencia eléctrica consumida por la bomba y determinar el rendimiento de la bomba respecto la potencia eléctrica consumida. Se aplica la siguiente ecuación para tener en cuenta el rendimiento del motor a distintas potencias en el eje:

$$\eta_M(\%) = 72 + 8 \cdot P_{EJE} / P_{NOM}$$

De igual forma, se aplica la siguiente ecuación para tener en consideración el rendimiento del variador de frecuencia.

$$\eta_{VF}(\%) = 78 + 20 \frac{P_{EL,MOTOR}}{P_{EL,NOM,MOTOR}}$$

Aplicando estos rendimientos en la potencia en el eje se obtienen las curvas de potencia eléctrica consumida a distintas frecuencias mostradas en la figura 2.10.

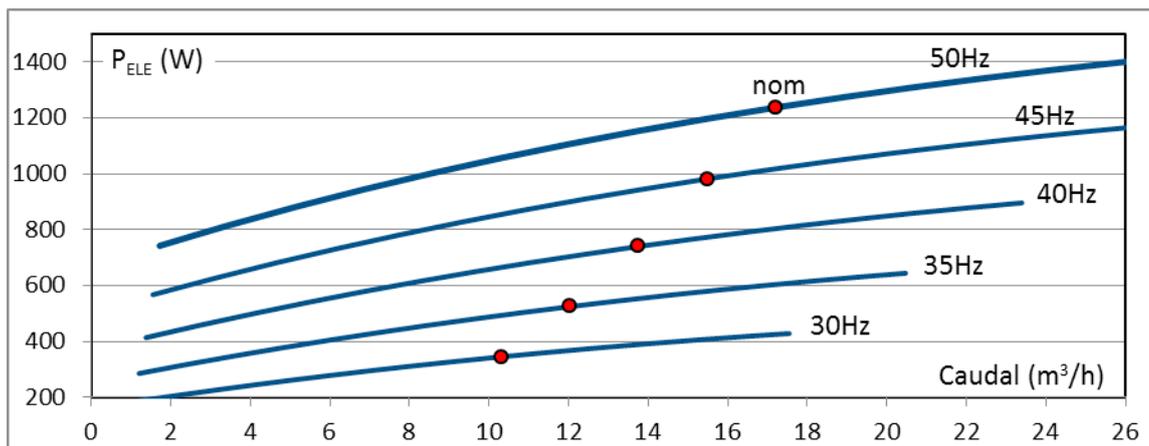


Figura 2.10. Curvas de potencia eléctrica consumida de una bomba a distintas frecuencias de funcionamiento.

Por último, si se consideran los rendimientos del motor eléctrico y de variador de frecuencia sobre el rendimiento de la bomba, se obtienen los rendimientos globales de la bomba cuando gira a distintas velocidades (figura 2.11).

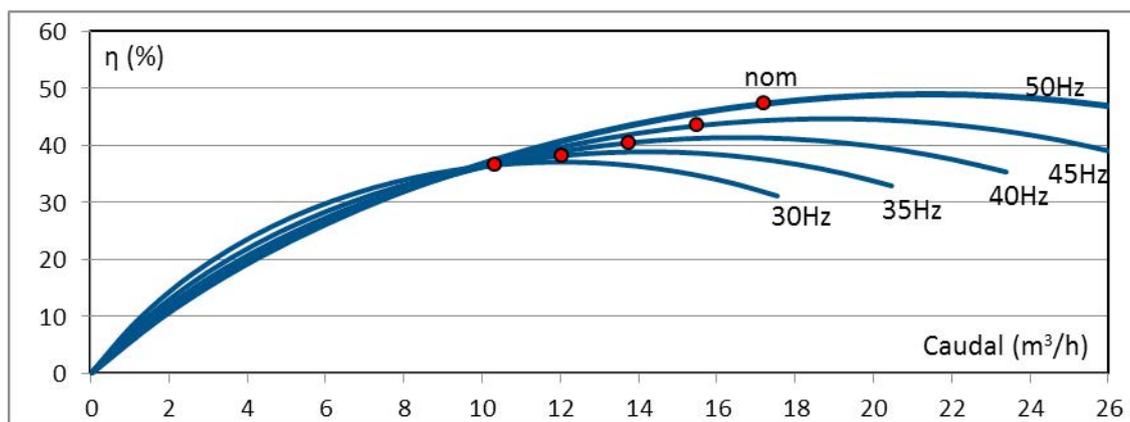


Figura 2.11. Rendimientos globales de la bomba a distintas frecuencias de funcionamiento.

2.4.1. Bomba funcionando a presión diferencial constante

Las bombas que tienen variador de frecuencia están diseñadas para variar su velocidad de giro en función de la carga de la instalación. Se podría optar por seleccionar una bomba con variador de frecuencia para, en la puesta en marcha de la instalación, fijar su velocidad de giro y ajustar el caudal del circuito al nominal. Esta solución aumenta el coste inicial de la instalación, pero es muy eficiente puesto que se suele reducir de forma importante la potencia de bombeo.

Los fabricantes de bombas circulatorias han optado por un funcionamiento de la bomba de forma que varía su velocidad de giro para mantener constante la altura proporcionada (figura 2.12). La bomba está dotada de un sensor de presión diferencial y el variador de frecuencia está programa-

do para mantener esta constante. En la puesta en marcha, el técnico puede configurar la altura de trabajo de la bomba al valor que se considere más apropiado al realizar la puesta en marcha de la instalación.

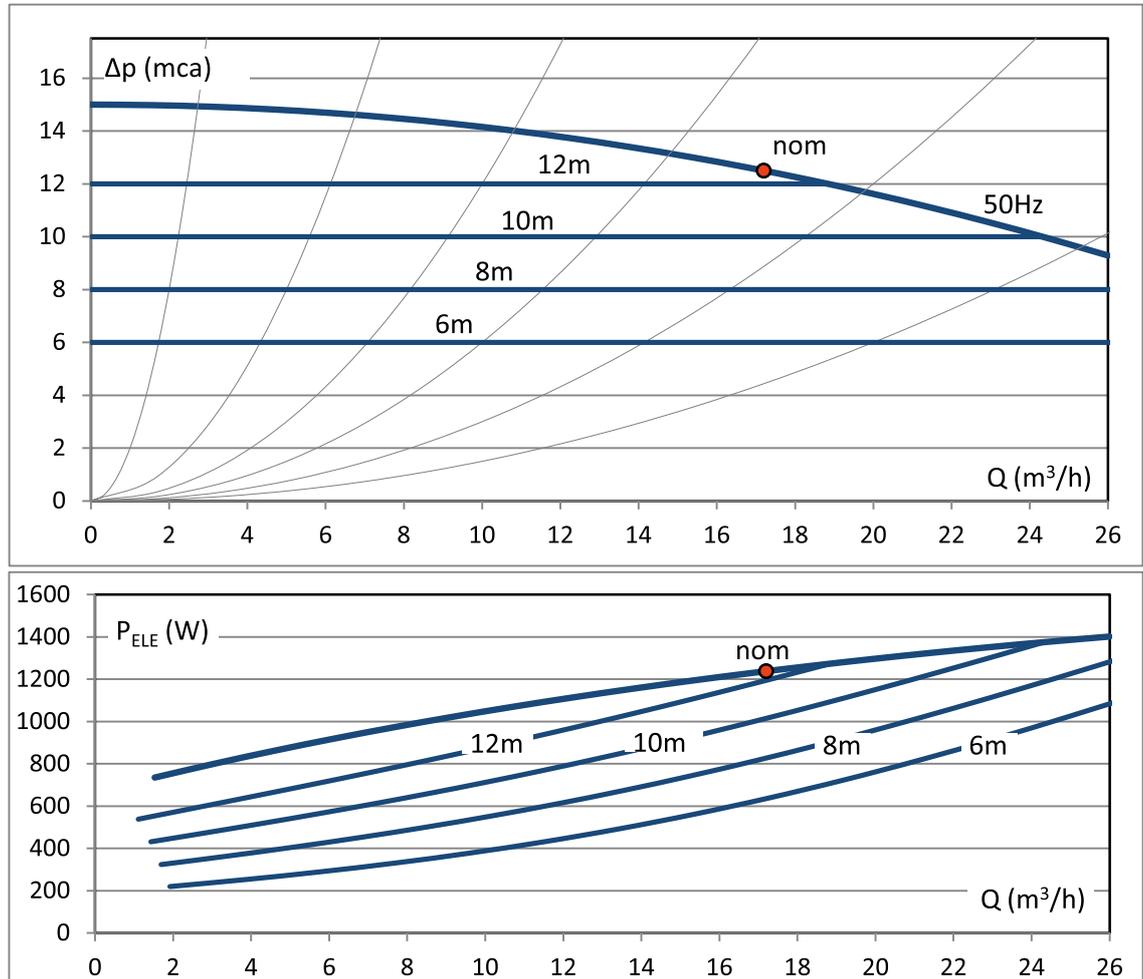


Figura 2.12. Curvas de funcionamiento de una bomba controlada a presión diferencial constante.

En un circuito a caudal variable, en primer lugar se ajustará la bomba para la situación de caudal nominal (máximo). En este punto se le indica al sistema de regulación que mantenga constante la altura proporcionada. De esta forma, al cerrarse las válvulas de regulación del sistema (radiadores, fancoils, etc.), la bomba mantendrá la altura, reduciendo el caudal de suministro, con las siguientes ventajas:

- El caudal disminuye significativamente al aumentar las pérdidas de presión, reduciéndose la velocidad en las tuberías y los posibles problemas de ruido por exceso de caudal.
- La energía consumida disminuye significativamente en los sistemas de climatización donde la demanda es muy variable.

2.4.2. Bomba funcionando a presión diferencial variable

Se trata de una modificación del sistema anterior. En circuitos de recirculación, la resistencia hidráulica del circuito aumenta a medida que cierran las válvulas de control de dos vías de los elementos terminales: radiadores, fancoils, baterías de UTAs, etc.

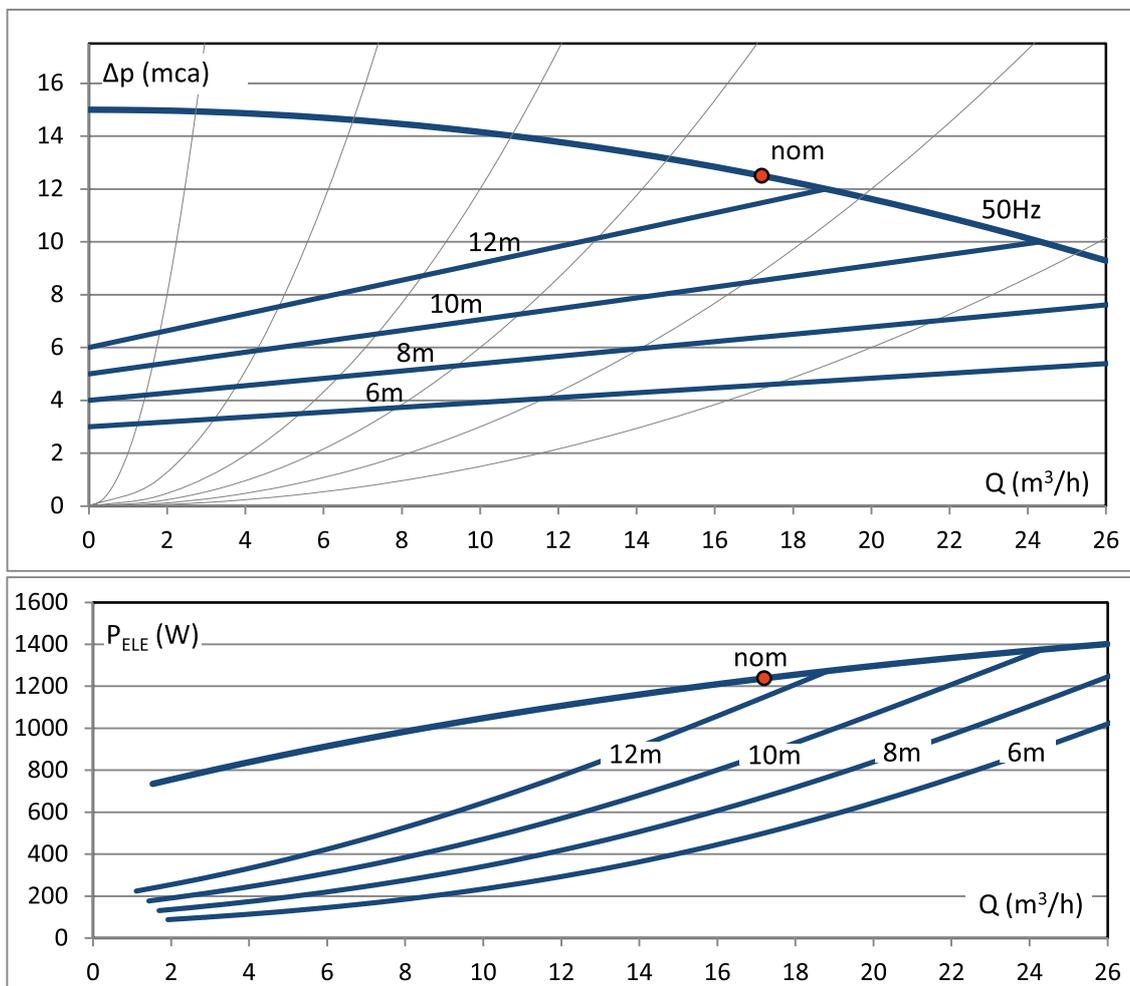


Figura 2.13. Curvas de funcionamiento de una bomba controlada a presión diferencial variable.

Una vez puesta en marcha la bomba y ajustada la altura suministrada por la bomba, la regulación del régimen de giro de la bomba se realiza de forma automática. A medida que se vayan cerrando las válvulas de control el caudal suministrado por la bomba disminuirá significativamente según las curvas resistentes representadas a modo de ejemplo en la figura 2.13.

3 Válvulas de control y de equilibrado

El control y el equilibrado de las unidades terminales influyen de forma importante en el funcionamiento de los circuitos y por tanto en las posibilidades de ahorro energético de los mismos a cargas parciales. De hecho, el control de las unidades terminales cuando trabajan a cargas parciales es lo que debe permitir un ahorro en el consumo de energía de la distribución.

Por otro lado debe tenerse en consideración que la maniobra de la válvula de control de una de las unidades terminales modifica la pérdida de presión del circuito, pudiendo producir desequilibrios o flujos elevados por otros tramos de las tuberías, llegando a afectar el funcionamiento de otras unidades terminales.

En este sentido se presentan las siguientes opciones:

- Válvulas de control:
 - Conexión a 2 vías o a 3 vías
 - Control todo/nada o control proporcional
- Válvulas de equilibrado
 - Equilibrado estático o dinámico.



Figura 3.1. Izquierda: válvulas de control de 2 y de 3 vías. Derecha: accionadores todo nada y proporcionales a una señal 0 – 10 voltios.



Figura 3.2. Izquierda: válvula de equilibrado estática. Centro: válvula de equilibrado dinámica con ajuste manual del caudal. Derecha: válvula de equilibrado dinámica con ajuste exterior del caudal.

3.1. Unidades terminales

Para determinar el funcionamiento de la instalación en condiciones nominales y a cargas parciales debe conocerse el funcionamiento de las unidades terminales. Este documento se centra en fan-coils y UTAs, pero la metodología del estudio puede extenderse a radiadores, suelos radiantes, vigas frías, etc.

3.1.1. Pérdida de presión de las Unidades Terminales

Se trata de un aspecto a considerar en la selección de fan-coils y baterías de UTAs. En un circuito hidráulico que pretenda ser eficiente, no resulta aceptable seleccionar una batería con una pérdida de presión superior a 3 mca en condiciones nominales. Téngase en cuenta que la pérdida de presión de una válvula de control proporcional debe ser 1,2 a 1,5 veces superior a la pérdida de presión de la batería que pretende controlar.

La figura 3.3 muestra la pérdida de presión de la batería de un fancoil a 4 tubos.

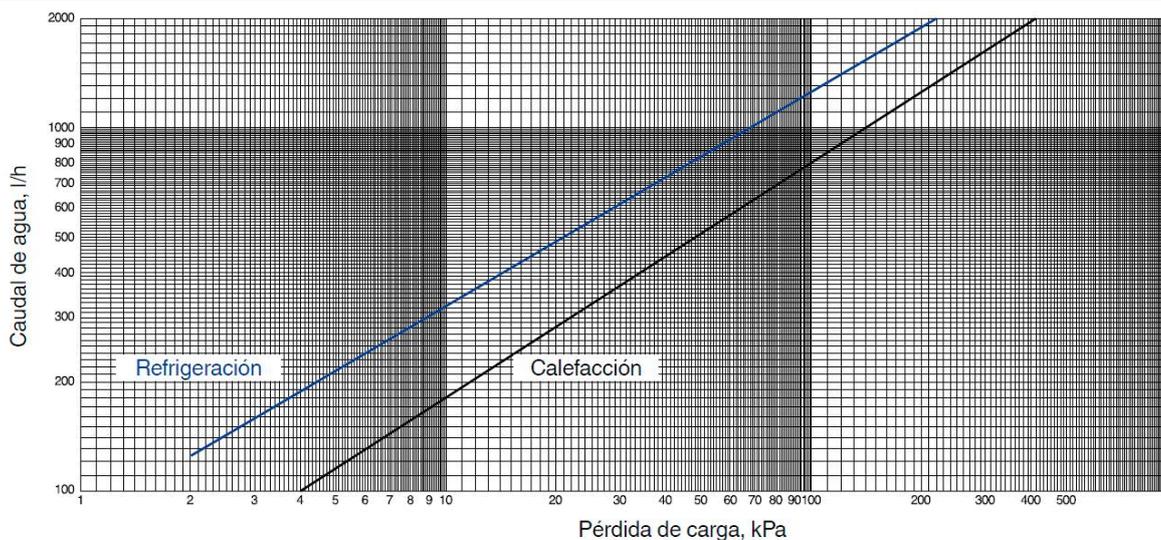


Figura 3.3. Pérdida de presión de las baterías de un fancoil a 4 tubos.

En modo calefacción, el fancoil proporciona 4,8 kW, funcionando con el agua a 50/40° C y con el aire de entrada a 20° C. En este caso el caudal nominal es de 415 l/h, resultando una pérdida de carga según la figura 3.3 de 35 kPa (3,5 mca), algo que debería considerarse inadmisibles. Si se considera una pérdida de presión máxima admisible de 2 mca (~20 kPa), el caudal máximo del fancoil será de 280 l/h, siendo la potencia máxima de disipación para $\Delta T=10^{\circ} C$ de 3,2 kW.

En modo refrigeración, si fijamos una pérdida de presión máxima de la batería de 2 mca (~20 kPa), el caudal máximo del fancoil en modo frío será de 480 l/h (figura 3.3), siendo la potencia máxima de disipación para $\Delta T=5^{\circ} C$ (7/12° C) de 2,8 kW, por debajo de los 4,06 kW nominales.

El análisis de la pérdida de presión en los fancoils nos permite establecer unos límites en pérdida de presión que nos lleven a realizar un circuito hidráulico eficiente por diseño, esto es, con poca pérdida de presión de diseño.

El inconveniente de establecer límites en la pérdida de presión es que se deberán seleccionar fancoils mayores. Ejemplo: si tenemos una carga de calefacción de 4 kW, o seleccionamos este fancoil con una pérdida de presión mayor de 2 mca, o seleccionamos el fancoil inmediatamente superior, que sin duda será más caro. Estaríamos tratando un caso claro de análisis entre costes iniciales y costes de explotación.

3.1.2. Potencia térmica de las Unidades Terminales a cargas parciales

El control de la potencia entregada por las unidades terminales se realiza mediante control todo nada o mediante control proporcional (a efectos de este documento, se considera proporcional al control proporcional, proporcional-derivativo y proporcional-integral-derivativo). Si la demanda del local que climatiza una unidad interior concreta es del 50%, el funcionamiento de la unidad se puede realizar:

Control todo/nada

Con este control, para un 50% de carga media, la válvula estará cerrada durante 30 minutos y abierta al 100% durante los otros 30 minutos. Es decir, que durante 30 minutos la unidad no requerirá caudal y durante otros 30 minutos la unidad requerirá su caudal nominal. En función de la inercia del sistema y del ajuste del control la válvula abrirá y cerrará cada 30 minutos, cada 15 o cada 5. Los fabricantes de válvulas todo/nada ofrecen válvulas con tiempos de apertura y cierre lentos (3 – 5 minutos) que permiten cierta «regulación proporcional» del local.

Control proporcional

Con este control, la unidad terminal proporcionará el 50% de la potencia de proyecto durante la hora completa de funcionamiento. Sin embargo, debe tenerse en cuenta que la relación «típica» entre caudal y potencia entregada tiene una forma como la representada en la figura 3.4. De esta forma, el caudal necesario para entregar un 50% de potencia es el 25% del caudal nominal. La posibilidad de aprovechar esta característica de funcionamiento de las baterías de frío y calor, puede llevarnos a ahorros energéticos importantes en el funcionamiento a carga parcial de la instalación.

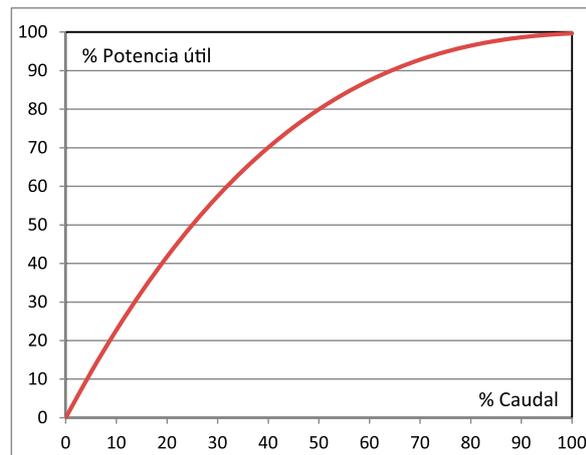


Figura 3.4. Relación entre porcentaje de caudal y porcentaje de potencia útil entregada por un fancoil.

La figura 3.5 muestra el comportamiento de un fancoil cuando funciona al 100%, 75% y 50% de su potencia nominal.

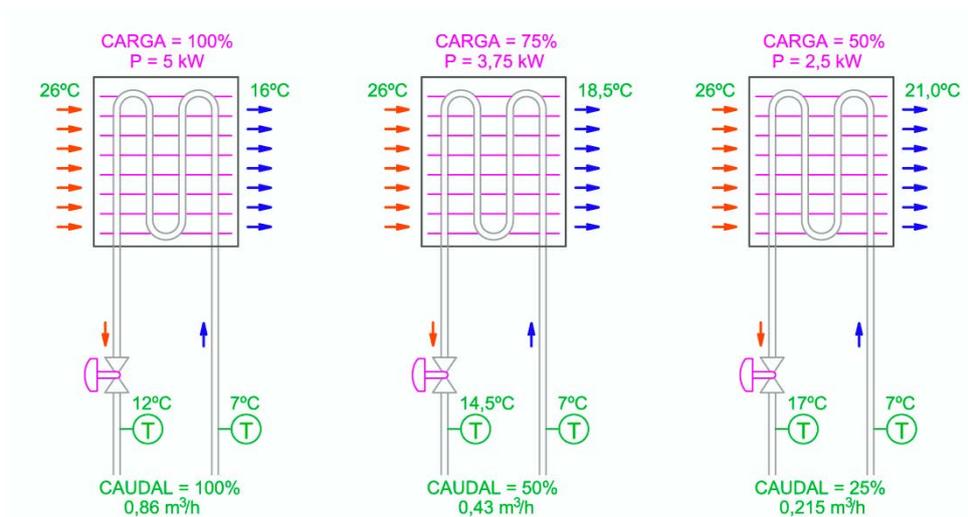


Figura 3.5. Funcionamiento de un fancoil con control proporcional al 100%, 75% y 50% de su potencia nominal.

En el análisis se ha considerado que el caudal de aire es constante y no se ha considerado la deshumidificación. Sin embargo, debe tenerse en cuenta que a cargas parciales, la temperatura media de la batería es más alta, el factor de calor sensible de la unidad aumenta, esto es, la unidad interior seca menos el aire.

3.2. Válvulas de control

El control de la potencia útil entregada por las unidades terminales al local se realiza regulando el caudal de aporte a la unidad. En este sentido, hay dos formas de modificar el caudal de alimentación a la unidad terminal:

- Desviando parte del caudal por otro camino (bypass): válvulas de 3 vías.
- Estrangulando el flujo (incremento de la pérdida de presión): válvulas de 2 vías.

En cualquier caso, el efecto de la válvula sobre la regulación de la potencia útil proporcionada por el fancoil depende del caudal que circula por este, y es independiente de si la regulación se realiza mediante una válvula de 3 vías o mediante una válvula de 2 vías.

Para tener un control estable es conveniente que la relación entre la carrera de la válvula y la potencia útil sea lo más lineal posible. Para ello, las válvulas de control comerciales tienen una curva de caudal frente a carrera como la mostrada en la figura 3.6 (izquierda). De esta forma se compensan las curvas de comportamiento, llegando a una relación más o menos lineal entre porcentaje carrera y porcentaje potencia útil (figura 3.6 derecha).

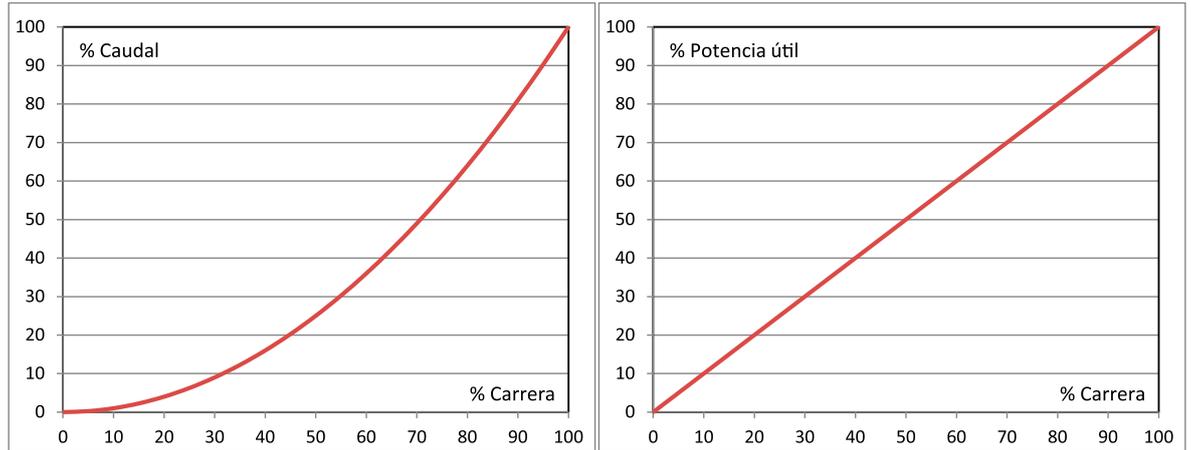


Figura 3.6. Izquierda: relación entre porcentaje de carrera y porcentaje de caudal. Derecha: relación entre porcentaje de carrera y porcentaje de potencia útil entregada por un fancoil de curva típica similar a la representada en la figura 3.4.

A la hora de seleccionar una válvula de control hay que tener en consideración la pérdida de presión que producen a caudal nominal. La pérdida de presión viene dada en función del coeficiente de pérdidas K_v de la válvula. Los fabricantes dan el valor de K_{vs} correspondiente con el factor de pérdidas cuando la válvula está abierta al 100%.

$$\dot{V} = K_{vs} \cdot \sqrt{\Delta p} \quad (3.1)$$

Donde el caudal está en m^3/h y la pérdida de presión en bar.

La figura 3.7 muestra un ábaco de pérdidas de presión en función del caudal para distinta « K_{vs} » de la válvula. Las válvulas se pueden seleccionar para distintos factores de pérdida K_{vs} .

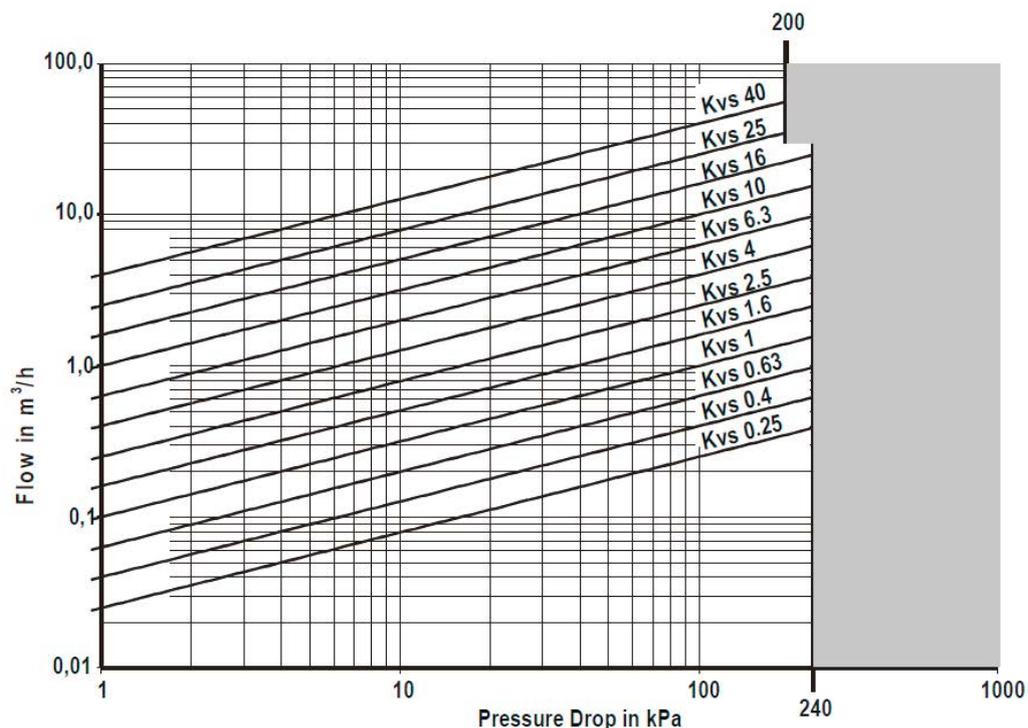


Figura 3.7. Ábaco de la pérdida de presión producida por válvulas en función del Kvs.

Para que la válvula tenga la «autoridad» sobre el flujo de la unidad terminal, los fabricantes recomiendan que la pérdida de presión en la misma sea de 1,2 a 2 veces la pérdida de presión de la unidad terminal. Es práctica habitual instalar válvulas de equilibrado de diámetro nominal inferior al diámetro nominal del tubo que alimenta a la unidad terminal.

En el caso de válvulas de control todo/nada, la autoridad de la válvula no tiene importancia ya que no se pretende ajustar ningún caudal. El dato es importante para conocer la pérdida de presión que se va a producir en la válvula y tenerla por tanto en consideración a la hora de realizar el cálculo de las pérdidas hidráulicas del circuito.

La pérdida de presión en kPa vendría dada por:

$$\Delta p = 100 \cdot (\dot{V} / Kvs)^2 \tag{3.2}$$

Donde el caudal \dot{V} está en m³/h.

Para que la maniobra de la válvula produzca un flujo variable de tipo «proporcional» es conveniente que la pérdida de presión en esta sea al menos similar a la pérdida de presión de la batería.

3.2.1. Válvulas de control de 3 vías

Las válvulas de control de 3 vías de unidades terminales como fancoils o baterías de unidades de tratamiento de aire se deben instalar preferiblemente como válvulas de mezcla, tal y como se muestra en la figura 3.8.

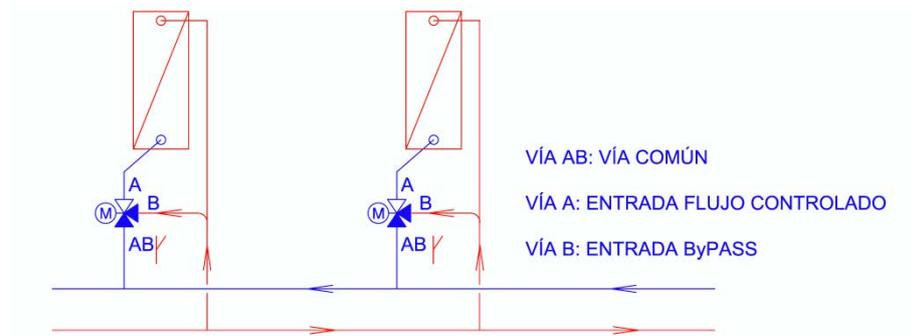


Figura 3.8. Montaje de las válvulas de control de 3 vías.

Las válvulas deberían montarse en retorno, debido a las condiciones de temperatura más próximas a la temperatura ambiente. Si se superasen las presiones máximas de operación en el sistema podrían producirse ruidos.

Las válvulas de 3 vías pueden ser de tipo roscado (generalmente diámetros inferiores a DN50) o embridadas. La figura 3.9 muestra las dimensiones de una serie de válvulas de 3 vías de tipo roscado.

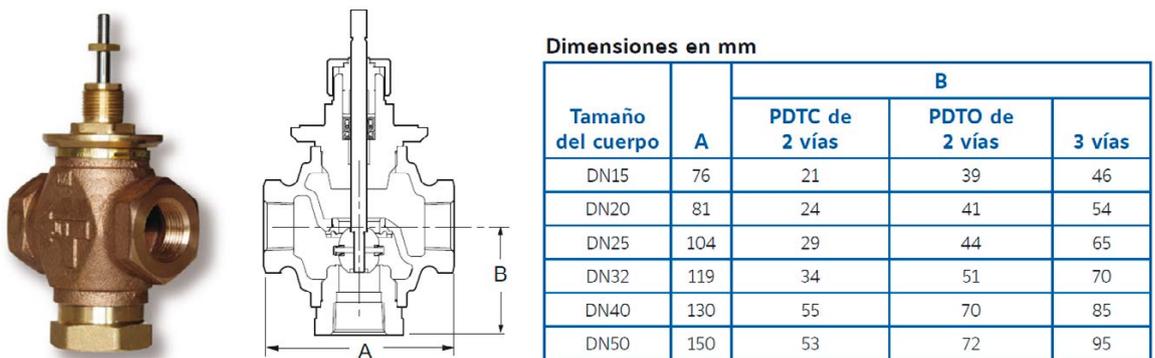


Figura 3.9. Dimensiones de válvulas de 3 vías roscadas de DN15 a DN50.

Selección de válvulas de 3 vías todo/nada

La figura 3.7 muestra el ábaco de pérdida de presión de las válvulas todo/nada que ofrece como opcional en su catálogo el fabricante del fancoil cuya curva de pérdida de carga se mostró en la

figura 3.3. Se trata de una válvula de 3 vías de 1/2" (con bypass incorporado) con las siguientes especificaciones de fábrica:

- Conexión macho de 1/2" BSP para tuercas de unión.
- Cuerpo de válvula recto con flecha indicadora de la dirección de flujo.
- Tamaño nominal DN 15 para válvula de 1/2".
- Presión nominal: PN 16 bar (1.600 kPa).
- Fluido: solución de agua y glicol (40% de glicol máx.).
- Gama de funcionamiento: 2-90°C.
- Kvs = 1.

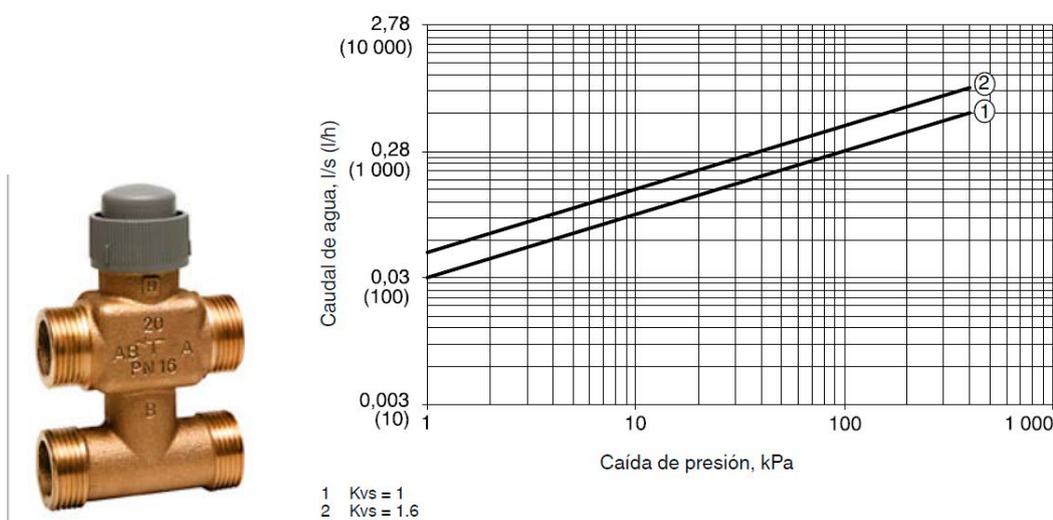


Figura 3.10. Ábaco de la pérdida de presión producida por válvulas todo/nada en función del Kvs.

A continuación se va a analizar la selección de la válvula de control de 3 vías para la batería de calefacción del fancoil de 4 tubos de la sección 3.1.

Punto nominal del fancoil: P = 4,8 kW (50/40° C); $\dot{V} = 0,415 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p_{FC} = 3,5 \text{ mca}$ (figura 3.3). Entrando en la curva de la válvula de Kvs = 1 de la figura 3.10 con el caudal de $\dot{V} = 0,415 \text{ m}^3/\text{h}$ se obtiene una pérdida de presión en la válvula de control de aproximadamente $\Delta p_{VC} = 18 \text{ kPa}$ (1,8 mca). Para más precisión, se puede emplear la ecuación de pérdidas, resultando:

$$\Delta p = \left(\frac{\dot{V}}{Kvs} \right)^2 = \left(\frac{0,415}{1} \right)^2 = 0,17 \text{ bar}$$

La selección de los fancoils en su punto nominal lleva generalmente a pérdidas de presión importantes en la batería y en la válvula de control. Este caso muestra que si se hace la selección para 4,8 kW en calefacción, la pérdida de presión será de 5,3 mca (3,5 en el fancoil + 1,8 en la válvula de control todo/nada).

Sin embargo, si el mismo fancoil se selecciona para 3,2 kW, el caudal será de 0,280 m³/h y la pérdida de presión de 2,0 mca (figura 3.3). En este caso, la pérdida de presión en la válvula de control será de 8 kPa (0,8 mca y la del conjunto fancoil-válvula de control de 2,8 mca.). Se trata de decisiones de diseño que afectarán de forma importante a la selección de las bombas y del consumo de energía que en el futuro tendrá la instalación de climatización.

Selección de válvulas de 3 vías con control proporcional

En el caso de emplear válvulas de 3 vías con control proporcional, la pérdida de presión de la válvula debería ser de al menos 1,25 veces la pérdida de presión de la batería del fancoil para una correcta autoridad del flujo.

A continuación se va a analizar la selección de la válvula de control de 3 vías proporcional para la batería de calefacción del fancoil de 4 tubos de la sección 3.1.

Para el caudal nominal ($\dot{V}= 0,415$ m³/h), el fancoil tiene una pérdida de presión de $\Delta p_{FC}=3,5$ mca. Por tanto, para que la válvula de control tenga autoridad, esta debe seleccionarse para una pérdida de presión de $\Delta p_{VC}=4,8$ mca (1,25 veces la del fancoil), resultando una pérdida de presión total de 8,3 mca.

Para seleccionar la Kvs de la válvula de control, se emplea la ecuación (3.1), para un caudal de $\dot{V}= 0,415$ m³/h y una pérdida de presión de $\Delta p_{VC}=4,8$ mca ($\Delta p_{VC}=0,471$ bar = 47,1 kPa), resultando:

$$Kvs = \frac{\dot{V}}{\sqrt{\Delta p}} = \frac{0,415}{\sqrt{0,471}} = 0,605$$

Se debería escoger la válvula con Kvs inferior, esto es, la de Kvs=0,4, sin embargo se escoge la válvula con un coeficiente de pérdidas Kvs=0,63 por estar muy próximo. La selección puede realizarse asimismo entrando en el ábaco de la figura 3.7, resultando una válvula con un coeficiente de pérdidas Kvs=0,63.

Si se hace una selección más eficiente del fancoil para una potencia inferior y un caudal de $\dot{V}= 0,280$ m³/h, la pérdida de presión del fancoil resulta $\Delta p_{FC}=2$ mca. La válvula de control deberá tener por tanto una pérdida de presión de $\Delta p_{VC}=2,5$ mca (1,25 veces la del fancoil), resultando una pérdida de presión del conjunto de 4,5 mca.

La selección de la Kvs de la válvula de control se realiza para un caudal de $\dot{V}= 0,280$ m³/h y una pérdida de presión de $\Delta p_{VC}=2,5$ mca, resultando:

$$Kvs = \frac{\dot{V}}{\sqrt{\Delta p}} = \frac{0,280}{\sqrt{0,2471}} = 0,563$$

Si se escoge la válvula con un Kvs=0,63, la pérdida de presión de la válvula será de 2 mca (algo justa) mientras que si se elige una válvula con un Kvs=0,4, la pérdida de presión será de 5 mca.

3.2.2. Válvulas de control de 2 vías

Se trata del sistema de conexionado de las unidades terminales con el que cuando actúa la válvula de control no solo se reduce el caudal de agua que pasa por la unidad terminal sino también el caudal que circula por el tramo de tubería que la alimenta.

Las válvulas de dos vías se montan en el retorno tal y como se muestra en la figura 3.11 por dos motivos:

- Las temperaturas de trabajo habituales estarán más próximas a la temperatura ambiente.
- El cierre de la válvula incrementa la presión en el fancoil, trabajando este a más presión y con menos riesgo de posibles entradas de aire que si se instalara en el tubo de impulsión.

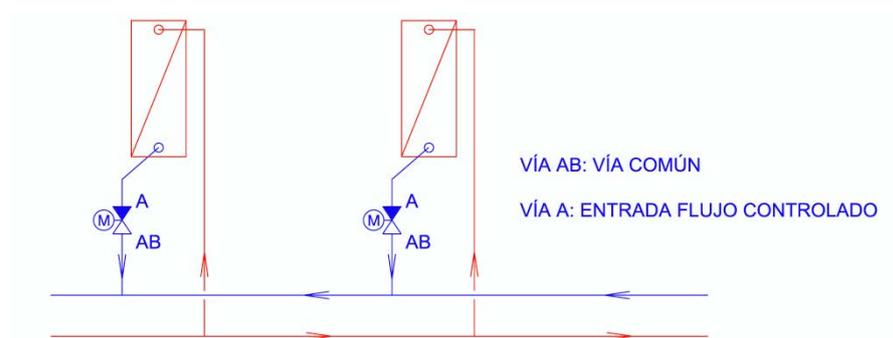


Figura 3.11. Montaje de las válvulas de control de 2 vías.

La regulación de los circuitos hidráulicos con válvulas de 2 vías tiene ventajas importantes respecto a los circuitos a 3 vías:

- Posibilidad de reducción del caudal del circuito hidráulico con la consiguiente reducción de la energía de bombeo.
- Posibilidad de emplear factores de simultaneidad en los circuitos. El caudal de diseño puede ser el máximo simultáneo de todas las unidades terminales y no la suma de los máximos.
- Mejor comportamiento ante desequilibrios hidráulicos. Si alguna unidad terminal tiene defecto de caudal cuando las unidades están al 100%, es de esperar que su caudal aumente a medida que vayan cerrando las unidades que tengan exceso de caudal.

Selección de válvulas de 2 vías todo/nada

La selección de válvulas de 2 vías todo/nada suele ser sencilla y algunas veces se selecciona la válvula de control que ofrece como opcional el fabricante del fancoil. Si la válvula de control es de paso recto, podrían tener una pérdida de presión despreciable cuando se encuentre abierta al 100%.

Sin embargo, es habitual que la pérdida de presión de la válvula abierta al 100% sea similar a la del fancoil. De esta forma, la válvula tiene cierta autoridad y se aprovechan los cierres y aperturas lentos (3 – 5 minutos) de la misma para realizar cierto control sobre la instalación y evitar cambios bruscos de temperatura que pueden influir en las condiciones de bienestar térmico del local.

A continuación se describen las especificaciones de fábrica de la válvula de 2 vías todo/nada:

- Conexión macho de 1/2" BSP para tuercas de unión.
- Cuerpo de válvula recto con flecha indicadora de la dirección de flujo.
- Tamaño nominal DN 15 para válvula de 1/2".
- Presión nominal: PN 16 bar (1600 kPa).
- Fluido: solución de agua y glicol (40% de glicol máx.).
- Gama de funcionamiento: 2 - 90°C.
- Kvs = 1,6.

Actuador electrotérmico de 230 V CA de tipo marcha/parada. El movimiento lineal lo proporciona la dilatación y contracción de un elemento de cera calentado por una resistencia eléctrica. Tiempo de apertura y cierre: 5 minutos.

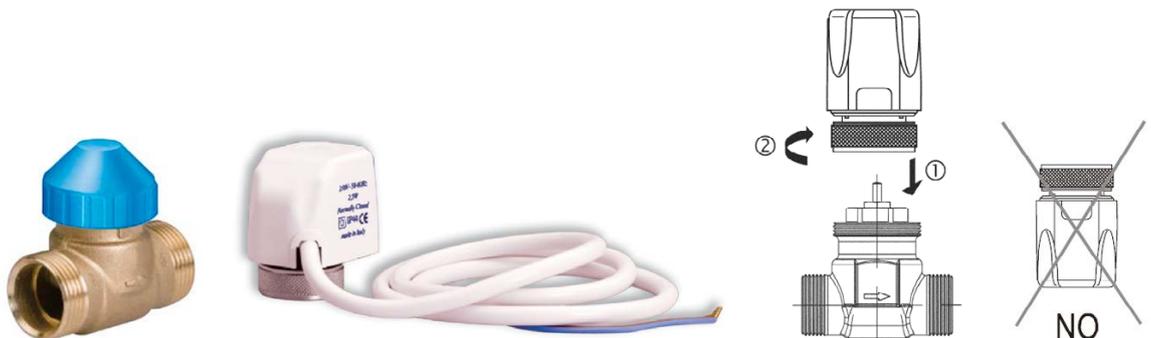


Figura 3.12. Fotografía de válvula de control de 2 vías con su actuador todo/nada. Instrucciones de montaje.

A continuación se va a analizar la selección de la válvula de control de 2 vías para la batería de calefacción del fancoil de 4 tubos de la sección 3.1.

Punto nominal: $P = 4,8 \text{ kW (50/40}^\circ\text{C)}$; $\dot{V} = 0,415 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p_{FC} = 3,5 \text{ mca}$. Para una $Kvs = 1,6$, la pérdida de presión de la válvula totalmente abierta se puede determinar mediante el ábaco de la figura 3.7 o empleando la ecuación de pérdidas:

$$\Delta p = \left(\frac{\dot{V}}{Kvs} \right)^2 = \left(\frac{0,415}{1,6} \right)^2 = 0,0673 \text{ bar (6,7 kPa; 0,68 mca)}$$

Punto limitado en pérdida de presión: si se pone un límite a la pérdida de presión del fancoil de $\Delta p_{FC}=2$ mca, la potencia térmica del fancoil será de 3,2 kW y el caudal de $\dot{V} = 0,280$ m³/h. En este caso, la pérdida de presión en la válvula de control será de:

$$\Delta p = \left(\frac{\dot{V}}{Kvs} \right)^2 = \left(\frac{0,280}{1,6} \right)^2 = 0,0306 \text{ bar (3,06 kPa; 0,31 mca)}$$

Se observa que la pérdida de presión de la válvula de 2 vías de $Kvs = 1$ es muy inferior a la pérdida de presión del fancoil. Ventaja: menos potencia de bombeo; inconveniente: poca autoridad de la válvula en los minutos de apertura y cierre. La autoridad de las válvulas todo/nada no debe ser un aspecto determinante a la hora de seleccionar la válvula.

En el capítulo 4 se realizará un análisis de comportamiento de la instalación cuando se produce el cierre de válvulas de 2 vías.

Selección de válvulas de 2 vías proporcionales

En el caso de emplear válvulas de 2 vías con control proporcional, la pérdida de presión de la válvula debería ser de al menos 1,2 veces la pérdida de presión de la batería del fancoil para una correcta autoridad del flujo.

La selección de la válvula de control proporcional de 2 vías para la batería de calefacción del fancoil de 4 tubos de la sección 3.1 se realizaría de la misma forma que se ha realizado anteriormente para la válvula de 3 vías.

Para el punto nominal resultaría $\Delta p_{FC}=3,5$ mca, se seleccionaría una válvula con $Kvs=0,63$, resultando

$$\Delta p = \left(\frac{\dot{V}}{Kvs} \right)^2 = \left(\frac{0,415}{0,63} \right)^2 = 0,434 \text{ bar (43,4 kPa; 4,4 mca)}$$

La pérdida de presión del conjunto fancoil – Válvula de control es de $\Delta p_{FC}=3,5$ mca + $\Delta p_{VC}=4,4$ mca, resultando 7,9 mca (a falta de la pérdida de presión de la válvula de equilibrado).

Para el punto de pérdida de presión limitada $\Delta p_{FC}=2,0$ mca, ($\dot{V} = 0,280$ m³/h), se seleccionaría una válvula con $Kvs=0,63$, resultando:

$$\Delta p = \left(\frac{\dot{V}}{Kvs} \right)^2 = \left(\frac{0,280}{0,63} \right)^2 = 0,197 \text{ bar (19,7 kPa; 2,0 mca)}$$

Se deberá analizar la posibilidad de instalar esta válvula, cuya pérdida de presión es similar a la de la batería. Si no se considera aceptable la selección de esta válvula de control, se deberá optar por instalar una válvula de $Kvs=0,4$, cuya pérdida de presión será de unos 5 mca para el caudal de $\dot{V} = 0,280$ m³/h. Faltaría tener en consideración la pérdida de presión de la válvula de equilibrado.

3.3. Válvulas de equilibrado

El funcionamiento correcto de las unidades terminales depende en gran medida de que se realice un correcto equilibrado de la instalación.

Equilibrar un circuito no es más que introducir una pérdida de presión adicional en determinados puntos que haga que la presión a vencer por el flujo al pasar el caudal nominal de cada unidad terminal sea la misma. De esta forma circulará el caudal nominal por cada unidad terminal sin importar su situación en el circuito.

El equilibrado hidráulico se puede realizar mediante válvulas de equilibrado estáticas y mediante válvulas de equilibrado dinámicas. En circuitos sencillos se puede optar por equilibrar con retorno invertido. Se trata de que la distancia hidráulica de todas las unidades terminales sea similar. Si todas las unidades tienen la misma pérdida de presión a caudal nominal, circulará el mismo caudal por todas ellas.

3.3.1. Válvulas de equilibrado estáticas

En el caso de instalaciones a caudal constante, es habitual realizar el equilibrado del circuito mediante válvulas de equilibrado estáticas. En la puesta en marcha de la instalación, se deberá realizar el ajuste de las válvulas de equilibrado con el objeto de asegurar que efectivamente el caudal de circulación por cada unidad terminal sea el nominal. Las válvulas disponen de dos tomas de presión para la medida del caudal y de esta forma realizar cómodamente el ajuste de la misma. La válvula lleva una numeración de vueltas que permite conocer el cierre de la misma. Se ajustan de forma manual en la puesta en marcha y generalmente no se vuelven a ajustar.



Figura 3.13. Válvulas de equilibrado estáticas.

En las unidades terminales controladas con válvulas de 3 vías es conveniente instalar una válvula de equilibrado en el bypass para que cuando la válvula de 3 vías module, el caudal permanezca constante. Básicamente esto se consigue si la pérdida de presión por el bypass es similar a la pérdida de presión de la batería que alimenta.

De esta forma, en una instalación a caudal constante bien equilibrada, el caudal nominal circulará por cada tramo y no variará al actuar las válvulas de control de 3 vías. El problema aparece en las instalaciones realizadas a caudal variable con válvulas de 2 vías donde, al cerrar la válvula de control

de una de las unidades terminales, se produce un mayor caudal en el resto de unidades. El problema de las fluctuaciones de caudal con la apertura y cierre de las válvulas de control de 2 vías será más o menos importante en función del número de unidades terminales existentes y de si la bomba funciona a velocidad constante, a velocidad variable con $\Delta p = \text{constante}$ o a velocidad variable con $\Delta p = \text{variable}$.

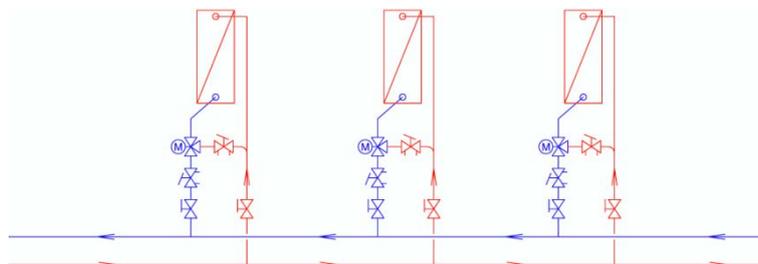


Figura 3.14. Válvulas de equilibrado estáticas instaladas en un circuito hidráulico a caudal constante con control de unidades terminales mediante válvulas de 3 vías.

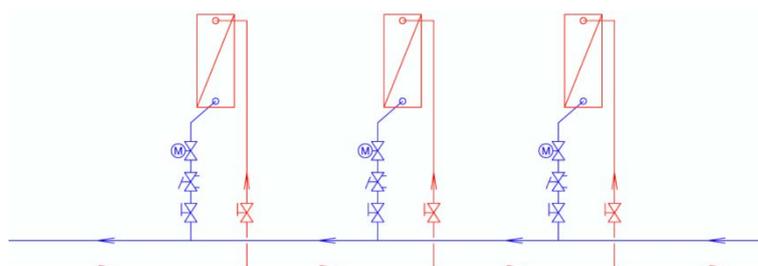


Figura 3.15. Válvulas de equilibrado estáticas instaladas en un circuito hidráulico a caudal variable con control de unidades terminales mediante válvulas de 2 vías.

3.3.2. Válvulas de equilibrado dinámicas

Las válvulas de equilibrado dinámicas presentan una característica de funcionamiento que puede representarse gráficamente en la figura 3.16. Se trata de válvulas que producen una pérdida de presión variable de forma que el caudal que pasa por ellas se mantenga constante en un amplio rango de funcionamiento. En este sentido, la selección de las válvulas se suele realizar para el rango 1 (de 1 a 10 mca) o para el rango 2 (de 2 a 18 mca).

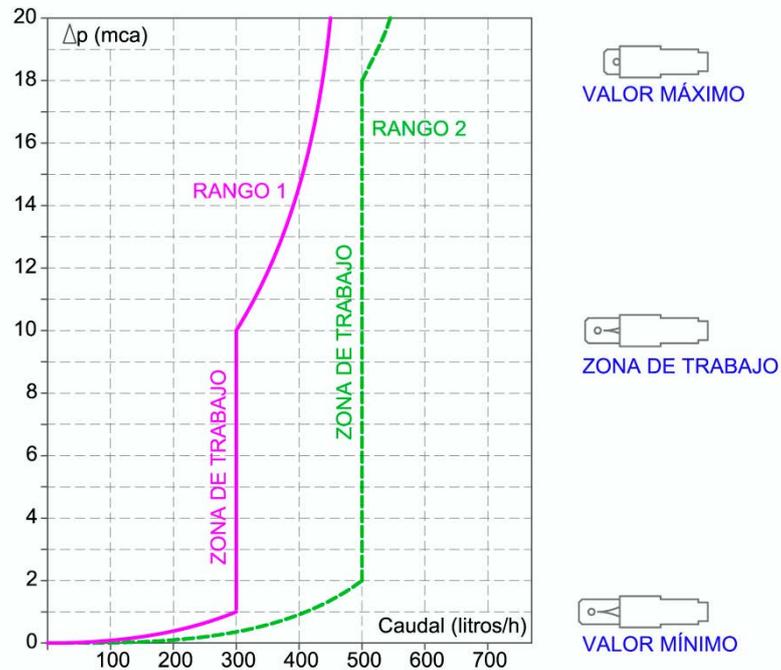


Figura 3.16. Curva de funcionamiento típica de las válvulas de equilibrado dinámicas. Línea discontinua: válvula de rango 1 de caudal nominal 300 l/h. Línea continua: válvula de rango 2 de caudal nominal 500 l/h

La figura 3.17 muestra la imagen de tres válvulas de equilibrado dinámicas. La válvula de la izquierda tiene montado un cartucho que fija el caudal a su caudal nominal. En el caso de la válvula del centro, el instalador puede intervenir sobre la válvula de forma manual, fijando el caudal nominal a circular por ella. La válvula de la derecha se regula a partir de una señal externa.



Figura 3.17. Válvulas de equilibrado dinámicas. Izquierda: de caudal fijo. Centro: de caudal ajustable exteriormente de forma manual. Derecha: de caudal ajustable mediante señal exterior.

El equilibrado dinámico es muy fácil de implementar y presenta las siguientes ventajas:

- En válvulas de control de 3 vías, el equilibrado del bypass no resulta tan crítico ya que la válvula asegurará que el caudal no aumente al actuar la válvula de 3 vías.
- Es muy sencillo de implementar y no necesita realizar un ajuste complejo en la puesta en marcha, tal y como ocurre en el equilibrado estático.

- El cierre de válvulas de control de otras unidades terminales del circuito no incrementan el caudal que circula por una unidad terminal que se encuentre funcionando. Mejoran la calidad del control de la instalación.
- Las válvulas de control dinámicas actúan sobre el caudal que circula por la unidad y liberan la válvula de control de verse sometida a elevadas presiones diferenciales, tal y como ocurre en las válvulas estáticas. Mejoran la autoridad de las válvulas de control proporcionales.

Como inconveniente, además del coste, debe tenerse en consideración que la válvula de equilibrado dinámica introduce una pérdida de presión en el circuito hidráulico de al menos 1 mca (generalmente 2 mca), lo que deberá tenerse en consideración a la hora de seleccionar la bomba y a la hora de analizar el sistema desde el punto de vista de eficiencia energética.

Otro inconveniente puede ser que las válvulas ocultan un posible sobredimensionado de la bomba. Si se selecciona una bomba que proporciona más presión de la necesaria, las válvulas actuarán más, incrementando la pérdida de presión del circuito, sin que el problema sea fácilmente detectable.

3.3.3. Válvulas de equilibrado dinámicas con control de caudal

Se trata de una evolución muy interesante de las válvulas de equilibrado dinámicas, donde se une la función de equilibrado y la función de control. Se trata de monitorizar el ajuste exterior del caudal de la válvula, de forma que la válvula de equilibrado dinámico puede actuar asimismo como una válvula de control muy eficiente. La figura 3.17 (derecha) muestra una fotografía de una válvula comercial donde se distingue perfectamente el motor que actúa sobre el cartucho de regulación de caudal.

La figura 3.18 muestra las curvas de funcionamiento de una válvula de equilibrado dinámico con control exterior. El caudal de regulación de la válvula depende de la señal de control: en este caso, 10 V sería el 100% del caudal ($0,5 \text{ m}^3/\text{h}$), la señal de 7,5 voltios se correspondería con un caudal del 75% ($0,375 \text{ m}^3/\text{h}$).

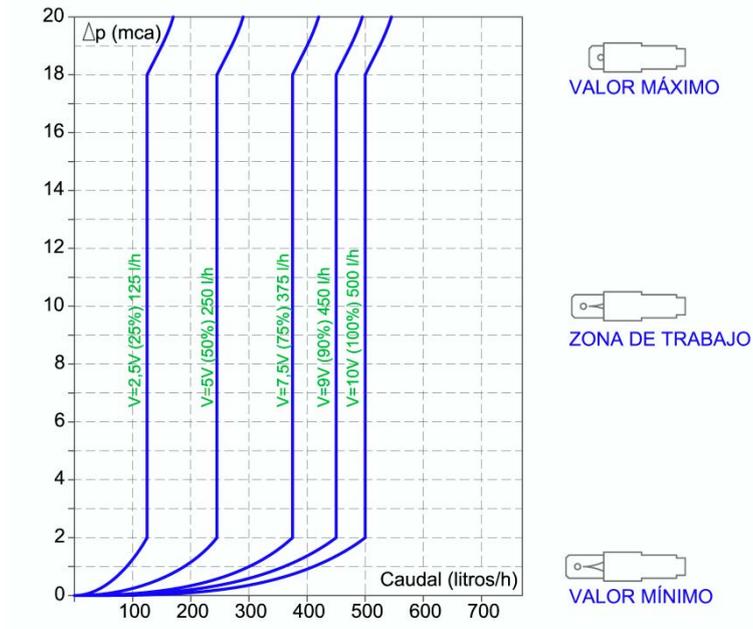


Figura 3.18. Curva de funcionamiento típica de las válvulas de equilibrado dinámicas con control exterior.

El control de las unidades mediante válvulas dinámicas no debe cumplir ningún criterio de autoridad, por lo que la pérdida de presión del circuito puede ser inferior a la pérdida de presión de la solución de válvula de control convencional de 2 vías junto a válvula de equilibrado dinámica o estática.

4 Funcionamiento de circuitos secundarios

En este capítulo se van a analizar las distintas posibilidades de implementar un circuito secundario. El funcionamiento más o menos eficiente de un circuito secundario es una combinación de:

- Bomba: a velocidad constante, velocidad variable y en su caso control con $\Delta p = \text{cte}$ o $\Delta p = \text{variable}$.
- Válvulas de control: válvulas de 2 vías o válvulas de 3 vías.
- Tipo de control: todo/nada o proporcional.
- Equilibrado: válvulas de equilibrado estáticas o dinámicas.

Se trata pues de $3 \times 2 \times 2 \times 2 = 24$ posibles combinaciones. Realmente podría considerarse más opciones si consideramos la posibilidad de controlar la bomba por salto de temperaturas o si se instalan válvulas de presión diferencial constante. Por el contrario, todas las combinaciones no son razonables, por lo que únicamente se analizarán las más razonables.

4.1. Control mediante válvulas de 3 vías

Se trata del sistema de conexionado de las unidades terminales más habitual en la mayoría de las instalaciones existentes. El conexionado de las unidades terminales a 3 vías lleva a diseños de circuitos a caudal constante, donde el caudal del circuito hidráulico es independiente de la potencia suministrada por la unidad terminal. El funcionamiento del circuito hidráulico es independiente de si se emplean válvulas todo/nada o válvulas proporcionales.

La figura 4.1 muestra el conexionado de las baterías de calor de 2 unidades de tratamiento de aire controladas mediante válvulas de 3 vías con control proporcional. El equilibrado hidráulico de la instalación se ha realizado mediante válvulas de equilibrado estáticas.

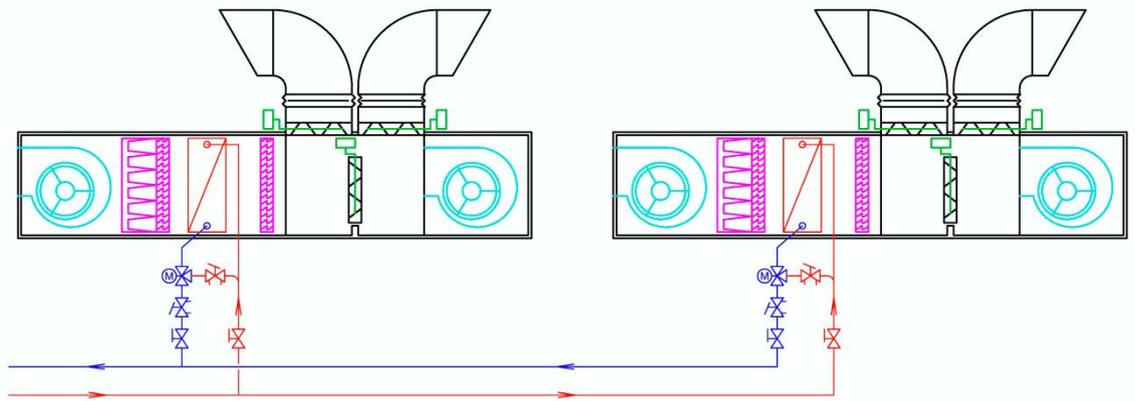


Figura 4.1. Conexión de 2 unidades de tratamiento de aire mediante válvulas de 3 vías con control proporcional y equilibrado estático.

4.1.1. Control todo/nada o control proporcional

Las diferencias entre realizar el control mediante válvulas de 3 vías todo/nada o proporcionales son las siguientes:

- Las válvulas todo/nada producen variaciones importantes del caudal y por tanto pueden llevar a un mal control de la temperatura del local.
- Las válvulas todo/nada no necesitan de ningún tipo de cálculo de autoridad. Es conveniente que produzcan la menor pérdida de presión posible para reducir al máximo la potencia de bombeo.
- Las válvulas proporcionales hacen que la unidad trabaje con un mayor salto de temperaturas, la diferencia de temperaturas del agua entre la entrada y salida es mayor. Cuando funciona al 100% de potencia, circula el 100% de caudal y el salto de temperaturas es de 5° C (7/12° C), cuando funciona al 50% de potencia, circula el 25% de caudal y el salto de temperaturas es de 10° C (7/17° C). Al ser la temperatura media de la batería más alta, el factor de calor sensible de la unidad aumentará, esto es, la unidad secará menos el aire.

Ejemplo 4.1. Válvulas de 3 vías proporcionales, bomba a velocidad constante.

Se va a seleccionar una bomba para un circuito secundario de 10 fancoils cuya pérdida de presión en condiciones nominales es de 3 mca. El caudal nominal en cada fancoil es de 620 l/h (0,62 m³/h), siendo el caudal total de $\dot{V} = 6,2 \text{ m}^3/\text{h}$.

Seleccionamos la válvula de 3 vías proporcional, que tiene un coeficiente de pérdidas de $K_{vs}=1$, resultando una pérdida de presión de

$$\Delta p = \left(\frac{\dot{V}}{K_{vs}} \right)^2 = \left(\frac{0,620}{1} \right)^2 = 0,38 \text{ bar (3,9 mca)}$$

Se supone que la pérdida de presión de las tuberías (hasta el fancoil más desfavorable) es de 5 mca. La presión a proporcionar por la bomba es de 11,9 mca y el caudal de 6,2 m³/h.

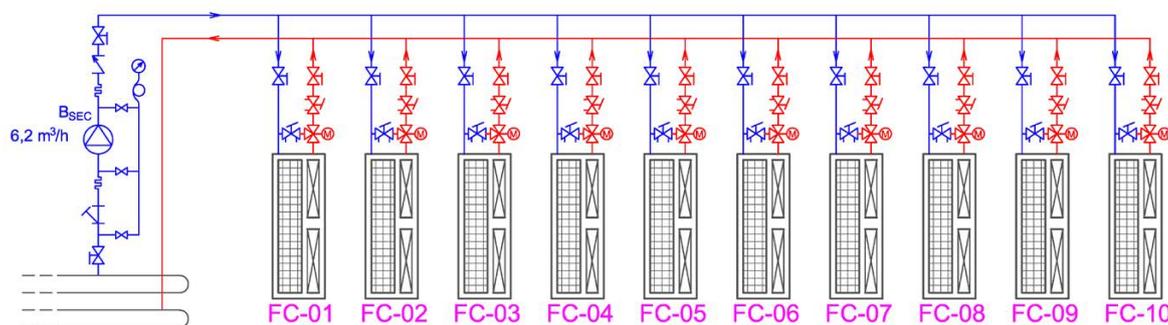


Figura 4.2. Ejemplo de conexionado de 10 fancoils mediante válvulas de 3 vías con control proporcional y equilibrado estático.

Se selecciona una bomba cuya curva de funcionamiento se muestra en la figura 4.3. El punto de funcionamiento de la bomba estará por encima del nominal: caudal de 6,54 m³/h en lugar de 6,2 m³/h y altura de 13,3 mca en lugar de 11,9 mca.

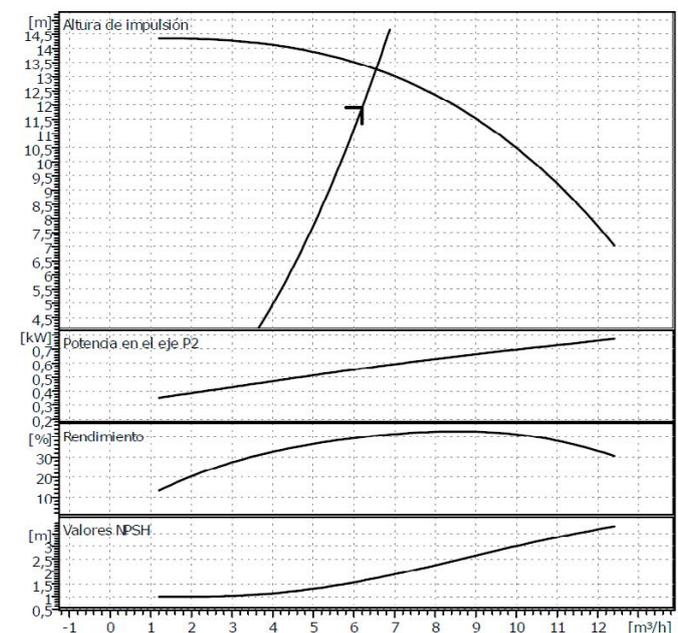


Figura 4.3. Curvas de funcionamiento de la bomba seleccionada en el ejemplo 4.1.

La potencia en el eje resulta $P_{EJE} = 575 \text{ W}$, y la potencia eléctrica consumida de $P_{ELE} = 720 \text{ W}$ (rendimiento de la bomba = 33,6%). Si la bomba pertenece a un circuito secundario de refrigeración en un edificio situado en Madrid (zona climática D3) con un horario de 12 horas, de la tabla 1.2 se obtiene que esta funcionará 12 horas durante 100 días laborables y 8 horas durante 21 sábados, resultando 1.368 horas al año. El consumo energético al año de la bomba será aproximadamente 0,72 kW x

1368 h = 985 kWh. Se considera que la instalación está perfectamente equilibrada y que ni el caudal ni la pérdida de presión cambian al actuar las válvulas de control.

Ejemplo 4.2. Válvulas de 3 vías todo/nada, sin pérdida de presión.

En el ejemplo 4.1, la pérdida de presión de la instalación resultó ser de 11,9 mca: 3 mca del fancoil, 3,9 mca de la válvula de control y 5 mca del circuito hidráulico. Se entiende que el equilibrado se ha realizado mediante válvulas estáticas y que la válvula de equilibrado estática que está conectada con el fancoil más desfavorable, está abierta al 100% y produce una pérdida de presión despreciable.

Por tanto, el 25,2% de la pérdida de presión se produce en el fancoil, el 32,8% en la válvula de control, el 42% en el circuito hidráulico y 0% en la válvula de equilibrado. La válvula de control es responsable del 32,8% de la potencia de la bomba y por tanto de la energía consumida por ella. Si se emplea una válvula de 3 vías de paso recto, se podría ahorrar esta potencia de bombeo.

Si se selecciona una bomba con el mismo rendimiento (33,6%), el consumo se reducirá de 985 a 662 kWh al año (las válvulas de control son responsables de un consumo energético de 323 kWh).

Evidentemente, el control todo/nada produce peor bienestar térmico en los locales. En este ejemplo solo se ha querido poner de manifiesto que cuando se seleccionan válvulas de control con pérdidas de presión elevadas, se tiene un incremento de la potencia de bombeo importante que se debe tener en consideración. Se puede tratar de seleccionar los fancoils con menores pérdidas de presión, tal y como se comentó en las secciones 2.2 y 3.1.

4.1.2. Equilibrado estático o equilibrado dinámico

En circuitos con válvulas de 3 vías, el caudal del circuito de distribución permanece estable independientemente de la demanda de la instalación. Desde el punto de vista energético, es conveniente instalar válvulas de equilibrado estáticas. En la unidad terminal más alejada, o bien no se instalará válvula de equilibrado o bien la válvula se dejará totalmente abierta, siendo su pérdida de presión prácticamente nula.

Además, se deberá instalar una válvula en el bypass que produzca la misma pérdida de presión que la batería. Así se equilibra el circuito y el caudal no cambia con la maniobra de la válvula de control (figura 4.2).

De forma alternativa, el circuito hidráulico puede equilibrarse mediante válvulas dinámicas. Las válvulas dinámicas producen una pérdida de presión superior a las válvulas estáticas. En el mejor de los casos la pérdida de presión mínima será de 1 a 2 mca. Sin embargo, las válvulas dinámicas tienen la ventaja de que equilibran por sí mismas el circuito hidráulico sin la intervención del instalador ni la necesidad de realizar un complejo ajuste de la instalación en la puesta en marcha.

Si se utilizan válvulas de equilibrado dinámicas, tal y como se muestra en la figura 4.4, no se necesita realizar el equilibrado del bypass ya que la válvula actúa en cualquier caso para que no aumente el caudal.

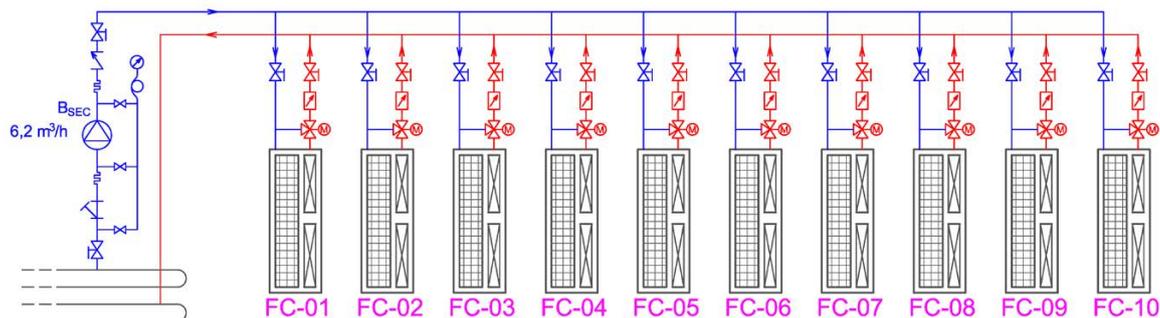


Figura 4.4. Conexión de 10 unidades terminales con válvulas de 3 vías, con equilibrado dinámico.

Ejemplo 4.3. Válvulas de 3 vías proporcionales, equilibrado dinámico.

En función de la selección de la válvula, el equilibrado dinámico introduce 1 o 2 mca de pérdida de presión adicional en el circuito. Se trata de la pérdida de presión que introducen para controlar el caudal nominal.

En el caso práctico del ejemplo 4.2, si se instalan válvulas de equilibrado dinámicas se incrementaría en 2 mca la pérdida de presión de la instalación. En este caso, esta sería de 13,9 mca: 3 mca del fancoil, 3,9 mca de la válvula de control, 2 mca de la válvula de equilibrado dinámico y 5 mca del circuito hidráulico. Al pasar de 11,9 a 13,9 mca, la pérdida de presión aumenta un 16,8% para el mismo caudal, por lo que siendo el caudal el mismo, el aumento de la potencia consumida será del 16,8% suponiendo que el rendimiento de la bomba fuera el mismo.

La pérdida de presión de 2 mca para un caudal de 6,2 m³/h supone una potencia hidráulica de 34,4 W, que se convierten en 102 W de potencia eléctrica (rendimiento =33,6%). Para un funcionamiento de 1.368 horas al año, significa que la energía de bombeo se incrementa en 139 kWh al año. Sin embargo, debe considerarse que las válvulas de equilibrado dinámico son una buena solución desde el punto de vista del funcionamiento de la instalación ya que en la práctica equilibran muy bien los circuitos y evitan excesos de caudal que se producen en circuitos mal equilibrados.

4.1.3. Bomba a velocidad constante o variable

Es evidente que en circuitos hidráulicos a caudal constante, en principio no tiene sentido instalar una bomba con variador de frecuencia. Sin embargo se debe tener en consideración que el variador de velocidad permitirá el ajuste de la instalación cuando se realice la puesta en marcha.

Es habitual encontrar instalaciones a caudal constante realizadas tal y como se muestra en la figura 4.2, es decir, instalando una válvula de equilibrado justo aguas abajo de la bomba. Con la válvula de equilibrado se consigue medir el caudal del circuito y eventualmente ajustarlo a su punto nominal. Sin embargo, esta práctica debe considerarse similar a conducir un vehículo con el acelerador y el freno pisados al mismo tiempo: se puede ajustar la velocidad al valor deseado, pero nadie conduce así.

Lo lógico es ajustar el caudal modificando la curva de la bomba, bien con un variador de frecuencia o bien realizando un ajuste por el cambio de rodete. En la práctica, es muy extraño realizar un cambio de rodete, siendo muy sencillo ajustar el punto de funcionamiento de la bomba mediante un variador de frecuencia.

Si tenemos un edificio donde determinados locales pueden quedar fuera de servicio durante algún tiempo, puede ser conveniente disponer de una bomba con variador de frecuencia, de forma que se disminuya el caudal al cerrar el paso por determinadas unidades terminales. Ejemplos: centros comerciales multi-tienda, oficinas de alquiler, hoteles. En estos casos se puede cerrar la válvula de alimentación a las unidades terminales que climaticen espacios sin uso, quedando el caudal anulado, disminuyéndose de forma importante el consumo energético de la bomba.

Ejemplo 4.4. Ajuste del caudal en instalaciones a caudal constante con válvulas de 3 vías.

Una enfriadora de 87 kW tiene un caudal nominal de $\dot{V}= 15 \text{ m}^3/\text{h}$. Se selecciona la bomba de la figura 4.5 y al hacer la puesta en marcha de la instalación, se mide que el caudal es de $\dot{V}_{INI}= 18,6 \text{ m}^3/\text{h}$ siendo la potencia consumida de 1.265 W. Se va a realizar el ajuste del caudal a su valor nominal mediante válvula en serie y mediante variador de frecuencia.

Válvula en serie. Al estrangular la válvula, cambia la curva resistente de la instalación, cambiando el punto de funcionamiento de la instalación a $\dot{V}_{VS}= 15 \text{ m}^3/\text{h}$ siendo la potencia eléctrica consumida de 1.180 W (punto VS de la figura 4.5).

Variador de frecuencia. Al modificar la velocidad de giro de la bomba, el punto de funcionamiento se desplaza por la curva resistente inicial de la instalación. Se reduciría la frecuencia de la bomba de 50 a 40 Hz, reduciéndose el consumo a 760 W (punto VF de la figura 4.5). En este cálculo se han tenido en cuenta las consideraciones de los rendimientos de la bomba, del motor eléctrico y del variador de frecuencia descritos en el capítulo 2.

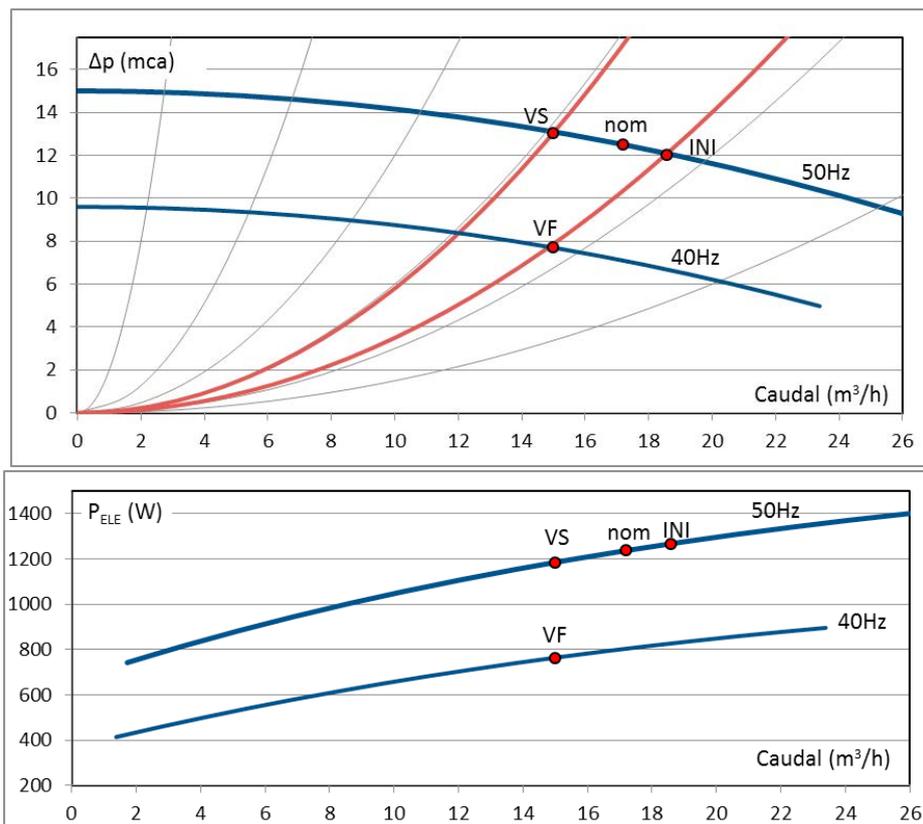


Figura 4.5. Ajuste del caudal de una bomba en una instalación a caudal constante, empleando válvulas de 3 vías. El caudal nominal de la bomba es de $17,5 m^3/h$ y el caudal nominal de la instalación es de $15 m^3/h$.

A efectos energéticos, se va a suponer que la bomba pertenece a un circuito de calefacción de un edificio situado en Bilbao (zona climática C1). Según la tabla 1.1, el circuito funcionará 16 horas durante 171 días laborables y 8 horas durante 36 sábados, con un total de 3.024 horas al año. Desde el punto de vista energético, existen 3 opciones:

1. Dejar la instalación como está (punto INI). La potencia eléctrica consumida será de 1.265 W y la energía de $1,265 \times 3.024 = 3.825$ kWh/año.
2. Ajustar el caudal mediante válvula en serie, modificando la curva resistente de la instalación (punto VS). La potencia eléctrica consumida será de 1.180 W y la energía de $1,180 \times 3.024 = 3.568$ kWh/año.
3. Ajustar el caudal modificando la curva de la bomba mediante un variador de frecuencia (punto VF). La potencia eléctrica consumida será de 760 W y la energía de $0,76 \times 3.024 = 2.298$ kWh/año.

Este ejemplo demuestra que el ajuste del caudal de un circuito mediante un variador de frecuencia consigue ahorros energéticos importantes, incluso en circuitos a caudal constante. También podría realizarse el ajuste con el cambio del rodete de la bomba.

4.2. Conexión mediante válvulas de 2 vías

Se trata del sistema de conexionado de las unidades terminales con el que se reduce el caudal de agua que pasa por la unidad terminal cuando actúa la válvula de control. El esquema de conexión se puede ver en la figura 4.6. La válvula de control se suele instalar aguas abajo de la batería para que la unidad terminal se presurice al actuar la válvula de control.

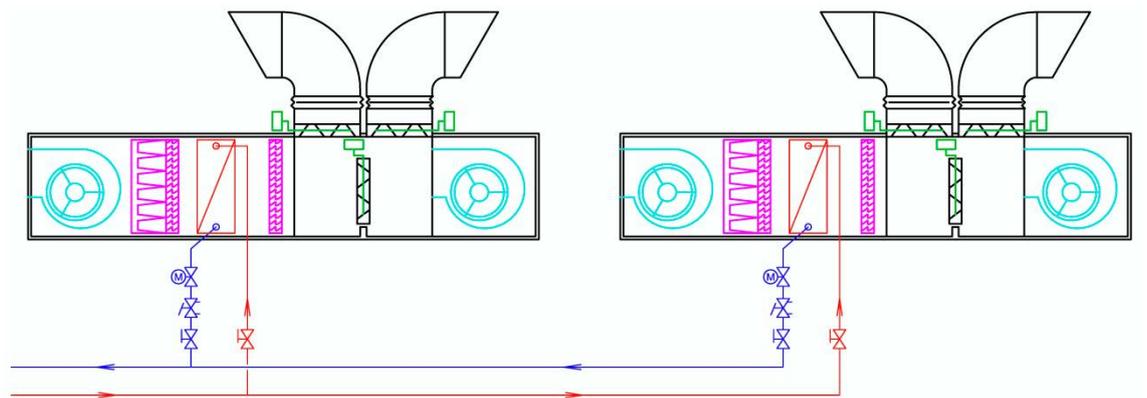


Figura 4.6. Conexionado de 2 unidades de tratamiento de aire en un circuito de calefacción mediante válvulas de 2 vías con control proporcional y equilibrado estático.

El problema del sistema es que al actuar la válvula de control, se produce una pérdida de presión que hará que parte del caudal se distribuya entre el resto de unidades terminales del circuito.

El comportamiento del sistema dependerá de la curva de funcionamiento de la bomba y del tipo de válvulas de equilibrado empleadas: válvulas estáticas o válvulas dinámicas. Además, en el caso de emplear válvulas de control proporcionales se debe garantizar que tengan la autoridad necesaria.

4.2.1. Control todo/nada o control proporcional

El control todo/nada no requiere de realizar un análisis de la autoridad de las válvulas. El cierre de las válvulas suele ser lento para evitar cambios bruscos en las condiciones de bienestar térmico del local. Si la pérdida de carga no aumenta de forma brusca, y la pérdida de presión en la válvula abierta es similar a la pérdida de presión en la unidad terminal, el cierre lento se realizará de forma que la potencia útil se reduzca de forma «proporcional». Con tiempos de cierre de 3 a 5 minutos, se llega a conseguir cierta regulación de la instalación con válvulas todo/nada.

En el caso de válvulas de control proporcional (o PD o PID), se debe asegurar cierta autoridad de la válvula de control que significa:

- La pérdida de presión de la válvula abierta debe ser al menos 1,25 veces la pérdida de presión de la batería.

- La pérdida de presión producida con la válvula cerrada no debe ser superior a 4 veces la pérdida de presión de la válvula abierta.

Tal y como se mostrará más adelante, el funcionamiento de las válvulas de control dependerá en gran medida de si el equilibrado se realiza mediante válvulas estáticas o válvulas dinámicas y además del tipo de bomba que se instale: velocidad constante, velocidad variable con $\Delta p = cte$ o $\Delta p = variable$.

4.2.2. Modificación del caudal en función del control

En el resto de este capítulo se analizará lo que ocurre con el caudal de un circuito cuando actúan las válvulas de control, que como se acaba de comentar depende en gran medida del tipo de equilibrado y de la bomba seleccionada.

En esta sección se va a prestar atención a que la relación entre el caudal del circuito y la carga de la instalación (demanda) no tiene por qué ser conocida. En un circuito formado por 10 fancoils como el de la figura 4.7, donde el caudal nominal de cada fancoil es de $0,8 \text{ m}^3/\text{h}$, el caudal nominal de la instalación, sin tener en cuenta simultaneidad, será de $8 \text{ m}^3/\text{h}$.

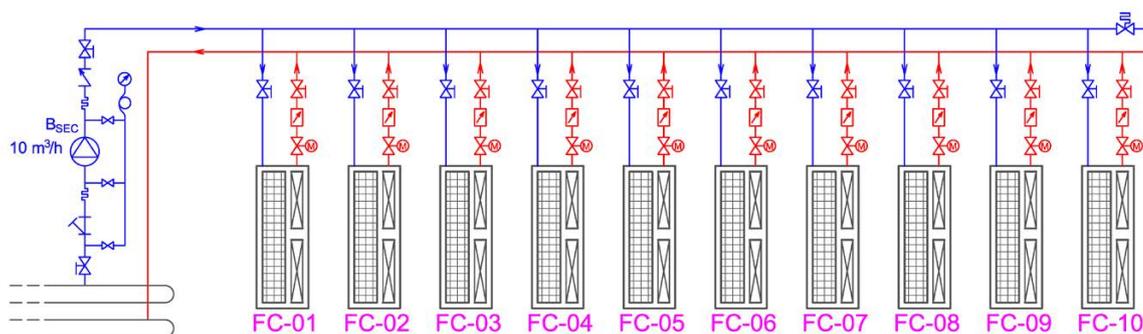


Figura 4.7. Variación del caudal en un circuito de refrigeración formado por 10 fancoils.

En el caso de control mediante válvulas todo/nada existe una correspondencia clara entre caudal y carga. Si la carga es del 50% se supone que es porque hay 5 válvulas abiertas y 5 válvulas cerradas. El caudal necesario será del 50%, es decir, de $4,0 \text{ m}^3/\text{h}$.

La figura 3.4 muestra la relación típica entre porcentaje de caudal y porcentaje de potencia útil entregada por un fancoil. Para el 100% de carga se requiere el 100% de caudal, para el 75% de carga, el 50% de caudal, para el 50% de carga, el 25% de caudal y para el 25% de carga, el 10% de caudal.

Si se utilizan válvulas proporcionales, podría ocurrir que la instalación se encuentre al 50% debido a que todos los fancoils estén al 50%. En este caso el caudal necesario por cada fancoil es del 25% y el de toda la instalación también, es decir, de $2,0 \text{ m}^3/\text{h}$.

Por tanto, no es igual que la instalación esté al 50% debido a que hay 5 fancoils al 100% y 5 al 0% que debido a que los 10 fancoils se encuentren al 50%. A efectos de realizar análisis energéticos de los circuitos en función de la carga, se ha realizado la tabla 4.1.

	% CARGA	% CAUDAL																
FC-01	100	100	50	25	50	25	50	25	25	10	0	0	0	0	0	0	0	0
FC-02	100	100	75	50	50	25	50	25	25	10	25	10	0	0	0	0	0	0
FC-03	100	100	75	50	50	25	50	25	50	25	25	10	0	0	0	0	0	0
FC-04	100	100	100	100	75	50	50	25	50	25	50	25	25	10	25	10	0	0
FC-05	100	100	100	100	75	50	50	25	50	25	50	25	50	25	25	10	0	0
FC-06	100	100	100	100	100	100	75	50	50	25	50	25	50	25	25	10	0	0
FC-07	100	100	100	100	100	100	75	50	75	50	50	25	50	25	25	10	25	10
FC-08	100	100	100	100	100	100	100	100	75	50	75	50	75	50	50	25	50	25
FC-09	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	75	50	75	50	75	50	50	25
FC-10	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	75	50	75	50	75	50
TOTAL	100	100	90	83	80	68	70	53	60	42	50	32	40	24	30	17	20	11

Tabla 4.1. Estimación de las cargas relativas de 10 fancoils en un circuito que funciona a cargas parciales.

La tabla 4.1 propone caudales típicos de funcionamiento dependiendo de la carga cuando se emplean válvulas proporcionales. Para un 50% de carga, le corresponde un 32% de caudal. Se ha supuesto que el fancoil 01 está al 0% de carga y de caudal, los fancoils 02 y 03 están al 25% de carga y circula el 10% de caudal, los fancoils 04, 05, 06 y 07 están al 50% de carga y circula el 25% de caudal, los fancoils 08 y 09 están al 75% de carga y circula el 50% de caudal, mientras que el fancoil 10 está al 100% de carga y de caudal.

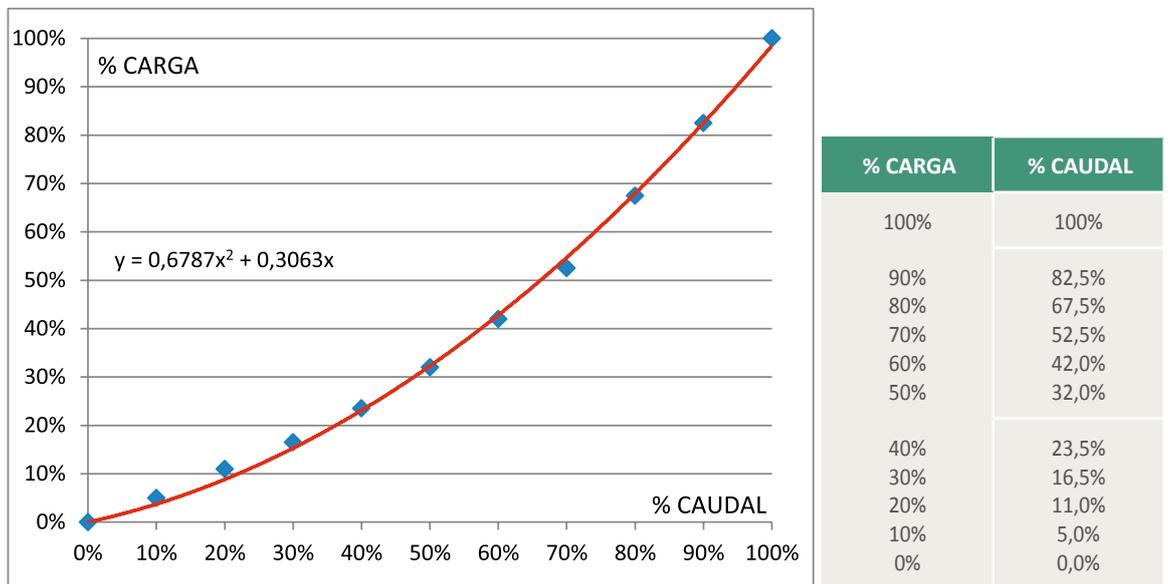


Tabla 4.2. Relación entre porcentaje de carga y porcentaje de caudal considerada como «típica» a efectos de analizar circuitos hidráulicos a distintas cargas.

4.2.3. Equilibrado estático frente a equilibrado dinámico

Las válvulas de equilibrado aseguran que el caudal que circula por cada unidad terminal se aproxime a su caudal nominal. En el caso de circuitos hidráulicos a caudal variable, el equilibrado del circuito mediante válvulas dinámicas es más sencillo y, además, la maniobra de las válvulas de control de unas unidades no afecta al caudal que circula por el resto. Sin embargo debe realizarse un estudio de cada caso debido a que estas válvulas producen unas mayores pérdidas de presión.

El análisis del circuito puede realizarse comparando el comportamiento de la instalación con todas las válvulas abiertas y con alguna de las válvulas cerrada. Se puede analizar de forma aproximada el comportamiento de la instalación en 4 situaciones distintas: 100%, 75%, 50% y 25%. Sin embargo, en este documento se analizará una instalación «característica» formada por 10 fancoils iguales, analizándose el comportamiento en 10 puntos, desde el 10% hasta el 100%.

Ejemplo de circuito con equilibrado estático

La figura 4.8 muestra un circuito secundario formado por 10 fancoils, controlado con válvulas de dos vías y equilibrado mediante válvulas de equilibrado estáticas.

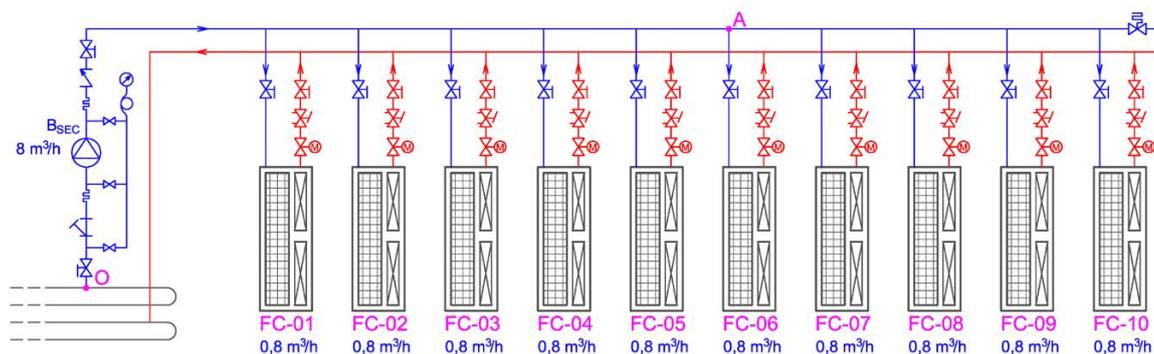


Figura 4.8. Circuito secundario formado por 10 fancoils equilibrado mediante válvulas estáticas.

Para realizar una aproximación del funcionamiento de la instalación, se supone que los 10 fancoils están a la misma distancia hidráulica. Esto debe ser así para que el circuito se encuentre efectivamente equilibrado. La simplificación se produce al considerar que las pérdidas hidráulicas se producen o en el tramo principal O-A o en el tramo de un fancoil intermedio (por ejemplo A-FC-06). De esta forma se simplifica la metodología del cálculo de la instalación a cargas parciales.

En la siguiente tabla se muestran los datos de caudales y pérdidas de presión en condiciones nominales.

Carga del circuito	100%	
Caudal nominal por circuito	8,00	m ³ /h
Caudal nominal por derivación de fancoil	0,80	m ³ /h
Pérdida de presión en tuberías	6,00	mca
Pérdida de presión en el fancoil	2,00	mca
Pérdida de presión en la válvula de control	2,55	mca
Pérdida de presión en el tramo final y en la válvula de equilibrado estática	0,50	mca
Pérdida de presión nominal del circuito	11,05	mca

La curva característica de la instalación se puede determinar con una expresión de tipo cuadrático:

$$\Delta p = \kappa_o \cdot \dot{V}^2 \quad (4.1)$$

La expresión de la pérdida de presión se puede desglosar en dos términos: un término correspondiente a la pérdida de presión en los tramos por donde circula todo el caudal y la pérdida de presión por las derivaciones (en condiciones nominales, con el circuito equilibrado, tendríamos 10 derivaciones).

$$\Delta p_{TOT} = \Delta p_p + \Delta p_D = \kappa_{o,p} \cdot \dot{V}^2 + \kappa_{o,D} \cdot \left(\dot{V} / N_{FC}\right)^2 = \left(\kappa_{o,p} + \kappa_{o,D} / N_{FC}^2\right) \cdot \dot{V}^2 \quad (4.2)$$

En nuestro caso concreto:

$$\kappa_{o,p} = \frac{\Delta p_{TUB}}{\dot{V}^2} = \frac{6}{8^2} = 0,09375;$$

$$\kappa_{o,D} = \frac{\Delta p_{FC} + \Delta p_{V,EQ} + \Delta p_{V,CT}}{\dot{V}_{FC}^2} = \frac{2 + 0,5 + 2,55}{0,8^2} = 7,89$$

La expresión de la curva característica de la instalación con válvulas estáticas viene dada por:

$$\kappa_o = \kappa_{o,p} + \kappa_{o,D} / N_{FC}^2 = 0,09375 + 7,89 / 10^2 = 0,1727$$

$$\Delta p_{TOT,100\%} = 0,1727 \cdot \dot{V}^2$$

En el caso de que se cierren 4 fancoils, el caudal se distribuiría por los otros 6 restantes y la curva característica resultaría:

$$\kappa_o = \kappa_{o,p} + \kappa_{o,D} / N_{FC}^2 = 0,09375 + 7,89 / 6^2 = 0,3129$$

$$\Delta p_{TOT,60\%} = 0,3129 \cdot \dot{V}^2$$

Empleando esta metodología, resulta sencillo determinar las curvas resistentes de la instalación desde la situación nominal de todas las válvulas abiertas (100%) a la situación en la que solo un fancoil tiene la válvula de control abierta (10%).

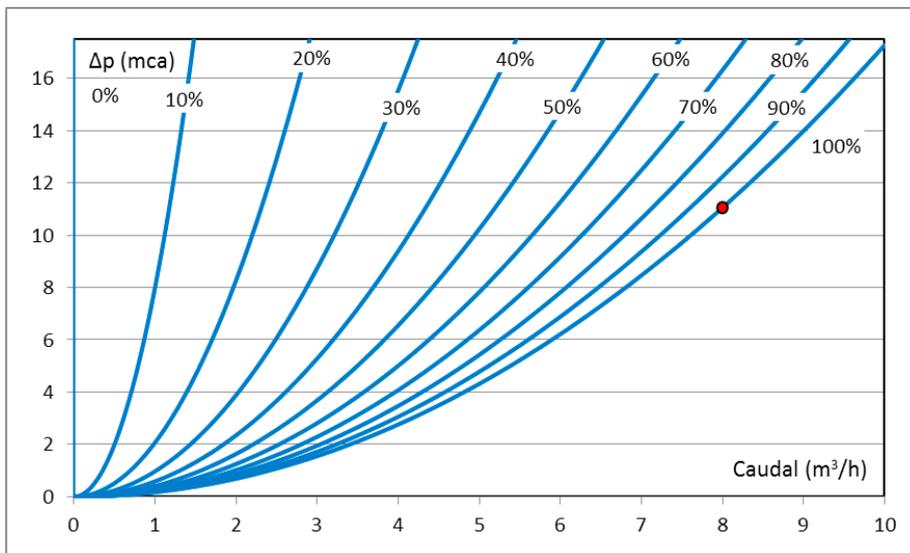


Figura 4.9. Comportamiento de un circuito hidráulico formado por 10 fancoils a medida que se van cerrando las válvulas de control de las distintas unidades. Equilibrado estático.

Los circuitos deben garantizar una circulación mínima de un caudal del 25% - 30% del caudal nominal para que la bomba funcione en un punto de funcionamiento técnicamente aceptable. Para ello se puede instalar bien una válvula de presión diferencial que abra a bajos caudales o bien instalar válvulas de control de 3 vías en algunos fancoils.

Cuando se realice un análisis de un circuito a cargas parciales, se supondrá que el menor caudal de la instalación se corresponderá con un punto donde el 25% - 30% de las unidades terminales se encuentren abiertas. En el capítulo 5 se realiza un ejemplo con 13 fancoils, donde 3 de ellos funcionan con válvulas de 3 vías y el análisis se realiza simulando el cierre de las válvulas de control de los 10 fancoils que funcionan con válvulas de 2 vías.

Ejemplo de circuito con equilibrado dinámico

Las válvulas de control dinámicas se analizaron en la sección 3.3.2 de este documento. Básicamente las válvulas introducen una pérdida de presión adicional en el circuito con la que consiguen mantener prácticamente constante el caudal que circula por la derivación que alimenta cada unidad terminal.

La figura 4.10 muestra el esquema de un circuito secundario formado por 10 fancoils y equilibrado mediante válvulas dinámicas.

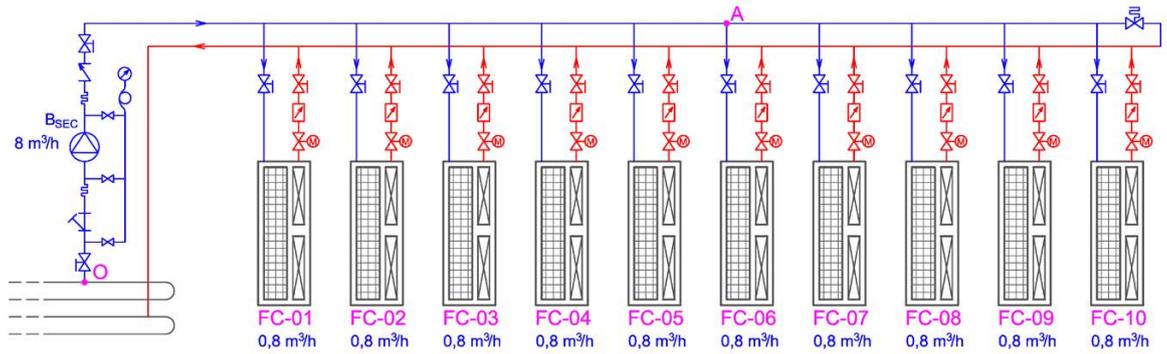


Figura 4.10. Circuito secundario formado por 10 fancoils equilibrado mediante válvulas dinámicas.

Se va a considerar que la válvula de equilibrado dinámico produce una pérdida de presión inicial de 1,5 mca para mantener el caudal por la derivación más desfavorable. Las pérdidas de presión del tramo más desfavorable del circuito son las siguientes:

Carga del circuito	100%	
Caudal nominal del circuito	8,00	m ³ /h
Caudal nominal por derivación de fancoil	0,80	m ³ /h
Pérdida de presión en tuberías	6,00	mca
Pérdida de presión en el fancoil	2,00	mca
Pérdida de presión en la válvula de control	2,55	mca
Pérdida de presión en el tramo final y en la válvula de equilibrado dinámica	0,50 + 1,50	mca
Pérdida de presión nominal del circuito	12,55	mca

La pérdida de presión del circuito hidráulico en condiciones nominales es mayor debido a la pérdida de presión que introduce la válvula de equilibrado dinámica.

El coeficiente de pérdidas del tramo principal viene dado por:

$$\kappa_{O,P} = \frac{\Delta p_{TUB}}{\dot{V}^2} = \frac{6}{8^2} = 0,09375$$

Y el coeficiente de pérdidas de la derivación más desfavorable:

$$\kappa_{O,D} = \frac{\Delta p_{FC} + \Delta p_{V,EQ} + \Delta p_{V,CT}}{\dot{V}_{FC}^2} = \frac{2 + 2,55 + 2}{0,8^2} = 10,23$$

La expresión de la pérdida de presión de la instalación se determina empleando la ecuación (4.2). Cuando el 100% de las válvulas de control están abiertas:

$$\Delta p_{TOT} = (\kappa_{O,P} + \kappa_{O,D} / N_{FC}^2) \cdot \dot{V}^2 = \left(0,09375 + \frac{10,23}{10^2} \right) \cdot \dot{V}^2$$

Resultando:

$$\Delta p_{TOT,100\%} = 0,1961 \cdot \dot{V}^2$$

A modo de ejemplo, se va a detallar el cálculo de la curva resistente del circuito hidráulico en el caso de que se encuentre al 60% de carga. Se supone que cierran las válvulas de 4 fancoils, distribuyéndose el caudal por los 6 restantes. La curva característica resultaría:

$$\kappa_O = \kappa_{O,P} + \kappa_{O,D} / N_{FC}^2 = 0,09375 + 10,23/6^2 = 0,3779$$

La diferencia ocurre debido a que la válvula de control aumenta la pérdida de carga lo necesario para mantener constante el caudal por la derivación, de modo que:

$$\text{Si } \dot{V} < \dot{V}_D; \quad \Delta p_{TOT,60\%} = 0,3779 \cdot \dot{V}^2$$

$$\text{Si } \dot{V} \geq \dot{V}_D; \quad \Delta p_{TOT,60\%} \rightarrow \infty$$

Siguiendo esta metodología, se determinan las curvas resistentes de la instalación entre el 10 y el 100%, representándose gráficamente en la figura 4.11.

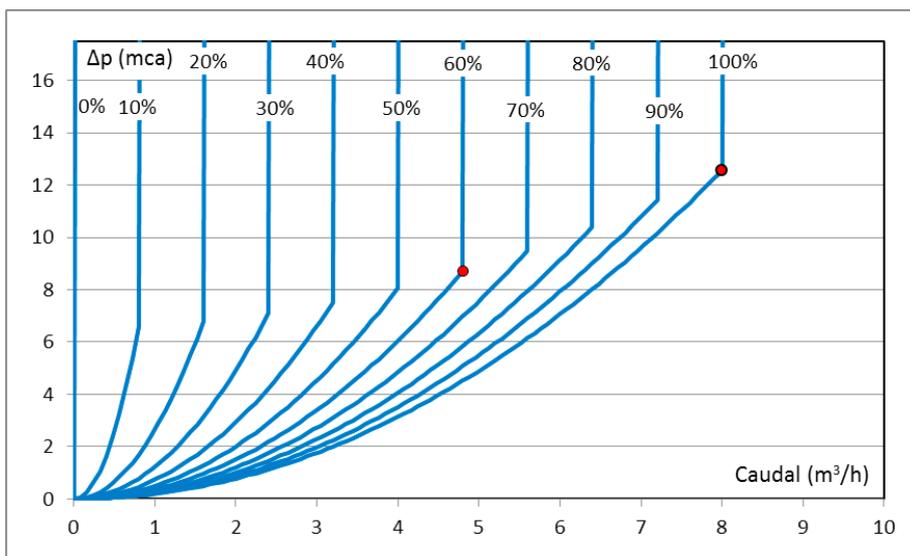


Figura 4.11. Comportamiento de un circuito hidráulico formado por 10 fancoils a medida que se van cerrando las válvulas de control de las distintas unidades. Equilibrado dinámico.

Ejemplo de circuito con válvulas de equilibrado y control dinámicas

Si se utilizan válvulas de control dinámicas con ajuste exterior del caudal, se puede evitar la pérdida de presión de la válvula de control (2,55 mca), obteniéndose ahorros importantes en la potencia de bombeo del circuito.

Además, en este análisis se va a considerar la reducción en el caudal que se obtiene en el control proporcional, aplicándose la relación entre caudal y carga detallada en la tabla 4.2.

La figura 4.12 muestra un circuito secundario formado por 10 fancoils, controlado y equilibrado con válvulas dinámicas.

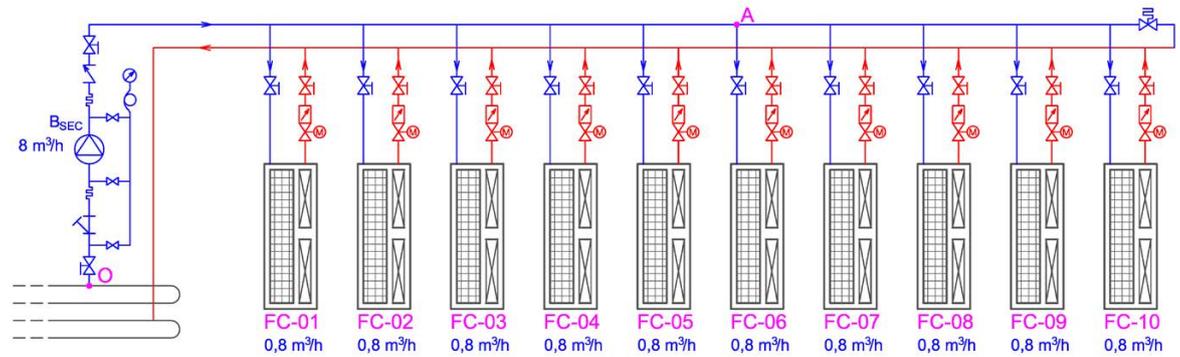


Figura 4.12. Circuito secundario formado por 10 fancoils controlado mediante válvulas dinámicas.

En este caso, se va a considerar que la válvula de equilibrado dinámico produce una pérdida de presión inicial de 2 mca para mantener el caudal por la derivación más desfavorable (además, se considera una pérdida de presión de 0,5 mca en la derivación al fancoil).

Carga del circuito	100%	
Caudal nominal por circuito	8,00	m ³ /h
Caudal nominal por derivación de fancoil	0,80	m ³ /h
Pérdida de presión en tuberías	6,00	mca
Pérdida de presión en el fancoil	2,00	mca
Pérdida de presión en la válvula de control	0,00	mca
Pérdida de presión en el tramo final y en la válvula de equilibrado dinámica	2,50	mca
Pérdida de presión nominal del circuito	10,50	mca

Teniendo en cuenta la nueva pérdida de presión en condiciones nominales y que el caudal a cargas parciales se comporta de forma «típica» a una instalación controlada con válvulas proporcionales, se obtienen las curvas resistentes de la figura 4.13.

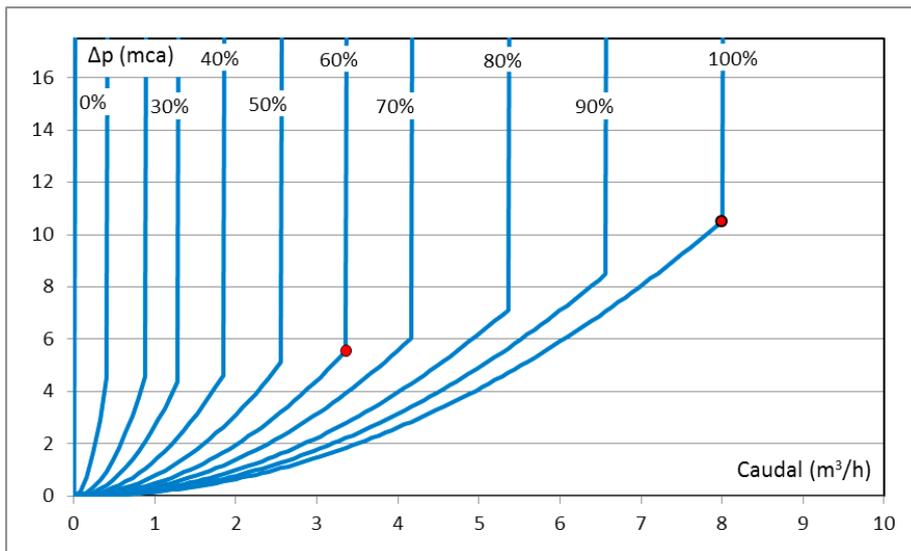


Figura 4.13. Comportamiento de un circuito hidráulico formado por 10 fancoils controlado mediante válvulas dinámicas.

4.2.4. Bomba a velocidad constante o variable

En los circuitos hidráulicos a caudal variable, es conveniente la instalación de una bomba con variador de frecuencia que ajuste su funcionamiento a la carga de la instalación.

Es posible instalar bombas a velocidad constante, pero en este caso se deberá tener presente los posibles problemas de sobrepresiones que pudieran aparecer en las válvulas de control.

Se presentan distintas posibilidades dependiendo en principio de si se emplea equilibrado estático (figura 4.9), equilibrado dinámico (figura 4.11) o válvulas de control dinámico (figura 4.13).

Los resultados de funcionamiento de la instalación tanto desde el punto de vista de su facilidad de equilibrado, como desde el punto de vista de la estabilidad del control de la temperatura de los locales, como desde el punto de vista de la eficiencia energética dependen de la combinación entre control, equilibrado y sistema de bombeo.

En la sección 4.3 se va a realizar un análisis del funcionamiento del circuito de 10 fancoils desde el punto de vista de la eficiencia energética. Se trata de un ejemplo concreto y particular, pero los resultados sirven para estimar el potencial de ahorro de los circuitos a caudal variable (válvulas de control de 2 vías) en función de las válvulas de equilibrado seleccionadas.

Cada análisis se va a realizar con bomba funcionando a velocidad constante (no recomendado) o a velocidad variable con $\Delta p = \text{constante}$ o con $\Delta p = \text{variable}$.

4.3. Análisis de las distintas soluciones

4.3.1. Resultados del circuito equilibrado con válvulas estáticas

Los resultados para los 3 funcionamientos de bombas se muestran en la figura 4.14 y de forma tabulada en las tablas 4.3, 4.4 y 4.5.

Los círculos muestran los distintos puntos de funcionamiento que se producirían al ir cerrando cada válvula. Se trata de un análisis del funcionamiento de la instalación, suponiendo un sistema de control con válvulas de 2 vías todo/nada.

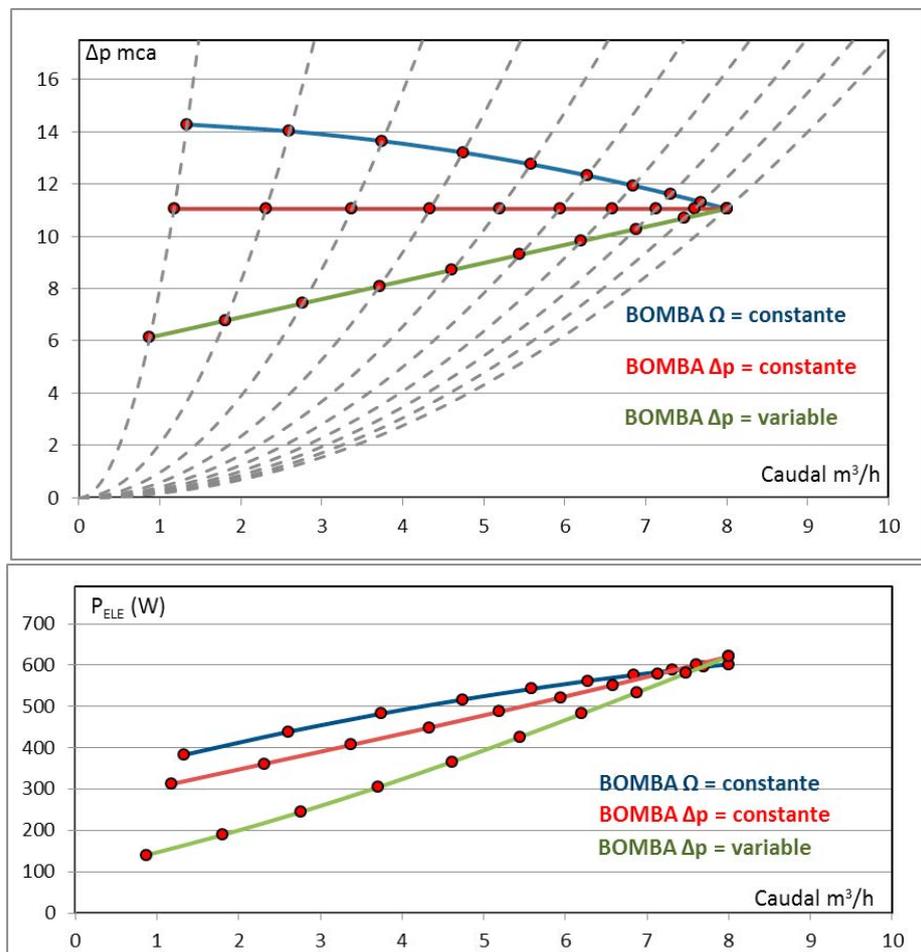
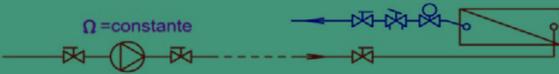


Figura 4.14. Puntos de funcionamiento de un circuito hidráulico de 10 fancoils, equilibrado con válvulas de equilibrado estáticas. Puntos de funcionamiento con bomba a velocidad constante, a velocidad variable con $\Delta p=constante$ y a velocidad variable con $\Delta p=variable$.

En estos circuitos se deberán tomar las medidas necesarias para que en ningún caso se recircule un caudal inferior al 25% - 30% del caudal nominal.

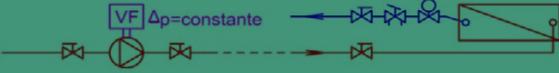
EQUILIBRADO ESTÁTICO
BOMBA: VELOCIDAD CONSTANTE



CAUDAL %	CARGA %	Caudal _{TOT} m ³ /h	Caudal _{FC} m ³ /h	Δp _{TUBOS} mca	Δp _{FANCOIL} mca	Δp _{V-CONTROL} mca	Δp _{V-EQUIL} mca	Δp _{TOTAL} mca	P _{ELE} W
100%	100%	8,00	0,80	6,00	2,00	2,55	0,50	11,05	602,2
90%	90%	7,69	0,85	5,54	2,28	2,91	0,57	11,30	595,7
80%	80%	7,31	0,91	5,01	2,61	3,33	0,65	11,60	587,3
70%	70%	6,85	0,98	4,39	2,99	3,81	0,75	11,94	576,4
60%	60%	6,28	1,05	3,69	3,42	4,36	0,85	12,32	561,8
50%	50%	5,58	1,12	2,92	3,89	4,96	0,97	12,75	542,5
40%	40%	4,74	1,19	2,11	4,39	5,60	1,10	13,20	516,7
30%	30%	3,75	1,25	1,32	4,88	6,22	1,22	13,64	482,6
20%	20%	2,60	1,30	0,64	5,30	6,76	1,32	14,01	438,4
10%	10%	1,34	1,34	0,17	5,59	7,12	1,40	14,27	383,1

Tabla 4.3. Ejemplo de funcionamiento de circuito hidráulico a cargas parciales. Control mediante válvulas de 2 vías todo/nada. Equilibrado ESTÁTICO. Bomba a velocidad constante.

EQUILIBRADO ESTÁTICO
BOMBA: PRESIÓN DIFERENCIAL CONSTANTE



CAUDAL %	CARGA %	Caudal _{TOT} m ³ /h	Caudal _{FC} m ³ /h	Δp _{TUBOS} mca	Δp _{FANCOIL} mca	Δp _{V-CONTROL} mca	Δp _{V-EQUIL} mca	Δp _{TOTAL} mca	P _{ELE} W
100%	100%	8,00	0,80	6,00	2,00	2,55	0,50	11,05	620,9
90%	90%	7,60	0,84	5,42	2,23	2,84	0,56	11,05	601,2
80%	80%	7,14	0,89	4,77	2,49	3,17	0,62	11,05	578,4
70%	70%	6,59	0,94	4,07	2,77	3,53	0,69	11,05	552,0
60%	60%	5,94	0,99	3,31	3,07	3,91	0,77	11,05	521,7
50%	50%	5,20	1,04	2,53	3,37	4,30	0,84	11,05	487,4
40%	40%	4,34	1,08	1,77	3,68	4,69	0,92	11,05	449,0
30%	30%	3,37	1,12	1,07	3,95	5,04	0,99	11,05	406,9
20%	20%	2,31	1,16	0,50	4,18	5,33	1,04	11,05	361,2
10%	10%	1,18	1,18	0,13	4,32	5,51	1,08	11,05	312,2

Tabla 4.4. Ejemplo de funcionamiento de circuito hidráulico a cargas parciales. Control mediante válvulas de 2 vías todo/nada. Equilibrado ESTÁTICO. Bomba a velocidad variable con Δp=constante.

EQUILIBRADO ESTÁTICO BOMBA: PRESIÓN DIFERENCIAL VARIABLE									
CAUDAL %	CARGA %	Caudal _{TOT} m ³ /h	Caudal _{FC} m ³ /h	Δp_{TUBOS} mca	$\Delta p_{FANCOIL}$ mca	$\Delta p_{V-CONTROL}$ mca	$\Delta p_{V-EQUIL}$ mca	Δp_{TOTAL} mca	P _{ELE} W
100%	100%	8,00	0,80	6,00	2,00	2,55	0,50	11,05	620,9
90%	90%	7,48	0,83	5,24	2,16	2,75	0,54	10,69	580,3
80%	80%	6,88	0,86	4,44	2,31	2,95	0,58	10,28	534,2
70%	70%	6,21	0,89	3,61	2,46	3,13	0,61	9,81	482,6
60%	60%	5,45	0,91	2,78	2,58	3,28	0,64	9,29	426,2
50%	50%	4,61	0,92	1,99	2,66	3,39	0,66	8,71	366,2
40%	40%	3,71	0,93	1,29	2,69	3,43	0,67	8,09	304,9
30%	30%	2,77	0,92	0,72	2,66	3,39	0,67	7,44	245,0
20%	20%	1,81	0,91	0,31	2,56	3,27	0,64	6,78	189,5
10%	10%	0,88	0,88	0,07	2,40	3,06	0,60	6,13	140,5

Tabla 4.5. Ejemplo de funcionamiento de circuito hidráulico a cargas parciales. Control mediante válvulas de 2 vías todo/nada. Equilibrado ESTÁTICO. Bomba a velocidad variable con $\Delta p = \text{variable}$.

4.3.2. Resultados del circuito equilibrado con válvulas dinámicas

Los resultados para los 3 funcionamientos de bombas se muestran en la figura 4.15 y de forma tabulada en las tablas 4.6, 4.7 y 4.8.

Se trata de un análisis del funcionamiento de la instalación, suponiendo un sistema de control con válvulas de 2 vías todo/nada. Las válvulas dinámicas producen que en todo momento circule por cada fancoil su caudal nominal de 0,8 m³/h, llevando a un funcionamiento estable de la instalación, en el caso de optar por una regulación con válvulas proporcionales. Los resultados representados en la figura 4.15 se corresponden con un funcionamiento del circuito con válvulas todo/nada.

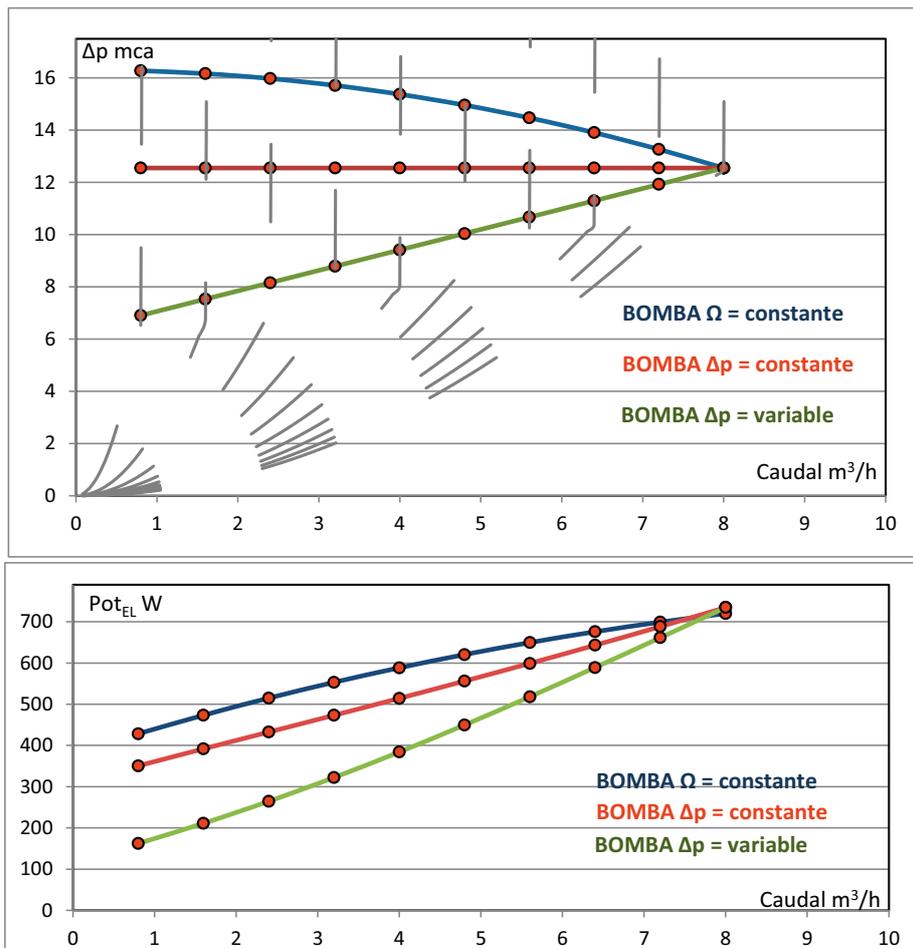


Figura 4.15. Puntos de funcionamiento de un circuito hidráulico de 10 fancoils, equilibrado con válvulas de equilibrado dinámicas. Puntos de funcionamiento con bomba a velocidad constante, a velocidad variable con $\Delta p = \text{constante}$ y a velocidad variable con $\Delta p = \text{variable}$.

De forma análoga al caso anterior, se deberán tomar las medidas necesarias para que en ningún caso se recircule un caudal inferior al 30% del caudal nominal, esto es, que el caudal mínimo se corresponda con el caudal de 3 válvulas abiertas y 7 cerradas.

EQUILIBRADO DINÁMICO BOMBA: VELOCIDAD CONSTANTE									
CAUDAL %	CARGA %	Caudal _{TOT} m ³ /h	Caudal _{FC} m ³ /h	Δp_{TUBOS} mca	$\Delta p_{FANCOIL}$ mca	$\Delta p_{V-CONTROL}$ mca	$\Delta p_{V-EQUIL}$ mca	Δp_{TOTAL} mca	P _{ELE} W
100%	100%	8,00	0,80	6,00	2,00	2,55	2,00	12,55	684,0
90%	90%	7,20	0,80	4,86	2,00	2,55	3,86	13,27	664,2
80%	80%	6,40	0,80	3,84	2,00	2,55	5,52	13,91	641,8
70%	70%	5,60	0,80	2,94	2,00	2,55	6,98	14,47	616,8
60%	60%	4,80	0,80	2,16	2,00	2,55	8,25	14,96	589,0
50%	50%	4,00	0,80	1,50	2,00	2,55	9,32	15,37	558,3
40%	40%	3,20	0,80	0,96	2,00	2,55	10,20	15,71	524,8
30%	30%	2,40	0,80	0,54	2,00	2,55	10,89	15,98	488,4
20%	20%	1,60	0,80	0,24	2,00	2,55	11,37	16,16	448,8
10%	10%	0,80	0,80	0,06	2,00	2,55	11,67	16,28	406,0

Tabla 4.6. Ejemplo de funcionamiento de circuito hidráulico a cargas parciales. Control mediante válvulas de 2 vías todo/nada. Equilibrado DINÁMICO. Bomba a velocidad constante.

EQUILIBRADO DINÁMICO BOMBA: PRESIÓN DIFERENCIAL CONSTANTE									
CAUDAL %	CARGA %	Caudal _{TOT} m ³ /h	Caudal _{FC} m ³ /h	Δp_{TUBOS} mca	$\Delta p_{FANCOIL}$ mca	$\Delta p_{V-CONTROL}$ mca	$\Delta p_{V-EQUIL}$ mca	Δp_{TOTAL} mca	P _{ELE} W
100%	100%	8,00	0,80	6,00	2,00	2,55	2,00	12,55	705,1
90%	90%	7,20	0,80	4,86	2,00	2,55	3,14	12,55	660,5
80%	80%	6,40	0,80	3,84	2,00	2,55	4,16	12,55	617,0
70%	70%	5,60	0,80	2,94	2,00	2,55	5,06	12,55	574,6
60%	60%	4,80	0,80	2,16	2,00	2,55	5,84	12,55	533,3
50%	50%	4,00	0,80	1,50	2,00	2,55	6,50	12,55	493,0
40%	40%	3,20	0,80	0,96	2,00	2,55	7,04	12,55	453,5
30%	30%	2,40	0,80	0,54	2,00	2,55	7,46	12,55	414,5
20%	20%	1,60	0,80	0,24	2,00	2,55	7,76	12,55	375,4
10%	10%	0,80	0,80	0,06	2,00	2,55	7,94	12,55	335,8

Tabla 4.7. Ejemplo de funcionamiento de circuito hidráulico a cargas parciales. Control mediante válvulas de 2 vías todo/nada. Equilibrado DINÁMICO. Bomba a velocidad variable con $\Delta p = \text{constante}$.

EQUILIBRADO DINÁMICO BOMBA: PRESIÓN DIFERENCIAL VARIABLE									
CAUDAL %	CARGA %	Caudal _{TOT} m ³ /h	Caudal _{FC} m ³ /h	Δp_{TUBOS} mca	$\Delta p_{FANCOIL}$ mca	$\Delta p_{V-CONTROL}$ mca	$\Delta p_{V-EQUIL}$ mca	Δp_{TOTAL} mca	P _{ELE} W
100%	100%	8,00	0,80	6,00	2,00	2,55	2,00	12,55	705,1
90%	90%	7,20	0,80	4,86	2,00	2,55	2,51	11,92	634,7
80%	80%	6,40	0,80	3,84	2,00	2,55	2,91	11,30	564,9
70%	70%	5,60	0,80	2,94	2,00	2,55	3,18	10,67	496,7
60%	60%	4,80	0,80	2,16	2,00	2,55	3,33	10,04	430,9
50%	50%	4,00	0,80	1,50	2,00	2,55	3,36	9,41	368,0
40%	40%	3,20	0,80	0,96	2,00	2,55	3,28	8,78	308,7
30%	30%	2,40	0,80	0,54	2,00	2,55	3,07	8,16	253,3
20%	20%	1,60	0,80	0,24	2,00	2,55	2,74	7,53	202,1
10%	10%	0,80	0,80	0,06	2,00	2,55	2,29	6,90	155,3

Tabla 4.8. Ejemplo de funcionamiento de circuito hidráulico a cargas parciales. Control mediante válvulas de 2 vías todo/nada. Equilibrado DINÁMICO. Bomba a velocidad variable con $\Delta p=variable$.

4.3.3. Resultados del circuito equilibrado con válvulas de control dinámicas

Los resultados para los 3 funcionamientos de bombas se muestran en la figura 4.16 y de forma tabulada en las tablas 4.9, 4.10 y 4.11.

En este caso, el control se realiza de forma proporcional, empleando válvulas de equilibrado dinámicas con ajuste de caudal mediante señal exterior. El sistema presenta una menor pérdida de presión en condiciones nominales y, además, la simulación del circuito tiene en consideración la relación entre porcentaje de carga y porcentaje de caudal de los fancoils regulado con control proporcional (por ejemplo, al 90% de carga, el caudal es el 83% del nominal).

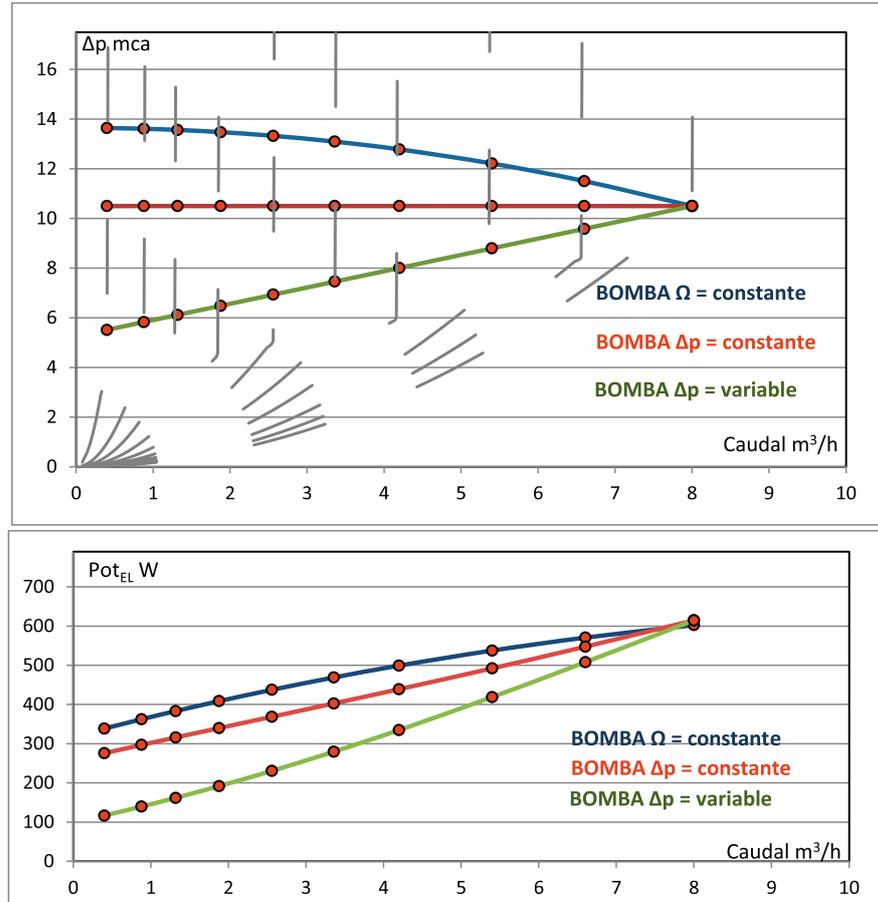


Figura 4.16. Puntos de funcionamiento de un circuito hidráulico de 10 fancoils, controlado con válvulas de equilibrado dinámicas con ajuste exterior. Puntos de funcionamiento con bomba a velocidad constante, a velocidad variable con $\Delta p = \text{constante}$ y a velocidad variable con $\Delta p = \text{variable}$.

VÁLVULAS DINÁMICAS DE EQUIL. Y CONTROL BOMBA: VELOCIDAD CONSTANTE

CAUDAL %	CARGA %	Caudal _{TOT} m ³ /h	Caudal _{FC} m ³ /h	Δp_{TUBOS} mca	$\Delta p_{FANCOIL}$ mca	$\Delta p_{V-CONTROL}$ mca	$\Delta p_{V-EQUIL}$ mca	Δp_{TOTAL} mca	P_{ELE} W
100%	100%	8,00	0,80	6,00	2,00	0,00	2,50	10,50	572,3
83%	90%	6,60	0,80	4,08	2,00	0,00	5,42	11,51	541,9
68%	80%	5,40	0,80	2,73	2,00	0,00	7,48	12,21	510,4
53%	70%	4,20	0,80	1,65	2,00	0,00	9,13	12,78	473,8
42%	60%	3,36	0,80	1,06	2,00	0,00	10,04	13,09	444,9
32%	50%	2,56	0,80	0,61	2,00	0,00	10,71	13,33	414,9
24%	40%	1,88	0,80	0,33	2,00	0,00	11,14	13,48	387,4
17%	30%	1,32	0,80	0,16	2,00	0,00	11,40	13,56	363,3
11%	20%	0,88	0,80	0,07	2,00	0,00	11,54	13,61	343,4
5%	10%	0,40	0,80	0,02	2,00	0,00	11,63	13,64	320,8

Tabla 4.9. Ejemplo de funcionamiento de circuito hidráulico a cargas parciales. Control proporcional mediante válvulas dinámicas de equilibrado con accionamiento exterior. Bomba a velocidad constante.

VÁLVULAS DINÁMICAS DE EQUIL. Y CONTROL BOMBA: PRESIÓN DIFERENCIAL CONSTANTE									
CAUDAL %	CARGA %	Caudal _{TOT} m ³ /h	Caudal _{FC} m ³ /h	Δp_{TUBOS} mca	$\Delta p_{FANCOIL}$ mca	$\Delta p_{V-CONTROL}$ mca	$\Delta p_{V-EQUIL}$ mca	Δp_{TOTAL} mca	P _{ELE} W
100%	100%	8,00	0,80	6,00	2,00	0,00	2,50	10,50	589,9
83%	90%	6,60	0,80	4,08	2,00	0,00	4,42	10,50	525,2
68%	80%	5,40	0,80	2,73	2,00	0,00	5,77	10,50	472,0
53%	70%	4,20	0,80	1,65	2,00	0,00	6,85	10,50	420,9
42%	60%	3,36	0,80	1,06	2,00	0,00	7,44	10,50	386,0
32%	50%	2,56	0,80	0,61	2,00	0,00	7,89	10,50	353,3
24%	40%	1,88	0,80	0,33	2,00	0,00	8,17	10,50	325,5
17%	30%	1,32	0,80	0,16	2,00	0,00	8,34	10,50	302,6
11%	20%	0,88	0,80	0,07	2,00	0,00	8,43	10,50	284,3
5%	10%	0,40	0,80	0,02	2,00	0,00	8,49	10,50	264,1

Tabla 4.10. Ejemplo de funcionamiento de circuito hidráulico a cargas parciales. Control proporcional mediante válvulas dinámicas de equilibrado con accionamiento exterior. Bomba a velocidad variable con $\Delta p = \text{constante}$.

VÁLVULAS DINÁMICAS DE EQUIL. Y CONTROL BOMBA: PRESIÓN DIFERENCIAL VARIABLE									
CAUDAL %	CARGA %	Caudal _{TOT} m ³ /h	Caudal _{FC} m ³ /h	Δp_{TUBOS} mca	$\Delta p_{FANCOIL}$ mca	$\Delta p_{V-CONTROL}$ mca	$\Delta p_{V-EQUIL}$ mca	Δp_{TOTAL} mca	P _{ELE} W
100%	100%	8,00	0,80	6,00	2,00	0,00	2,50	10,50	589,9
83%	90%	6,60	0,80	4,08	2,00	0,00	3,50	9,58	487,1
68%	80%	5,40	0,80	2,73	2,00	0,00	4,06	8,79	401,6
53%	70%	4,20	0,80	1,65	2,00	0,00	4,35	8,01	320,8
42%	60%	3,36	0,80	1,06	2,00	0,00	4,40	7,46	267,9
32%	50%	2,56	0,80	0,61	2,00	0,00	4,32	6,93	220,9
24%	40%	1,88	0,80	0,33	2,00	0,00	4,15	6,48	183,7
17%	30%	1,32	0,80	0,16	2,00	0,00	3,95	6,12	155,0
11%	20%	0,88	0,80	0,07	2,00	0,00	3,75	5,83	133,7
5%	10%	0,40	0,80	0,02	2,00	0,00	3,50	5,51	111,7

Tabla 4.11. Ejemplo de funcionamiento de circuito hidráulico a cargas parciales. Control proporcional mediante válvulas dinámicas de equilibrado con accionamiento exterior. Bomba a velocidad variable con $\Delta p = \text{variable}$.

4.3.4. Análisis energético de las distintas soluciones de caudal variable

Para realizar un análisis energético de las soluciones empleadas en el circuito secundario de 10 fan-coils que se viene analizando en la sección 4.3, se va a suponer que se trata de un circuito de refrigeración de un edificio situado en Cáceres (zona climática C4) y para una aplicación con horario de

12 horas. La tabla 1.2 muestra el histograma de cargas, indicando 1.544 horas de funcionamiento al año de la instalación en modo refrigeración: 12 horas diarias durante 114 días laborables y 8 horas durante 22 sábados.

La tabla 4.12 es un resumen de la estimación del consumo de energía anual de la bomba del circuito. Se observa que la mejor solución es la de las válvulas de control dinámicas con bomba a $\Delta p = \text{variable}$. Desde el punto de vista energético, existe poca diferencia entre el control convencional con válvulas estáticas o dinámicas. Las válvulas dinámicas introducen una mayor pérdida de presión en condiciones nominales que en el funcionamiento a cargas parciales compensan. Se deberá tener en cuenta otros criterios como costes, facilidad de equilibrado, estabilidad en el control, para decantarse por una u otra solución.

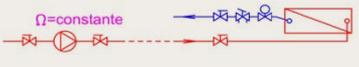
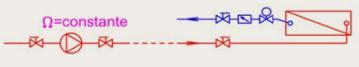
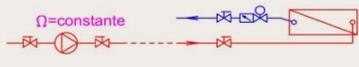
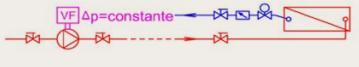
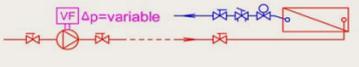
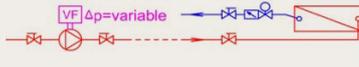
EQUILIBRADO ESTÁTICO			EQUILIBRADO DINÁMICO			VÁLVULAS DINÁMICAS DE EQ Y CONT.		
CAUDAL _{TOT} m ³ /h	Δp_{TOTAL} mca	P _{ELECTRICA} W	CAUDAL _{TOT} m ³ /h	Δp_{TOTAL} mca	P _{ELECTRICA} W	CAUDAL _{TOT} m ³ /h	Δp_{TOTAL} mca	P _{ELECTRICA} W
8,00	11,05	602,2	8,00	12,55	684,0	8,00	10,50	572,3
VÁLVULAS DE 3 VÍAS								
EQUILIBRADO ESTÁTICO			EQUILIBRADO DINÁMICO			VÁLVULAS DINÁMICAS DE EQ Y CONT.		
CONSUMO ANUAL (kWh): 930			CONSUMO ANUAL (kWh): 1056			CONSUMO ANUAL (kWh): 884		
VÁLVULAS DE 2 VÍAS. BOMBA A VELOCIDAD CONSTANTE								
EQUILIBRADO ESTÁTICO			EQUILIBRADO DINÁMICO			VÁLVULAS DINÁMICAS DE EQ Y CONT.		
								
CONSUMO ANUAL (kWh): 773			CONSUMO ANUAL (kWh): 828			CONSUMO ANUAL (kWh): 645		
VÁLVULAS DE 2 VÍAS. BOMBA A VELOCIDAD VARIABLE CON $\Delta p = \text{constante}$								
EQUILIBRADO ESTÁTICO			EQUILIBRADO DINÁMICO			VÁLVULAS DINÁMICAS DE EQ Y CONT.		
								
CONSUMO ANUAL (kWh): 683			CONSUMO ANUAL (kWh): 733			CONSUMO ANUAL (kWh): 559		
VÁLVULAS DE 2 VÍAS. BOMBA A VELOCIDAD VARIABLE CON $\Delta p = \text{variable}$								
EQUILIBRADO ESTÁTICO			EQUILIBRADO DINÁMICO			VÁLVULAS DINÁMICAS DE EQ Y CONT.		
								
CONSUMO ANUAL (kWh): 479			CONSUMO ANUAL (kWh): 532			CONSUMO ANUAL (kWh): 367		

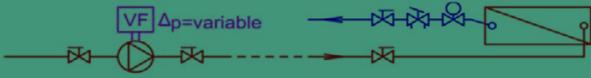
Tabla 4.12. Estimación del consumo de energía anual de la bomba del circuito secundario. Comparativa para caudal constante y variable y en función del equilibrado: estático, dinámico y con válvulas de control dinámicas. Edificio situado en zona climática C4, con horario de funcionamiento de 12 horas y para refrigeración.

A continuación se muestra de forma detallada el cálculo realizado para el análisis del consumo energético de la bomba a cargas parciales. En las tablas puede observarse que se ha mantenido un caudal mínimo de funcionamiento que garantiza un correcto funcionamiento de la instalación a bajas cargas. Si se emplean bombas a velocidad constante (no recomendado), hay que asegurarse que no se producirán problemas de funcionamiento o ruidos en las válvulas cuando el circuito funcione a bajos caudales.

EQUILIBRADO ESTÁTICO BOMBA: VELOCIDAD CONSTANTE								
CARGA %	CAUDAL %	CAUDAL _{TOT} m ³ /h	ΔP_{TOTAL} mca	P _{ELECTRICA} W	Horas Funcionam	E _{ELECTRICA} kWh	Ahorro %	
100%	100%	8,00	11,05	602,2	86	51,8	0,0%	
90%	96%	7,69	11,30	595,7	20	11,9	1,1%	
80%	91%	7,31	11,60	587,3	34	20,0	2,5%	
70%	86%	6,85	11,94	576,4	101	58,2	4,3%	
60%	78%	6,28	12,32	561,8	169	95,0	6,7%	
50%	70%	5,58	12,75	542,5	177	96,0	9,9%	
40%	59%	4,74	13,20	516,7	167	86,3	14,2%	
30%	47%	3,75	13,64	482,6	169	81,6	19,9%	
20%	33%	2,60	14,01	438,4	157	68,8	27,2%	
10%	33%	2,60	14,01	438,4	139	60,9	27,2%	
0%	33%	2,60	14,01	438,4	325	142,5	27,2%	
CONSUMO ANUAL CON 2 VÍAS (V=cte) kWh						1544	773,0	16,9%
CONSUMO ANUAL CON 3 VÍAS kWh					602,2	1544	929,8	

EQUILIBRADO ESTÁTICO BOMBA: PRESIÓN DIFERENCIAL CONSTANTE								
CARGA %	CAUDAL %	CAUDAL _{TOT} m ³ /h	ΔP_{TOTAL} mca	P _{ELECTRICA} W	Horas Funcionam	E _{ELECTRICA} kWh	Ahorro %	
100%	100%	8,00	11,05	620,9	86	53,4	0,0%	
90%	95%	7,60	11,05	601,2	20	12,0	3,2%	
80%	89%	7,14	11,05	578,4	34	19,7	6,8%	
70%	82%	6,59	11,05	552,0	101	55,8	11,1%	
60%	74%	5,94	11,05	521,7	169	88,2	16,0%	
50%	65%	5,20	11,05	487,4	177	86,3	21,5%	
40%	54%	4,34	11,05	449,0	167	75,0	27,7%	
30%	42%	3,37	11,05	406,9	169	68,8	34,5%	
20%	29%	2,31	11,05	361,2	157	56,7	41,8%	
10%	29%	2,31	11,05	361,2	139	50,2	41,8%	
0%	29%	2,31	11,05	361,2	325	117,4	41,8%	
CONSUMO ANUAL CON 2 VÍAS (V=cte) kWh						1544	683,3	28,7%
CONSUMO ANUAL CON 3 VÍAS kWh					620,9	1544	958,6	

EQUILIBRADO ESTÁTICO
BOMBA: PRESIÓN DIFERENCIAL VARIABLE



CARGA %	CAUDAL %	CAUDAL _{TOT} m ³ /h	ΔP _{TOTAL} mca	P _{ELECTRICA} W	Horas Funcionam	E _{ELECTRICA} kWh	Ahorro %
100%	100%	8,00	11,05	620,9	86	53,4	0,0%
90%	93%	7,48	10,69	580,3	20	11,6	6,5%
80%	86%	6,88	10,28	534,2	34	18,2	14,0%
70%	78%	6,21	9,81	482,6	101	48,7	22,3%
60%	68%	5,45	9,29	426,2	169	72,0	31,4%
50%	58%	4,61	8,71	366,2	177	64,8	41,0%
40%	46%	3,71	8,09	304,9	167	50,9	50,9%
30%	35%	2,77	7,44	245,0	169	41,4	60,5%
20%	23%	1,81	6,78	189,5	157	29,7	69,5%
10%	23%	1,81	6,78	189,5	139	26,3	69,5%
0%	23%	1,81	6,78	189,5	325	61,6	69,5%
CONSUMO ANUAL CON 2 VÍAS (V=cte) kWh					1544	478,7	50,1%
CONSUMO ANUAL CON 3 VÍAS kWh				620,9	1544	958,6	

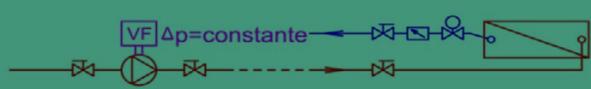
Tabla 4.13. Energía consumida por un circuito secundario de 10 fancoils. Equilibrado con válvulas estáticas.

EQUILIBRADO DINÁMICO
BOMBA: VELOCIDAD CONSTANTE



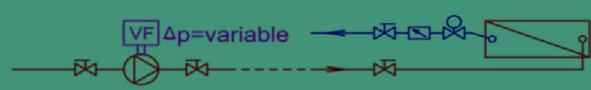
CARGA %	CAUDAL %	CAUDAL _{TOT} m ³ /h	ΔP _{TOTAL} mca	P _{ELECTRICA} W	Horas Funcionam	E _{ELECTRICA} kWh	Ahorro %
100%	100%	8,00	12,55	684,0	86	58,8	0,0%
90%	90%	7,20	13,27	664,2	20	13,3	2,9%
80%	80%	6,40	13,91	641,8	34	21,8	6,2%
70%	70%	5,60	14,47	616,8	101	62,3	9,8%
60%	60%	4,80	14,96	589,0	169	99,5	13,9%
50%	50%	4,00	15,37	558,3	177	98,8	18,4%
40%	40%	3,20	15,71	524,8	167	87,6	23,3%
30%	30%	2,40	15,98	488,4	169	82,5	28,6%
20%	30%	2,40	15,98	488,4	157	76,7	28,6%
10%	30%	2,40	15,98	488,4	139	67,9	28,6%
0%	30%	2,40	15,98	488,4	325	158,7	28,6%
CONSUMO ANUAL CON 2 VÍAS (V=cte) kWh					1544	828,0	21,6%
CONSUMO ANUAL CON 3 VÍAS kWh				684,0	1544	1056,1	

**EQUILIBRADO DINÁMICO
BOMBA: PRESIÓN DIFERENCIAL
CONSTANTE**



CARGA %	CAUDAL %	CAUDAL _{TOT} m ³ /h	ΔP _{TOTAL} mca	P _{ELECTRICA} W	Horas Funcionam	E _{ELECTRICA} kWh	Ahorro %	
100%	100%	8,00	12,55	705,1	86	60,6	0,0%	
90%	90%	7,20	12,55	660,5	20	13,2	6,3%	
80%	80%	6,40	12,55	617,0	34	21,0	12,5%	
70%	70%	5,60	12,55	574,6	101	58,0	18,5%	
60%	60%	4,80	12,55	533,3	169	90,1	24,4%	
50%	50%	4,00	12,55	493,0	177	87,3	30,1%	
40%	40%	3,20	12,55	453,5	167	75,7	35,7%	
30%	30%	2,40	12,55	414,5	169	70,0	41,2%	
20%	30%	2,40	12,55	414,5	157	65,1	41,2%	
10%	30%	2,40	12,55	414,5	139	57,6	41,2%	
0%	30%	2,40	12,55	414,5	325	134,7	41,2%	
CONSUMO ANUAL CON 2 VÍAS (V=cte) kWh						1544	733,4	32,6%
CONSUMO ANUAL CON 3 VÍAS kWh					705,1	1544	1088,7	

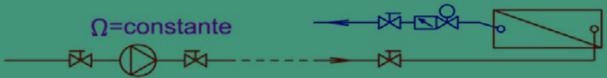
**EQUILIBRADO DINÁMICO
BOMBA: PRESIÓN DIFERENCIAL VARIABLE**



CARGA %	CAUDAL %	CAUDAL _{TOT} m ³ /h	ΔP _{TOTAL} mca	P _{ELECTRICA} W	Horas Funcionam	E _{ELECTRICA} kWh	Ahorro %	
100%	100%	8,00	12,55	705,1	86	60,6	0,0%	
90%	90%	7,20	11,92	634,7	20	12,7	10,0%	
80%	80%	6,40	11,30	564,9	34	19,2	19,9%	
70%	70%	5,60	10,67	496,7	101	50,2	29,6%	
60%	60%	4,80	10,04	430,9	169	72,8	38,9%	
50%	50%	4,00	9,41	368,0	177	65,1	47,8%	
40%	40%	3,20	8,78	308,7	167	51,5	56,2%	
30%	30%	2,40	8,16	253,3	169	42,8	64,1%	
20%	30%	2,40	8,16	253,3	157	39,8	64,1%	
10%	30%	2,40	8,16	253,3	139	35,2	64,1%	
0%	30%	2,40	8,16	253,3	325	82,3	64,1%	
CONSUMO ANUAL CON 2 VÍAS (V=cte) kWh						1544	532,3	51,1%
CONSUMO ANUAL CON 3 VÍAS kWh					705,1	1544	1088,7	

Tabla 4.14. Energía consumida por un circuito secundario de 10 fancoils. Equilibrado con válvulas dinámicas.

VÁLVULAS DINÁMICAS DE EQUIL. Y CONTROL
BOMBA: VELOCIDAD CONSTANTE



CARGA %	CAUDAL %	CAUDAL _{TOT} m ³ /h	ΔP _{TOTAL} mca	P _{ELECTRICA} W	Horas Funcionam	E _{ELECTRICA} kWh	Ahorro %
100%	100%	8,00	10,50	572,3	86	49,2	0,0%
90%	83%	6,60	11,51	541,9	20	10,8	5,3%
80%	68%	5,40	12,21	510,4	34	17,4	10,8%
70%	53%	4,20	12,78	473,8	101	47,9	17,2%
60%	42%	3,36	13,09	444,9	169	75,2	22,3%
50%	32%	2,56	13,33	414,9	177	73,4	27,5%
40%	24%	1,88	13,48	387,4	167	64,7	32,3%
30%	24%	1,88	13,48	387,4	169	65,5	32,3%
20%	24%	1,88	13,48	387,4	157	60,8	32,3%
10%	24%	1,88	13,48	387,4	139	53,8	32,3%
0%	24%	1,88	13,48	387,4	325	125,9	32,3%
CONSUMO ANUAL CON 2 VÍAS (V=cte) kWh					1544	644,6	27,0%
CONSUMO ANUAL CON 3 VÍAS kWh				572,3	1544	883,6	

VÁLVULAS DINÁMICAS DE EQUIL. Y CONTROL
BOMBA: PRESIÓN DIFERENCIAL CONSTANTE



CARGA %	CAUDAL %	CAUDAL _{TOT} m ³ /h	ΔP _{TOTAL} mca	P _{ELECTRICA} W	Horas Funcionam	E _{ELECTRICA} kWh	Ahorro %
100%	100%	8,00	10,50	589,9	86	50,7	0,0%
90%	83%	6,60	10,50	525,2	20	10,5	11,0%
80%	68%	5,40	10,50	472,0	34	16,0	20,0%
70%	53%	4,20	10,50	420,9	101	42,5	28,7%
60%	42%	3,36	10,50	386,0	169	65,2	34,6%
50%	32%	2,56	10,50	353,3	177	62,5	40,1%
40%	24%	1,88	10,50	325,5	167	54,4	44,8%
30%	24%	1,88	10,50	325,5	169	55,0	44,8%
20%	24%	1,88	10,50	325,5	157	51,1	44,8%
10%	24%	1,88	10,50	325,5	139	45,3	44,8%
0%	24%	1,88	10,50	325,5	325	105,8	44,8%
CONSUMO ANUAL CON 2 VÍAS (V=cte) kWh					1544	559,1	38,6%
CONSUMO ANUAL CON 3 VÍAS kWh				589,95	1544	910,9	

VÁLVULAS DINÁMICAS DE EQUIL. Y CONTROL BOMBA: PRESIÓN DIFERENCIAL VARIABLE							
CARGA %	CAUDAL %	CAUDAL _{TOT} m ³ /h	ΔP _{TOTAL} mca	P _{ELECTRICA} W	Horas Funcionam	E _{ELECTRICA} kWh	Ahorro %
100%	100%	8,00	10,50	589,9	86	50,7	0,0%
90%	83%	6,60	9,58	487,1	20	9,7	17,4%
80%	68%	5,40	8,79	401,6	34	13,7	31,9%
70%	53%	4,20	8,01	320,8	101	32,4	45,6%
60%	42%	3,36	7,46	267,9	169	45,3	54,6%
50%	32%	2,56	6,93	220,9	177	39,1	62,6%
40%	24%	1,88	6,48	183,7	167	30,7	68,9%
30%	24%	1,88	6,48	183,7	169	31,0	68,9%
20%	24%	1,88	6,48	183,7	157	28,8	68,9%
10%	24%	1,88	6,48	183,7	139	25,5	68,9%
0%	24%	1,88	6,48	183,7	325	59,7	68,9%
CONSUMO ANUAL CON 2 VÍAS (V=cte) kWh					1544	366,7	59,7%
CONSUMO ANUAL CON 3 VÍAS kWh				589,9	1544	910,9	

Tabla 4.15. Energía consumida por un circuito secundario de 10 fancoils. Válvulas dinámicas de eq. y control.

5 Ejemplo cálculo de ahorros

Se va a realizar una estimación del ahorro energético producido en un circuito secundario al realizar la distribución de energía mediante un circuito hidráulico a caudal constante.

En el análisis se asumirán varias hipótesis simplificadoras con el objeto de llegar a obtener una estimación del ahorro energético tanto en porcentaje como en kWh anuales o emisiones de CO₂.

Se plantea realizar el análisis de un circuito hidráulico formado por 13 fancoils. 10 de los fancoils están controlados mediante válvulas de 2 vías, mientras que los otros 3 estarían controlados con válvulas de 3 vías. De esta forma se pretende garantizar un caudal mínimo de circulación de agua por la instalación que asegure tanto el control de funcionamiento de la misma como la vida de las bombas.

La figura 5.1 muestra el esquema de un circuito hidráulico formado por 13 fancoils.

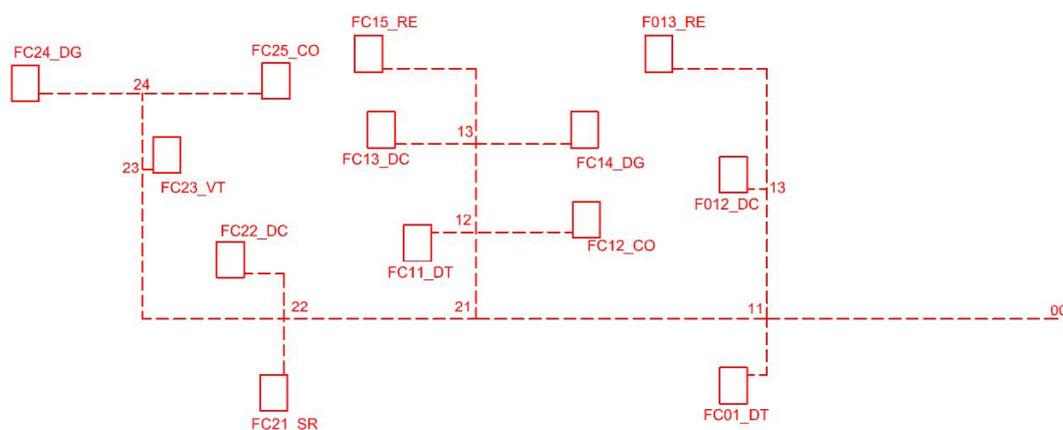


Figura 5.1. Esquema del circuito hidráulico a analizar.

5.1. Planteamiento del sistema

El esquema de la instalación simplificado se muestra en la figura 5.2. Se trata de un esquema con el que se pretende realizar un análisis lo más aproximado posible de las distintas posibilidades de funcionamiento del mismo a cargas parciales.

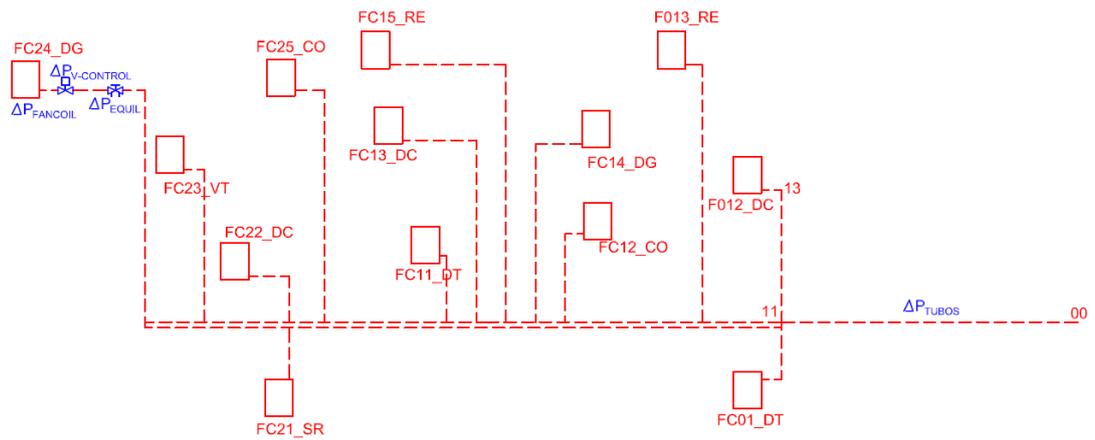


Figura 5.2. Esquema del circuito hidráulico simplificado donde se realiza el análisis.

Las hipótesis simplificadoras son las siguientes:

- Solo hay dos tramos de tuberías donde se producen pérdidas de presión: el tramo principal 00-11 y el tramo que alimenta a cada fancoil.
- En condiciones nominales (todas las válvulas de control abiertas), se deben proporcionar los siguientes datos:
 - Pérdida de presión del fancoil: $\Delta p_{FC} = 2 \text{ mca}$
 - Pérdida de presión de la válvula de control: $\Delta p_{V-CT} = 2,55 \text{ mca}$
 - Pérdida de presión de la válvula de equilibrado y tubería a fancoil: $\Delta p_{V-EQ} = 0,5 \text{ mca}$
 - Pérdida de presión del tramo principal (00-11): $\Delta p_{TUB} = 6 \text{ mca}$
- Las pérdidas de presión de los tramos del circuito original de la figura 5.1: (11-21), (21-22), (23-24), etc., se deberían tener en consideración bien en el tramo principal o bien en el tramo final de alimentación al fancoil.

5.2. Circuito con equilibrado estático

Si el circuito se equilibra con válvulas estáticas, se supone que las unidades terminales se encuentran perfectamente equilibradas de forma que al producirse el cierre de una de las válvulas de control, el caudal se redistribuye de forma equitativa por el resto de unidades.

5.2.1. Curva resistente de la instalación

La pérdida de presión de la instalación se podría calcular, suponiendo una curva cuadrática que pasa por el origen. El caudal nominal es de $10,40 \text{ m}^3/\text{h}$ (13 fancoils a $0,8 \text{ m}^3/\text{h}$ por unidad) y la pérdida de

presión nominal de 11,05 mca (véase el punto rojo de la figura 5.3). La pérdida de presión se puede determinar con una ecuación del tipo:

$$\kappa_{O,P} = \frac{\Delta p_{TUB}}{\dot{V}^2} = \frac{11,05}{10,4^2} = 0,1022;$$

$$\Delta p_{TOT,100\%} = 0,1022 \cdot \dot{V}^2$$

Para determinar la curva resistente de la instalación cuando esta se encuentra, por ejemplo, al 60% de carga, se supone que cierran 4 de los 10 fancoils que tienen válvulas de 2 vías (no importa lo que pase con los 3 fancoils que tienen válvulas de 3 vías). El caudal se distribuirá por los otros 9 fancoils: los 3 controlados por válvulas de 3 vías y los otros 6 controlados por válvulas de 2 vías.

A efectos de determinar la curva resistente de la instalación, se supone que se mantiene constante el caudal de impulsión de la bomba en 10,4 m³/h. En este caso, el caudal por tramo de fancoil será de 10,4/9=1,156 m³/h y las pérdidas de presión quedarían:

- Pérdida de presión del fancoil: $\Delta p_{FC} = 4,17$ mca ($2 \times 1,156^2/0,8^2$).
- Pérdida de presión de la válvula de control: $\Delta p_{V-CT} = 5,35$ mca ($2,55 \times 1,156^2/0,8^2$).
- Pérdida de presión de la válvula de equilibrado: $\Delta p_{V-EQ} = 1,04$ mca ($0,5 \times 1,156^2/0,8^2$).
- Pérdida de presión del tramo principal (00-11): $\Delta p_{TUB} = 6$ mca (no cambia).

La pérdida de presión si se cierran 4 válvulas de control de 2 vías y se mantiene el caudal nominal de 10,40 m³/h sería de 16,54 mca. La ecuación de pérdidas se puede determinar con una ecuación del tipo:

$$\kappa_{O,P} = \frac{\Delta p_{TUB}}{\dot{V}^2} = \frac{16,54}{10,4^2} = 0,1529;$$

$$\Delta p_{TOT,60\%} = 0,1529 \cdot \dot{V}^2$$

Siguiendo esta metodología se puede determinar de forma sencilla las curvas resistentes de la instalación entre el 100% de carga (las 10 válvulas de 2 vías abiertas) y el 0% de carga (las 10 válvulas de 2 vías cerradas). El comportamiento de las 3 válvulas de 3 vías no afecta al circuito hidráulico.

La figura 5.3 muestra las curvas resistentes de la instalación a medida que se van cerrando las distintas válvulas de control.

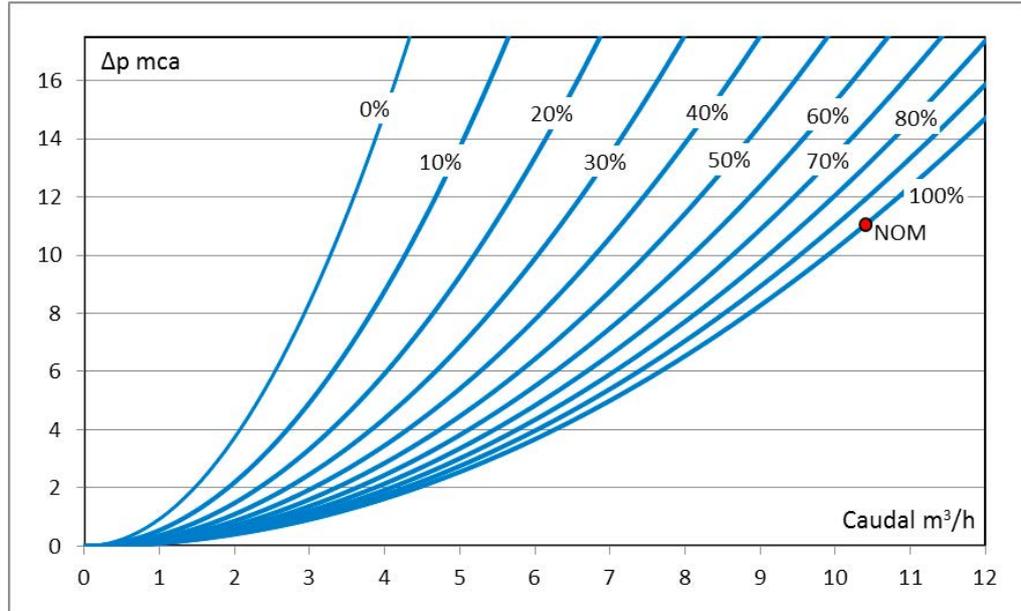


Figura 5.3. Curvas resistentes de la instalación entre el 0% y el 100% de carga. Circuito hidráulico equilibrado con válvulas estáticas. El control se ha simulado con válvulas todo/nada. Hay 13 fancoils, 10 controlados con válvulas de 2 vías y 3 controlados con válvulas de 3 vías que aseguran un caudal mínimo al 0% de carga.

Se ha mostrado el método empleado para determinar las curvas resistentes de la instalación para el caso práctico de este capítulo con válvulas de equilibrado estáticas. El punto de funcionamiento de la instalación lo dará la intersección entre la curva resistente de la instalación y la curva característica de la bomba instalada.

5.2.2. Selección de la bomba

Siguiendo la metodología establecida en la sección 2.3, se va a seleccionar y modelizar una bomba de velocidad constante para la instalación.

La curva de la bomba y su potencia consumida se han ajustado a una bomba comercial real. Se selecciona una bomba cuya curva de funcionamiento se ha representado en la figura 5.4.

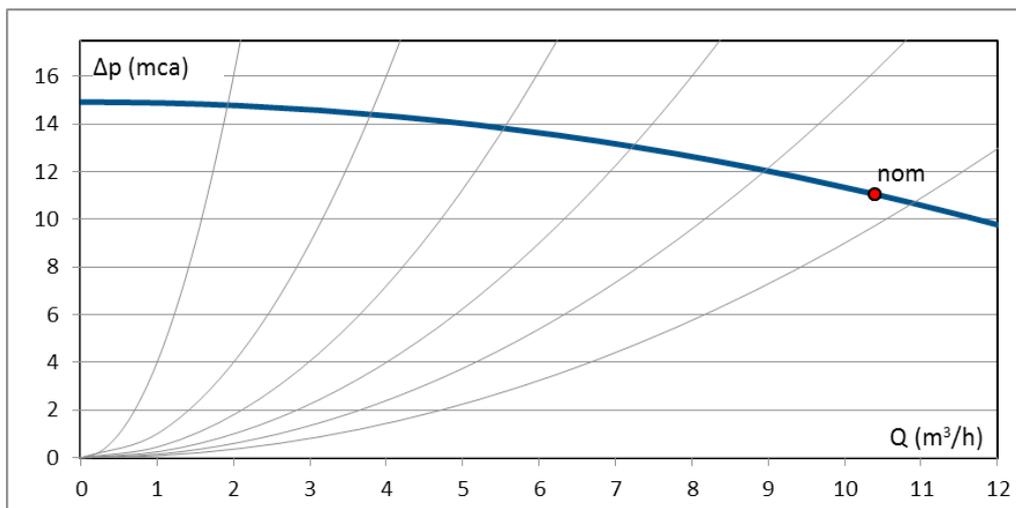


Figura 5.4. Curva característica de funcionamiento de la bomba seleccionada para la instalación del ejemplo.

La bomba se ha ajustado a una curva cuadrática a partir de su punto de funcionamiento nominal (caudal = 10,40 m³/h y altura = 11,05 mca) y suponiendo que a caudal nulo, la altura es 1,3 veces la altura nominal. Las constantes A y B de la ecuación de la curva característica (ecuación 2.7) se calculan siguiendo el procedimiento descrito en la sección 2.3.1 de este documento:

$$A = Kp \cdot \Delta p_{\text{NOM}} = 1,3 \times 11,05 = 14,37$$

$$B = \frac{\Delta p_{\text{NOM}}}{\dot{V}_{\text{NOM}}^2} (Kp - 1) = \frac{11,05}{10,40^2} (1,3 - 1) = 0,03065$$

Resultando:

$$\Delta p_{\text{BOMBA}} \text{ (mca)} = 14,37 - 0,03065 \cdot \dot{V}^2 \text{ (m}^3\text{/h)}$$

La ecuación de la potencia en el eje consumida por la bomba se ha desarrollado teniendo en consideración los datos de bombas comerciales y que el rendimiento basado en la potencia en el eje de bombas de estas características puede ser del orden del 50%. De esta forma, para el punto de funcionamiento nominal se obtiene:

$$P_{\text{EJE,NOM}} = \frac{P_{\text{UTIL}}}{\eta_{\text{EJE,NOM}}} = \frac{\dot{V} \text{ (m}^3\text{/s)} \cdot \Delta p_{\text{BOMBA}} \text{ (Pa)}}{\eta_{\text{EJE,NOM}}} = \frac{(10,4 / 3600) \times (11,05 \times 9,81 \times 1000)}{0,5} = 626,3 \text{ W}$$

La potencia en el eje se ajusta a una ecuación cuadrática del tipo de la ecuación (2.12) y según se ha mostrado en la sección 2.3.2 de este documento.

Se considera que a caudal nulo $\dot{V} = 0$, la potencia en el eje es el 50% de la potencia nominal $P_{\text{EJE}} = 0,5P_{\text{EJE,NOM}}$ y a $\dot{V} = \dot{V}_{\text{NOM}} / 2$, la potencia en el eje el 80% de nominal $P_{\text{EJE}} = 0,8P_{\text{EJE,NOM}}$. Con estos 2 datos más el punto nominal, se obtiene:

$$P_{\text{EJE}} = 313,16 + 42,16 \cdot \dot{V}_{\text{BOMBA}} - 1,16 \cdot \dot{V}_{\text{BOMBA}}^2$$

La figura 5.5 muestra la curva de la potencia en eje de la bomba modelizada.

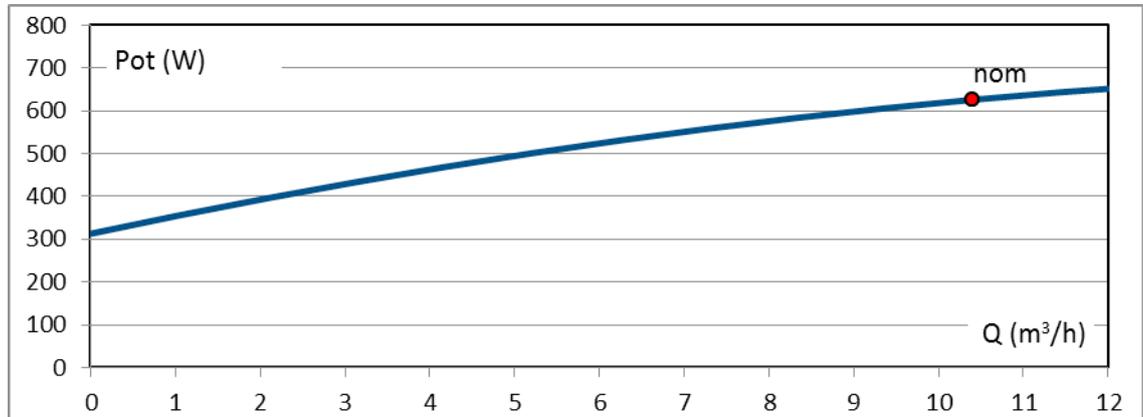


Figura 5.5. Curva de potencia en el eje de la bomba seleccionada para la instalación del ejemplo.

El rendimiento de la bomba basado en la potencia en el eje se determina dividiendo las expresiones de la potencia útil de la bomba entre la potencia en el eje:

$$\eta_{EJE} = \frac{P_{UTIL}}{P_{EJE}} = \frac{\dot{V}(\text{m}^3/\text{s}) \cdot \Delta p_{BOMBA} (\text{Pa})}{P_{EJE}}$$

El resultado se ha representado en la figura 5.6 (línea azul).

Para determinar la potencia eléctrica consumida por la bomba, se ha empleado una ecuación de rendimiento del motor eléctrico, considerando que al 50% de la potencia nominal (caudal nulo) el rendimiento del motor eléctrico es del 72% y a potencia nominal del 76%. Considerando una curva lineal, se obtiene:

$$\eta_{MOTOR} = 68 + 8 \cdot \frac{P_{EJE}}{P_{EJE,NOM}}$$

$$\eta_{MOTOR} = 68 + 0,01277 \cdot P_{EJE}$$

El rendimiento de la bomba en función del caudal se ha representado en la figura 5.6.

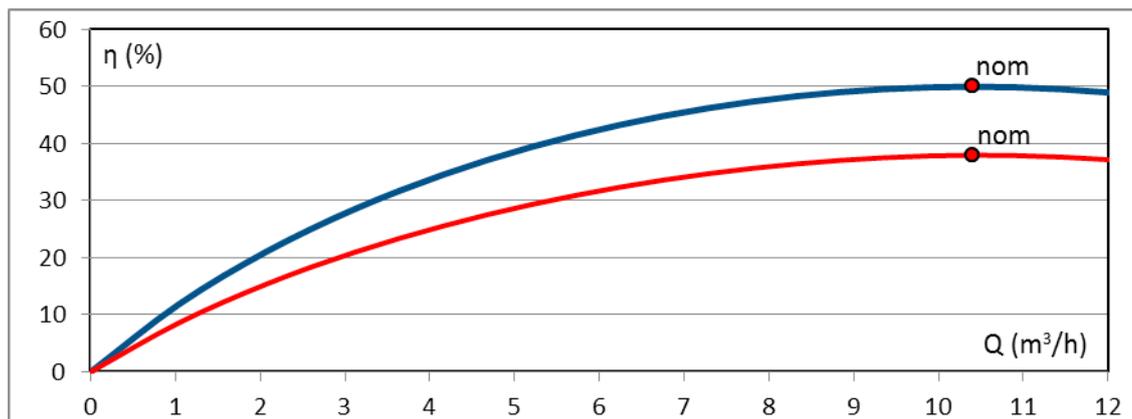


Figura 5.6. Curva de rendimiento basado en potencia en el eje (color azul) y basado en potencia eléctrica consumida (color rojo).

En las secciones 5.2.3, 5.2.4 y 5.2.5 se va a modelizar el comportamiento de la instalación en función de si la bomba varía o no su velocidad de giro (y en su caso, cómo lo hace). La figura 5.7 muestra que cuando la instalación cambia su curva resistente (del 100% al 30%) debido al cierre de válvulas de 2 vías, el caudal resultante así como las presiones del circuito dependen de la curva característica de funcionamiento de la bomba instalada.

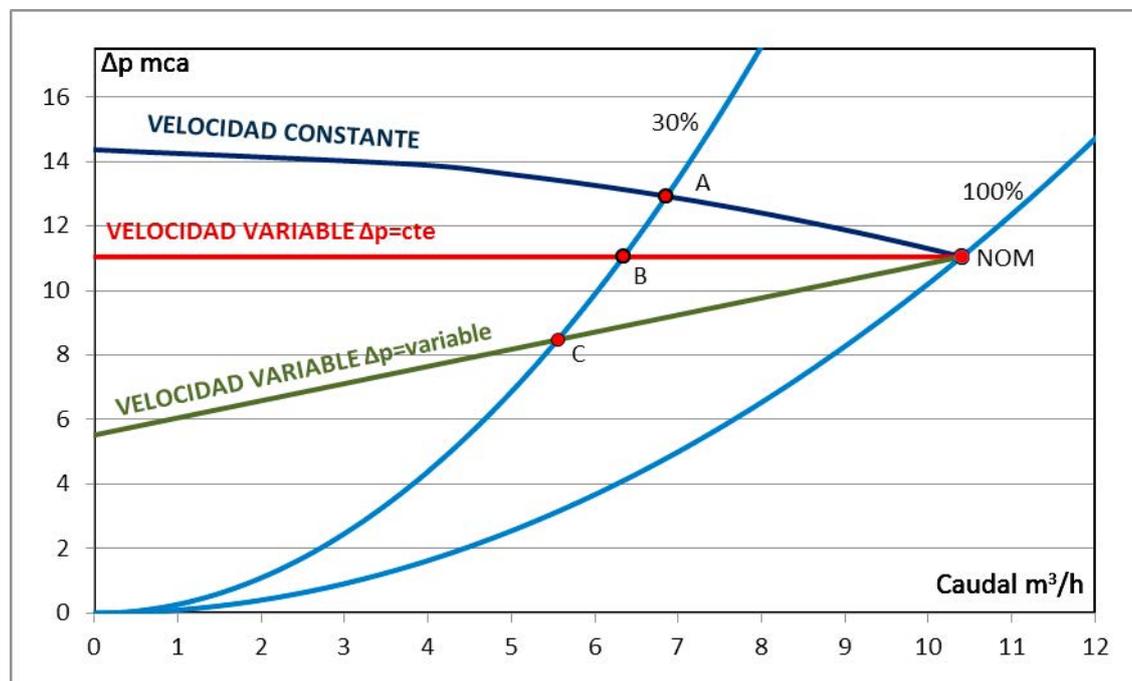


Figura 5.7. Variación del punto de funcionamiento de la instalación cuando funciona al 30% de carga con equilibrado estático. Control con válvulas de 2 vías todo/nada. Punto de funcionamiento con bomba a velocidad constante y con bomba a velocidad variable con $\Delta p=constante$ y con $\Delta p=variable$.

5.2.3. Bomba a velocidad constante

La curva característica de la bomba viene dada por:

$$\Delta p_{\text{BOMBA}} \text{ (mca)} = 14,37 - 0,03065 \cdot \dot{V}^2 \text{ (m}^3\text{/h)}$$

La curva resistente de la instalación con 7 fancoils cerrados es:

$$\Delta p_{30\%} \text{ (mca)} = 0,2747 \cdot \dot{V}^2 \text{ (m}^3\text{/h)}$$

Igualando ambas ecuaciones se obtiene de forma analítica el caudal: $\dot{V} = 6,86 \text{ (m}^3\text{/h)}$ (de forma gráfica, sería el punto A de la figura 5.7). Sustituyendo en cualquiera de las ecuaciones anteriores, se obtiene la altura $\Delta p_{30\%} = 12,92 \text{ mca}$. La potencia en el eje viene dada por:

$$P_{\text{EJE}} = 313,16 + 42,16 \cdot \dot{V}_{\text{BOMBA}} - 1,16 \cdot \dot{V}_{\text{BOMBA}}^2$$

$$P_{\text{EJE}} = 313,16 + 42,16 \times 6,86 - 1,16 \times 6,86^2 = 547,8 \text{ W}$$

El rendimiento de la bomba (respecto a la potencia en el eje) resulta:

$$\eta_{\text{BOMBA}} = \frac{P_{\text{UTIL}}}{P_{\text{EJE}}} = \frac{\dot{V} \text{ (m}^3\text{/s)} \cdot \Delta p_{\text{BOMBA}} \text{ (Pa)}}{P_{\text{EJE}}} = \frac{(6,86 / 3.600) \times (12,92 \times 9,81 \times 1.000)}{547,8} = 44,1\%$$

El rendimiento del motor eléctrico resulta:

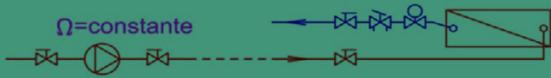
$$\eta_{\text{MOTOR}} = 68 + 0,01277 \cdot P_{\text{EJE}} = 68 + 0,01277 \times 547,8 = 75,0\%$$

La potencia eléctrica consumida por la bomba resulta:

$$P_{\text{ELE}} = P_{\text{EJE}} / \eta_{\text{MOTOR}} = 547,8 / 0,75 = 730,5 \text{ W}$$

Operando de forma similar para las condiciones de carga entre las 10 válvulas de 2 vías abiertas (100%) y las 10 válvulas cerradas (0%) se obtienen los resultados mostrados en la tabla 5.1.

EQUILIBRADO ESTÁTICO
BOMBA: VELOCIDAD CONSTANTE



CARGA %	Caudal _{TOT} m ³ /h	Caudal _{FC} m ³ /h	Δp _{TUBOS} mca	Δp _{FANCOIL} mca	Δp _{V-CONTROL} mca	Δp _{V-EQUIL} mca	Δp _{TOTAL} mca	P _{ELE} W
100%	10,40	0,80	6,00	2,00	2,55	0,50	11,05	824,1
90%	10,10	0,84	5,65	2,21	2,82	0,55	11,24	817,5
80%	9,74	0,89	5,27	2,45	3,13	0,61	11,46	809,5
70%	9,33	0,93	4,83	2,72	3,47	0,68	11,70	799,7
60%	8,85	0,98	4,34	3,02	3,85	0,75	11,97	787,6
50%	8,28	1,04	3,81	3,35	4,27	0,84	12,26	772,6
40%	7,62	1,09	3,22	3,71	4,73	0,93	12,58	753,8
30%	6,86	1,14	2,61	4,08	5,21	1,02	12,92	730,5
20%	5,98	1,20	1,98	4,47	5,70	1,12	13,27	701,3
10%	4,98	1,24	1,38	4,84	6,18	1,21	13,60	665,2
0%	3,86	1,29	0,83	5,18	6,60	1,30	13,91	621,1

Tabla 5.1. Puntos de funcionamiento de la instalación a cargas parciales. Equilibrado estático, válvulas de control todo/nada, bomba funcionando a velocidad constante.

5.2.4. Bomba a velocidad variable, funcionando con Δp=constante

En este caso, la bomba mide de forma continua la presión diferencial que produce, actuando sobre su variador de frecuencia de forma que la presión diferencial producida por ella se mantenga constante. Se supone por tanto que la curva característica de la bomba viene dada por:

$$\Delta p_{BOMBA} \text{ (mca)} = 11,05$$

La curva resistente de la instalación con 7 fancoils cerrados es:

$$\Delta p_{30\%} \text{ (mca)} = 0,2747 \cdot \dot{V}^2 \text{ (m}^3\text{/h)}$$

Igualando ambas ecuaciones se obtiene de forma analítica el caudal $\dot{V} = 6,34 \text{ (m}^3\text{/h)}$ representado gráficamente en la figura 5.7. La altura es evidentemente $\Delta p_{30\%} = 11,05 \text{ mca}$. El punto de funcionamiento de la instalación sería el punto B en la figura 5.7.

La velocidad de giro de la bomba se podría determinar de forma analítica. Los puntos semejantes de la curva de funcionamiento de una bomba cuando varía su velocidad de giro evolucionan en forma cuadrática. La curva resistente tiene precisamente también forma cuadrática, de manera que el punto B es semejante al punto A. Los puntos tienen teóricamente el mismo rendimiento.

$$\eta_{EJE} = 44,1\%$$

El caudal varía de forma lineal con la velocidad de giro y la altura de forma parabólica con el caudal. En la figura 5.7 se puede ver que el caudal del punto B es de $6,34 \text{ m}^3\text{/h}$ y el de su punto homólogo

(punto A) es de 6,86 m³/h. Si el caudal ha disminuido un 8,8%, se supone que la frecuencia de giro se habrá modificado de 50 a 45,6 Hz.

La potencia en el eje resulta:

$$P_{EJE} = \frac{P_{UTIL}}{\eta_{EJE}} = \frac{\dot{V}(m^3/s) \cdot \Delta p_{BOMBA} (Pa)}{\eta_{EJE}} = \frac{(6,34 / 3.600) \times (11,05 \times 9,81 \times 1.000)}{0,441} = 433,2 \text{ W}$$

El rendimiento del motor eléctrico resulta:

$$\eta_{MOTOR} = 68 + 0,0255 \cdot P_{EJE} = 68 + 0,01277 \times 433,2 = 73,5\%$$

Además, se considera que el rendimiento del variador de frecuencia varía de forma lineal desde el 78% a potencia nula hasta el 98% a potencia nominal. En este caso,

$$\eta_{V-F} = 78 + 20 \cdot \frac{P_{EJE}}{P_{EJE,NOM}} = 78 + 20 \times \frac{433,2}{623,3} = 91,8\%$$

La potencia eléctrica consumida por la bomba resulta:

$$P_{ELE} = P_{EJE} / (\eta_{MOTOR} \cdot \eta_{V-F}) = 443,2 / (0,735 \times 0,918) = 641,5 \text{ W}$$

Operando de forma similar para las condiciones de carga entre las 10 válvulas de 2 vías abiertas (100%) y las 10 válvulas cerradas (0%) se obtiene la siguiente tabla de resultados.

EQUILIBRADO ESTÁTICO BOMBA: PRESIÓN DIFERENCIAL CONSTANTE								
CARGA %	Caudal _{TOT} m ³ /h	Caudal _{FC} m ³ /h	Δp _{TUBOS} mca	Δp _{FANCOIL} mca	Δp _{V-CONTROL} mca	Δp _{V-EQUIL} mca	Δp _{TOTAL} mca	P _{ELE} W
100%	10,40	0,80	6,00	2,00	2,55	0,50	11,05	840,9
90%	10,01	0,83	5,56	2,17	2,77	0,54	11,05	820,9
80%	9,57	0,87	5,08	2,36	3,01	0,59	11,05	798,4
70%	9,07	0,91	4,56	2,57	3,28	0,64	11,05	773,2
60%	8,50	0,94	4,01	2,79	3,56	0,70	11,05	745,1
50%	7,86	0,98	3,43	3,02	3,85	0,75	11,05	713,8
40%	7,14	1,02	2,83	3,25	4,15	0,81	11,05	679,3
30%	6,34	1,06	2,23	3,49	4,45	0,87	11,05	641,5
20%	5,46	1,09	1,65	3,72	4,75	0,93	11,05	600,4
10%	4,49	1,12	1,12	3,93	5,02	0,98	11,05	556,4
0%	3,44	1,15	0,66	4,12	5,25	1,03	11,05	509,5

Tabla 5.2. Puntos de funcionamiento de la instalación a cargas parciales. Equilibrado estático, válvulas de control todo/nada, bomba funcionando a velocidad variable con Δp=constante.

5.2.5. Bomba a velocidad variable, funcionando con Δp =variable

Se trata de una evolución del control de la bomba a presión constante. Cuando se analiza el funcionamiento de una instalación donde se van cerrando válvulas de control, se observa que con la configuración a presión constante, el caudal que circula por las unidades terminales abiertas se incrementa (véase tabla 5.2).

Hay por tanto una oportunidad de que en la regulación a cargas parciales se disminuya más la velocidad de giro de las bombas. En este sentido, los fabricantes han optado por realizar una curva característica de funcionamiento de la bomba lineal que va desde el punto nominal hasta el punto a caudal nulo, donde la bomba proporciona la mitad de altura (véase curva verde de la figura 5.7).

De forma analítica, la curva de funcionamiento de la bomba viene dada por:

$$\Delta p_{\text{BOMBA}} \text{ (mca)} = 5,525 + 0,5313 \cdot \dot{V} \text{ (m}^3\text{/h)}$$

La curva resistente de la instalación con 7 fancoils cerrados es:

$$\Delta p_{30\%} \text{ (mca)} = 0,2747 \cdot \dot{V}^2 \text{ (m}^3\text{/h)}$$

Igualando ambas ecuaciones se obtiene de forma analítica el caudal $\dot{V} = 5,56 \text{ (m}^3\text{/h)}$ (puede verse la intersección de forma gráfica en la figura 5.7). Sustituyendo en cualquiera de las ecuaciones anteriores, se obtiene la altura $\Delta p_{30\%} = 8,48 \text{ mca}$. El punto de funcionamiento de la instalación sería el punto C en la figura 5.7.

Se procede de forma similar al caso del control a $\Delta p = \text{cte}$, de forma que el punto A es semejante al punto C y se puede suponer que tienen el mismo rendimiento, siendo el rendimiento de la bomba de $\eta_{\text{BOMBA}} = 44,1\%$.

El caudal varía de forma lineal con la velocidad de giro y la altura de forma parabólica con el caudal. En la figura 5.7 se puede ver que el caudal del punto C es de $5,56 \text{ m}^3\text{/h}$ y el de su punto homólogo (punto A) es de $6,86 \text{ m}^3\text{/h}$. Si el caudal ha disminuido un $22,4\%$, se supone que la frecuencia de giro se habrá modificado de 50 a $38,8 \text{ Hz}$.

La potencia en el eje resulta:

$$P_{\text{EJE}} = \frac{P_{\text{UTIL}}}{\eta_{\text{EJE}}} = \frac{\dot{V} \text{ (m}^3\text{/s)} \cdot \Delta p_{\text{BOMBA}} \text{ (Pa)}}{\eta_{\text{EJE}}} = \frac{(5,56 / 3.600) \times (8,48 \times 9,81 \times 1.000)}{0,441} = 291,0 \text{ W}$$

El rendimiento del motor eléctrico resulta:

$$\eta_{\text{MOTOR}} = 68 + 0,01277 \cdot P_{\text{EJE}} = 68 + 0,01277 \times 291,0 = 71,7\%$$

Además, se considera que el rendimiento del variador de frecuencia evoluciona de forma lineal desde el 78% a potencia nula hasta el 98% a potencia nominal. En este caso,

$$\eta_{\text{V-F}} = 78 + 20 \cdot \frac{P_{\text{EJE}}}{P_{\text{EJE,NOM}}} = 78 + 20 \times \frac{291,0}{623,3} = 87,3\%$$

La potencia eléctrica consumida por la bomba resulta:

$$P_{ELE} = P_{EJE} / (\eta_{MOTOR} \cdot \eta_{V-F}) = 291,0 / (0,717 \times 0,873) = 464,8W$$

Operando de forma similar para las condiciones de carga entre las 10 válvulas de 2 vías abiertas (100%) y las 10 válvulas cerradas (0%) se obtienen los puntos de funcionamiento a cargas parciales mostrados en la tabla 5.3.

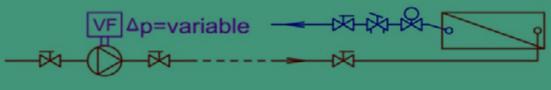
EQUILIBRADO ESTÁTICO BOMBA: PRESIÓN DIFERENCIAL VARIABLE								
CARGA %	Caudal _{TOT} m ³ /h	Caudal _{FC} m ³ /h	Δp _{TUBOS} mca	Δp _{FANCOIL} mca	Δp _{V-CONTROL} mca	Δp _{V-EQUIL} mca	Δp _{TOTAL} mca	P _{ELE} W
100%	10,40	0,80	6,00	2,00	2,55	0,50	11,05	840,9
90%	9,89	0,82	5,42	2,12	2,70	0,53	10,78	799,5
80%	9,32	0,85	4,81	2,24	2,86	0,56	10,47	753,7
70%	8,69	0,87	4,19	2,36	3,01	0,59	10,14	703,3
60%	7,99	0,89	3,55	2,47	3,14	0,62	9,77	648,7
50%	7,24	0,91	2,91	2,56	3,26	0,64	9,37	590,1
40%	6,43	0,92	2,29	2,63	3,36	0,66	8,94	528,4
30%	5,56	0,93	1,71	2,68	3,42	0,67	8,48	464,8
20%	4,64	0,93	1,19	2,69	3,43	0,67	7,99	401,0
10%	3,69	0,92	0,76	2,67	3,40	0,67	7,49	338,7
0%	2,74	0,91	0,42	2,60	3,31	0,65	6,98	279,6

Tabla 5.3. Puntos de funcionamiento de la instalación a cargas parciales. Equilibrado estático, válvulas de control todo/nada, bomba funcionando a velocidad variable con Δp=variable.

En la sección 5.5 se realizará un estudio energético de las distintas posibilidades de funcionamiento de la instalación.

5.3. Circuito con equilibrado dinámico

El equilibrado dinámico permite que por cada unidad terminal circule el caudal nominal y, además, que el caudal de funcionamiento de una unidad terminal no varíe al abrir o cerrar las válvulas de otras unidades terminales. Se trata de un sistema muy recomendable por presentar dos ventajas muy importantes:

- Las válvulas dinámicas aseguran un equilibrado sencillo de la instalación.
- El control de los espacios se realizará de forma sencilla y sin perturbaciones debidas a las aperturas y cierres de otras válvulas de control.

Sin embargo, no se debe olvidar que las válvulas introducen una pérdida de presión adicional, superior a la que producen las válvulas de equilibrado estáticas.

5.3.1. Curva resistente de la instalación

Para este ejemplo se ha supuesto una pérdida de presión de 2 mca frente a 0,5 mca del sistema con válvulas estáticas. Se trata de la pérdida de presión de la válvula que equilibra al elemento más alejado. El resto de válvulas producirá una mayor pérdida de presión con el objeto de que la pérdida de presión por cada unidad terminal sea la misma.

En condiciones nominales (todas las válvulas de control abiertas), las pérdidas de presión serían:

- Pérdida de presión del fancoil: $\Delta p_{FC} = 2$ mca.
- Pérdida de presión de la válvula de control: $\Delta p_{V-CT} = 2,55$ mca.
- Pérdida de presión de la válvula de equilibrado y tubería a fancoil: $\Delta p_{V-EQ} = 2,0$ mca.
- Pérdida de presión del tramo principal (00-11): $\Delta p_{TUB} = 6$ mca.

La pérdida de presión de la instalación se calcula suponiendo una curva cuadrática que pasa por el origen para un caudal nominal de 10,40 m³/h y una pérdida de presión nominal de 12,55 mca. La pérdida de presión se puede determinar con una ecuación del tipo:

$$\kappa_{O,P} = \frac{\Delta p_{TUB}}{\dot{V}^2} = \frac{12,55}{10,4^2} = 0,116;$$

En el caso de circuitos con válvulas de presión dinámicas, se debe tener en cuenta que la pérdida de presión aumenta de forma drástica, de manera que el caudal no puede superar el caudal nominal, resultando:

$$\text{Si } \dot{V} \leq \dot{V}_{NOM} \quad \Delta p_{TOT,100\%} = 0,116 \cdot \dot{V}^2$$

$$\text{Si } \dot{V} > \dot{V}_{NOM} \quad \Delta p_{TOT,100\%} \Rightarrow \infty$$

Siguiendo la metodología de cálculo realizada en la sección 5.2 se podría calcular la curva resistente de la instalación para distintos cierres de válvulas. En este caso, se determinaría la curva resistente de la instalación para el punto donde la válvula de equilibrado dinámica no hubiera cerrado.

Cuando el circuito hidráulico se encuentra al 60% de carga, se supone que cierran 4 de los 10 fancoils que tienen válvulas de 2 vías (no importa lo que pase con los 3 fancoils que tienen válvulas de 3 vías). El caudal total será el correspondiente a 9 unidades terminales: $0,8 \times 9 = 7,2$ m³/h y el caudal por cada unidad terminal será el nominal (0,8 m³/h). Las pérdidas de presión quedarían:

- Pérdida de presión del fancoil: $\Delta p_{FC} = 2$ mca (nominal).
- Pérdida de presión de la válvula de control: $\Delta p_{V-CT} = 2,55$ mca (nominal).
- Pérdida de presión de la válvula de equilibrado: $\Delta p_{V-EQ} = 2,0$ mca (nominal o mayor).
- Pérdida de presión del tramo principal (00-11): $\Delta p_{TUB} = 2,88$ ($6 \times 7,2^2 / 10,4^2$) mca.

La pérdida de presión para la situación nominal sería de 9,43 mca, eso sí, dependiendo de la bomba instalada la válvula de equilibrado aumentaría su presión desde 2 mca hasta lo necesario para mantener los caudales.

$$\text{Si } \dot{V} \leq 7,2 \text{ m}^3/\text{h} \quad \Delta p_{\text{TOT},60\%} = 0,159 \cdot \dot{V}^2$$

$$\text{Si } \dot{V} > 7,2 \text{ m}^3/\text{h} \quad \Delta p_{\text{TOT},60\%} \Rightarrow \infty$$

La figura 5.8 muestra las curvas resistentes de la instalación a medida que se van cerrando las distintas válvulas de control. El punto nominal de la instalación (todas las válvulas abiertas) se muestra en color rojo.

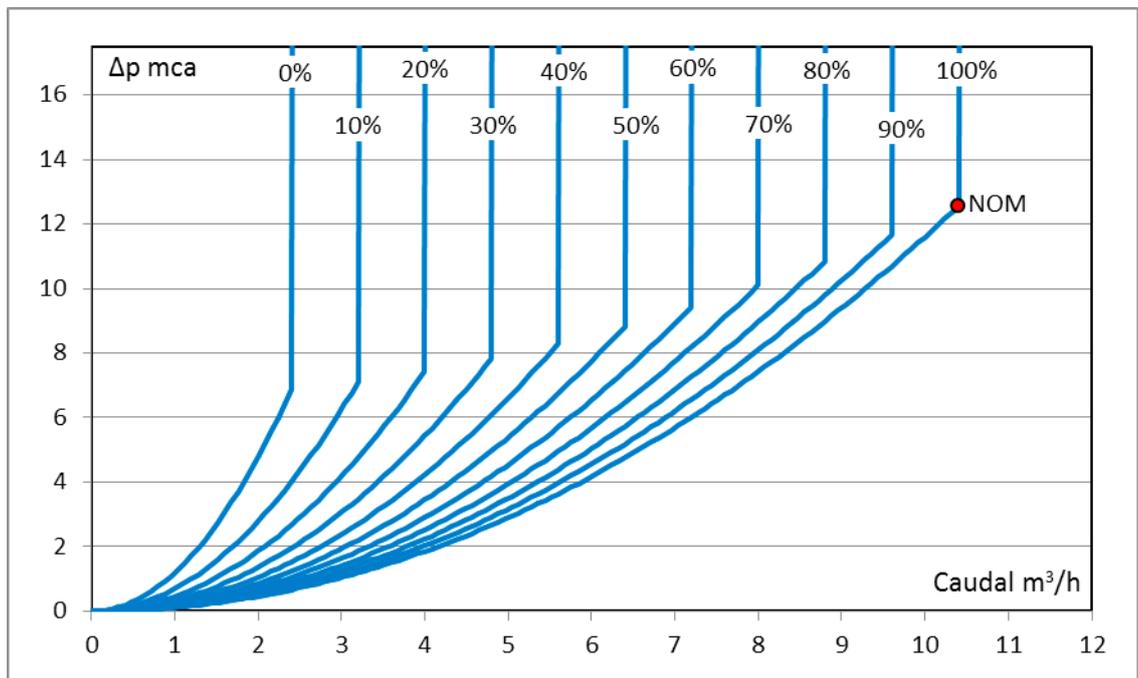


Figura 5.8. Curvas resistentes de la instalación entre el 0% y el 100% de carga. Circuito hidráulico equilibrado con válvulas dinámicas. El control se ha simulado con válvulas todo/nada.

El punto de funcionamiento de un circuito hidráulico equilibrado con válvulas dinámicas lo va a dar principalmente la selección de la bomba. Si se selecciona una bomba mayor de lo necesario, el caudal de la instalación no variará. Las válvulas de equilibrado producirán más pérdida de presión con el consiguiente consumo energético.

Por tanto, para reducir el consumo energético del circuito hidráulico se hace fundamental realizar una correcta selección de la bomba.

5.3.2. Selección de la bomba

Siguiendo la metodología establecida en la sección 2.3, se va a seleccionar una bomba para la instalación cuyas curvas resistentes a cargas parciales y a carga nominal (100%) se determinaron en la sección 5.3 y pueden verse en la figura 5.8.

La curva de la bomba y su potencia consumida se han ajustado a una bomba comercial real. Se selecciona una bomba cuyas curvas de funcionamiento se han representado en las figuras 5.9, 5.10 y 5.11.

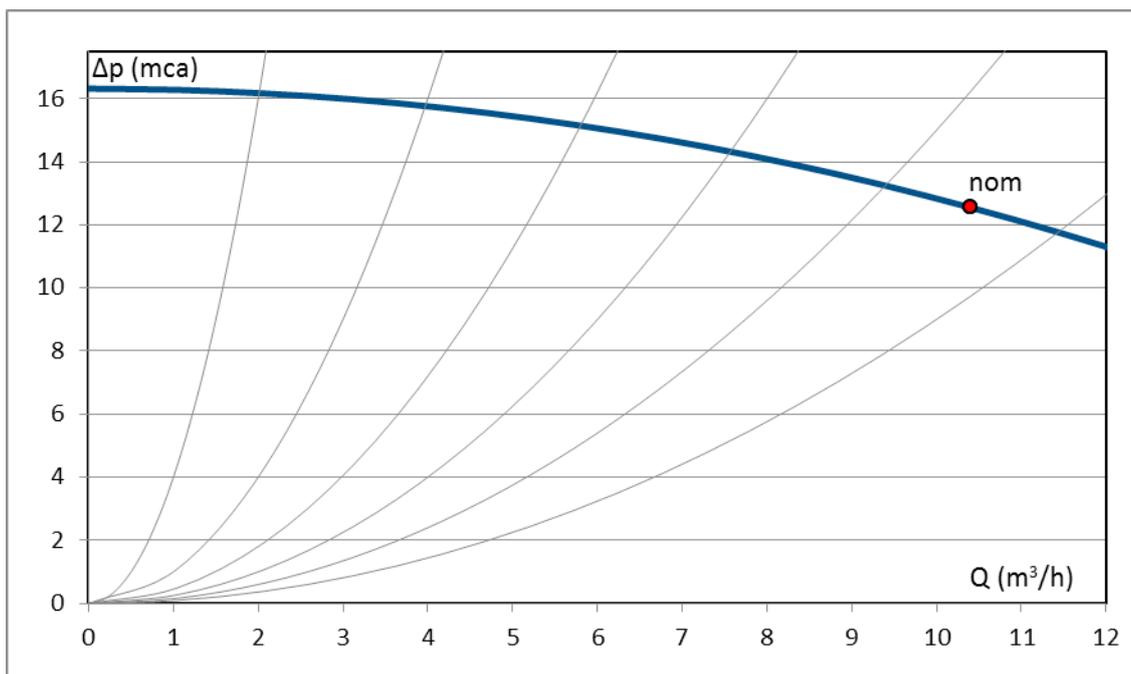


Figura 5.9. Curva característica de funcionamiento de la bomba seleccionada para la instalación del ejemplo.

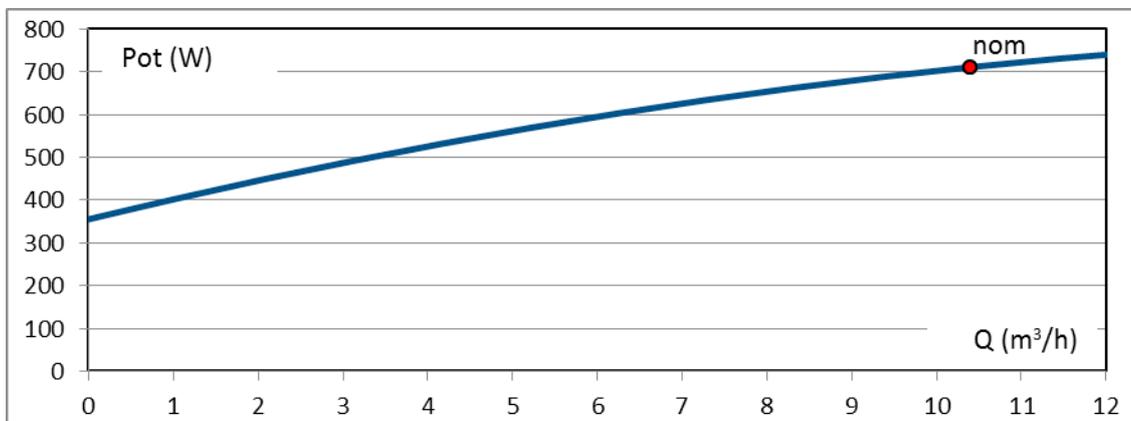


Figura 5.10. Curva de potencia en el eje de la bomba seleccionada para la instalación del ejemplo.

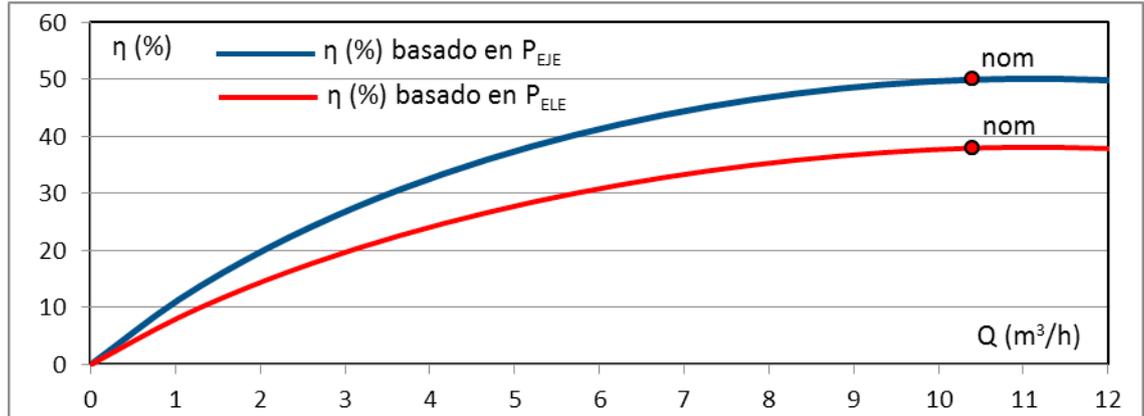


Figura 5.11. Curva de rendimiento basado en potencia en el eje (color azul) y basado en potencia eléctrica consumida (color rojo).

De forma analítica, la curva característica de la bomba viene dada por la siguiente expresión:

$$\Delta p_{\text{BOMBA}} \text{ (mca)} = 16,315 - 0,03481 \cdot \dot{V}^2 \text{ (m}^3\text{/h)}$$

Y la potencia en el eje:

$$P_{\text{EJE}} \text{ (W)} = 355,67 + 47,88 \cdot \dot{V}_{\text{BOMBA}} - 1,315 \cdot \dot{V}_{\text{BOMBA}}^2$$

El caudal nominal de la bomba es de $\dot{V}_{\text{NOM}} = 10,5 \text{ (m}^3\text{/h)}$, el incremento de presión nominal de $\Delta p_{\text{NOM}} = 12,55 \text{ mca}$ y la potencia nominal en el eje de $P_{\text{EJE,NOM}} = 711,3 \text{ W}$.

5.3.3. Determinación del punto de funcionamiento de la instalación

En esta sección se van a determinar los puntos de funcionamiento de la instalación a carga total y a cargas parciales. La figura 5.12 muestra la determinación del punto de funcionamiento de la instalación cuando la carga de la instalación es del 30%: 3 fancoils de los 10 que tienen válvulas de 2 vías con la válvula abierta y caudal nominal circulante por los 3 fancoils provistos de válvulas de 3 vías.

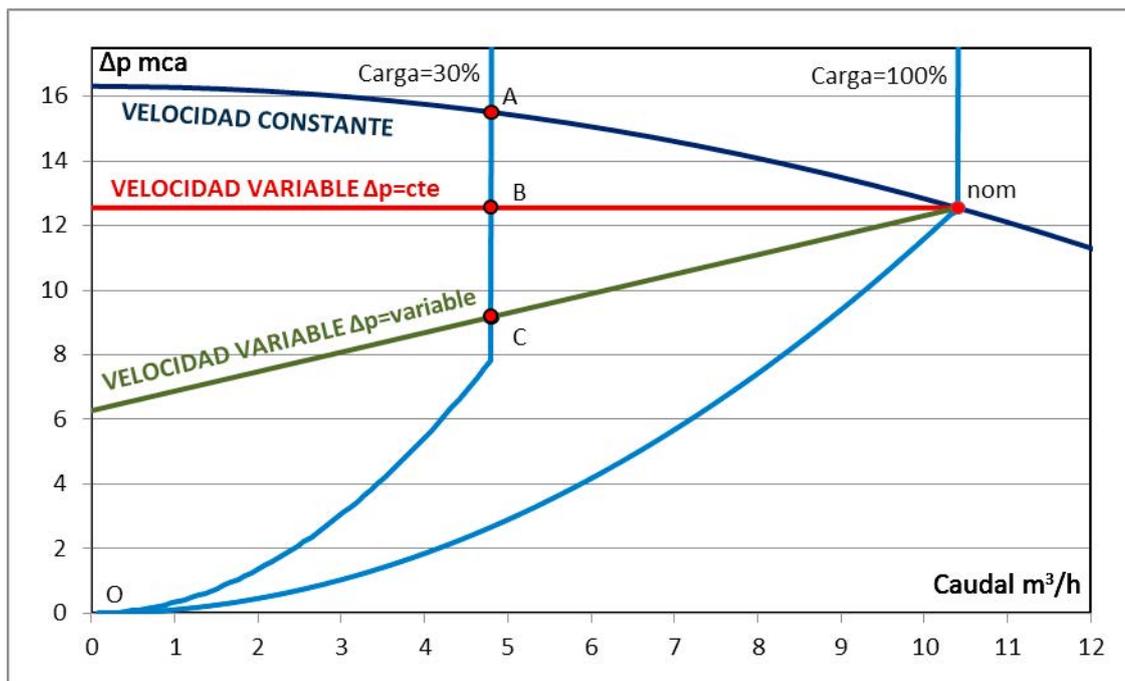


Figura 5.12. Variación del punto de funcionamiento de la instalación cuando funciona al 30% de carga con equilibrado dinámico. Control con válvulas de 2 vías todo/nada. Punto de funcionamiento con bomba a velocidad constante y con bomba a velocidad variable con Δp =constante y con Δp =variable.

La figura 5.12 muestra que con válvulas de presión dinámicas el caudal de la instalación es independiente de la bomba (para el 30% de carga es de 4,8 m³/h). Sin embargo, la altura y por tanto el punto de funcionamiento de la instalación a cargas parciales depende en gran medida del funcionamiento de la bomba seleccionada.

Punto A: bomba a velocidad constante (también representada en la figura 5.9), seleccionada de forma que su punto nominal (rendimiento máximo) coincide con el punto nominal de la instalación.

Punto B: bomba a velocidad variable controlada con Δp =constante. La bomba varía su velocidad de giro de forma que mantiene constante la altura útil proporcionada (12,55 mca).

Punto C: bomba a velocidad variable controlada con Δp =variable. La bomba varía su velocidad de giro de forma que la altura proporcionada se mueve en una recta desde $\Delta p=12,55/2$ mca a caudal nulo hasta $\Delta p=12,55$ mca al caudal nominal.

A continuación se mostrará la metodología de cálculo utilizada para determinar el consumo energético de la bomba a cargas parciales en una instalación equilibrada con válvulas de equilibrado dinámicas y controlada con válvulas todo/nada.

5.3.4. Bomba a velocidad constante

La curva característica de la bomba viene dada por:

$$\Delta p_{\text{BOMBA}} (\text{mca}) = 16,315 - 0,03481 \cdot \dot{V}^2 (\text{m}^3/\text{h})$$

La curva resistente de la instalación a cargas parciales puede verse en la figura 5.8. Para mostrar la metodología de cálculo, se va a calcular el punto de funcionamiento correspondiente al 30% de carga: 7 fancoils cerrados y 6 abiertos (3 con válvulas de 2 vías y los 3 que tienen válvulas de 3 vías). El caudal de la instalación es por tanto de $\dot{V} = 4,8 (\text{m}^3/\text{h})$ (6 fancoils, a $0,8 \text{ m}^3/\text{h}$ por unidad). Se trata del punto «A» representado en la figura 5.12 (los cálculos se han realizado de forma analítica, igualando ecuaciones).

Sustituyendo en la ecuación de la curva característica de la bomba, se obtiene una altura de

$$\Delta p_{\text{BOMBA}} = 16,315 - 0,03481 \times 4,8^2 = 15,51 \text{ mca.}$$

La potencia en el eje viene dada por:

$$P_{\text{EJE}} = 355,67 + 47,88 \times 4,8 - 1,315 \times 4,8^2 = 555,2 \text{ W.}$$

La potencia útil viene dada por el producto del caudal por la altura en unidades del Sistema Internacional, resultando:

$$P_{\text{UTIL}} = 4,8 / 3.600 (\text{m}^3 / \text{s}) \times 15,51 \times 9.810 (\text{Pa}) = 202,9 \text{ W}$$

El rendimiento de la bomba resulta:

$$\eta_{\text{BOMBA}} = \frac{P_{\text{UTIL}}}{P_{\text{EJE}}} = \frac{202,9}{555,2} = 36,5\%.$$

El rendimiento del motor eléctrico viene dado por la expresión:

$$\eta_{\text{MOTOR}} = 68 + 8 \cdot \frac{P_{\text{EJE}}}{P_{\text{EJE,NOM}}} = 68 + 8 \cdot \frac{555,2}{711,3} = 74,2\%.$$

La potencia eléctrica consumida por la bomba resulta:

$$P_{\text{ELE}} = P_{\text{EJE}} / \eta_{\text{MOTOR}} = 555,2 / 0,742 = 747,8 \text{ W.}$$

Operando de forma similar para las condiciones de carga entre las 10 válvulas de 2 vías abiertas (100%) y las 10 válvulas cerradas (0%) se obtienen los resultados mostrados en la tabla 5.4.

EQUILIBRADO DINÁMICO BOMBA: VELOCIDAD CONSTANTE								
CARGA %	Caudal _{TOT} m ³ /h	Caudal _{FC} m ³ /h	Δp_{TUBOS} mca	$\Delta p_{FANCOIL}$ mca	$\Delta p_{V-CONTROL}$ mca	$\Delta p_{V-EQUIL}$ mca	Δp_{TOTAL} mca	P _{ELE} W
100%	10,40	0,80	6,00	2,00	2,55	2,00	12,55	936,0
90%	9,60	0,80	5,11	2,00	2,55	3,44	13,11	915,6
80%	8,80	0,80	4,30	2,00	2,55	4,77	13,62	893,1
70%	8,00	0,80	3,55	2,00	2,55	5,99	14,09	868,5
60%	7,20	0,80	2,88	2,00	2,55	7,08	14,51	841,7
50%	6,40	0,80	2,27	2,00	2,55	8,07	14,89	812,7
40%	5,60	0,80	1,74	2,00	2,55	8,93	15,22	781,4
30%	4,80	0,80	1,28	2,00	2,55	9,68	15,51	747,8
20%	4,00	0,80	0,89	2,00	2,55	10,32	15,76	711,8
10%	3,20	0,80	0,57	2,00	2,55	10,84	15,96	673,4
0%	2,40	0,80	0,32	2,00	2,55	11,24	16,11	632,5

Tabla 5.4. Puntos de funcionamiento de la instalación a cargas parciales. Equilibrado dinámico, válvulas de control todo/nada, bomba funcionando a velocidad constante.

5.3.5. Bomba a velocidad variable, funcionando con $\Delta p = \text{constante}$

En el caso de equilibrado con válvulas dinámicas y bomba a $\Delta p = \text{cte}$, el caudal del circuito hidráulico lo fijan las válvulas de equilibrio: al 30% de carga será de $\dot{V} = 4,8(\text{m}^3/\text{h})$, mientras que la presión la fija la bomba en la presión nominal $\Delta p_{BOMBA} = 12,55 \text{ mca}$. Se trata del punto B de la figura 5.13.

Para estimar de la mejor forma posible el rendimiento de la bomba en este punto de funcionamiento, se determina el punto homólogo en la curva de la bomba a velocidad nominal (velocidad constante). Para ello, se traza la parábola O-B-B', determinándose el punto B' por la intersección de la parábola con la curva de la bomba.

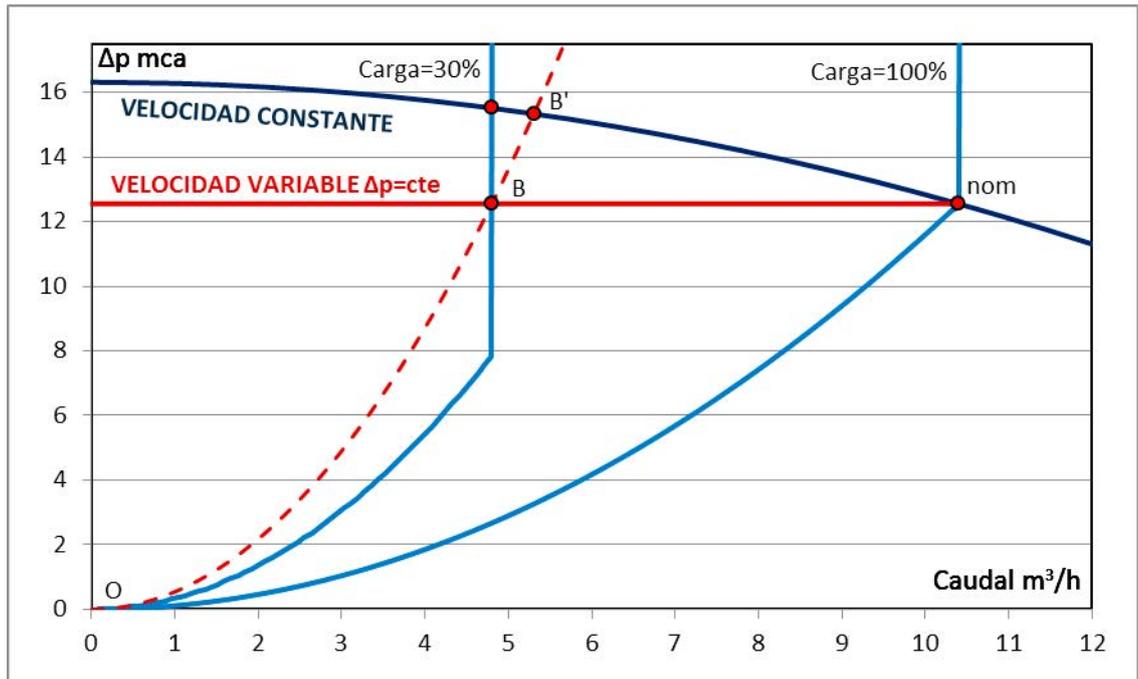


Figura 5.13. Determinación del punto de funcionamiento de una instalación a carga parcial. Equilibrado con válvulas dinámicas y bomba a caudal variable con $\Delta p = \text{constante}$.

La parábola se determina a partir del punto B resultando:

$$\kappa_0 = \frac{\Delta p}{\dot{V}^2} = \frac{12,55}{4,8^2} = 0,545$$

Por tanto:

$$\Delta p = 0,545 \cdot \dot{V}^2$$

Igualando esta expresión con la expresión de la curva de la bomba (sección 5.3.2), se obtiene un caudal de 5,31 m³/h y una altura de 15,34 mca (punto B' de la figura 5.13). Procediendo de forma similar a cómo se realizó en la sección 5.3.4 para el punto A, se obtiene que el punto B' tiene un rendimiento del 38,7%. Considerando que B y B' tienen el mismo rendimiento, se obtiene:

$$P_{EJE} = \frac{P_{UTIL}}{\eta_{BOMBA}} = \frac{(4,8 / 3.600) \times (12,55 \times 9.810)}{0,387} = \frac{164,15}{0,387} = 424,0 \text{ W.}$$

El rendimiento del motor eléctrico viene dado por:

$$\eta_{MOTOR} = 68 + 8 \cdot \frac{P_{EJE}}{P_{NOM}} = 68 + 8 \cdot \frac{424,0}{711,3} = 72,7\%$$

Se considera un rendimiento del variador de frecuencia que evoluciona de forma lineal desde el 78% a potencia nula hasta el 98% a potencia nominal

$$\eta_{V-F} = 78 + 20 \cdot \frac{P_{EJE}}{P_{EJE,NOM}} = 78 + 20 \times \frac{424,0}{711,3} = 89,9\%$$

La potencia eléctrica consumida por la bomba resulta:

$$P_{ELE} = P_{EJE} / (\eta_{MOTOR} \cdot \eta_{V-F}) = 424,0 / (0,727 \times 0,899) = 648,0W$$

La tabla 5.5 muestra los resultados obtenidos para las distintas condiciones de carga del circuito hidráulico.

EQUILIBRADO DINÁMICO BOMBA: PRESIÓN DIFERENCIAL CONSTANTE								
CARGA %	Caudal _{TOT} m³/h	Caudal _{FC} m³/h	Δp _{TUBOS} mca	Δp _{FANCOIL} mca	Δp _{V-CONTROL} mca	Δp _{V-EQUIL} mca	Δp _{TOTAL} mca	P _{ELE} W
100%	10,40	0,80	6,00	2,00	2,55	2,00	12,55	955,1
90%	9,60	0,80	5,11	2,00	2,55	2,89	12,55	908,6
80%	8,80	0,80	4,30	2,00	2,55	3,70	12,55	863,0
70%	8,00	0,80	3,55	2,00	2,55	4,45	12,55	818,3
60%	7,20	0,80	2,88	2,00	2,55	5,12	12,55	774,5
50%	6,40	0,80	2,27	2,00	2,55	5,73	12,55	731,6
40%	5,60	0,80	1,74	2,00	2,55	6,26	12,55	689,4
30%	4,80	0,80	1,28	2,00	2,55	6,72	12,55	648,0
20%	4,00	0,80	0,89	2,00	2,55	7,11	12,55	607,0
10%	3,20	0,80	0,57	2,00	2,55	7,43	12,55	566,3
0%	2,40	0,80	0,32	2,00	2,55	7,68	12,55	525,7

Tabla 5.5. Puntos de funcionamiento de la instalación a cargas parciales. Equilibrado dinámico, válvulas de control todo/nada, bomba funcionando a velocidad variable con Δp=constante.

5.3.6. Bomba a velocidad variable, funcionando con Δp=variable

El caudal del circuito hidráulico al 30% de carga será de $\dot{V} = 4,8(m³/h)$, y para determinar la presión de funcionamiento se necesita la curva de la bomba. La expresión de la curva de la bomba a Δp=variable es la siguiente:

$$\Delta p_{BOMBA} = \frac{\Delta p_{BOMBA,NOM}}{2} \left(1 + \frac{\dot{V}}{\dot{V}_{NOM}} \right)$$

$$\Delta p_{BOMBA} = \frac{12,55}{2} \left(1 + \frac{\dot{V}}{10,4} \right)$$

Para $\dot{V} = 4,8(m³/h)$, la altura de la bomba es de $\Delta p_{BOMBA} = 9,17$ mca (punto C de la figura 5.14).

El rendimiento de la bomba en el punto C se determinará a partir del punto homólogo en la curva de la bomba a velocidad nominal y a velocidad constante (punto C'). Para ello, se traza la parábola O-C-C', determinándose el punto C' por la intersección de la parábola con la curva de la bomba.

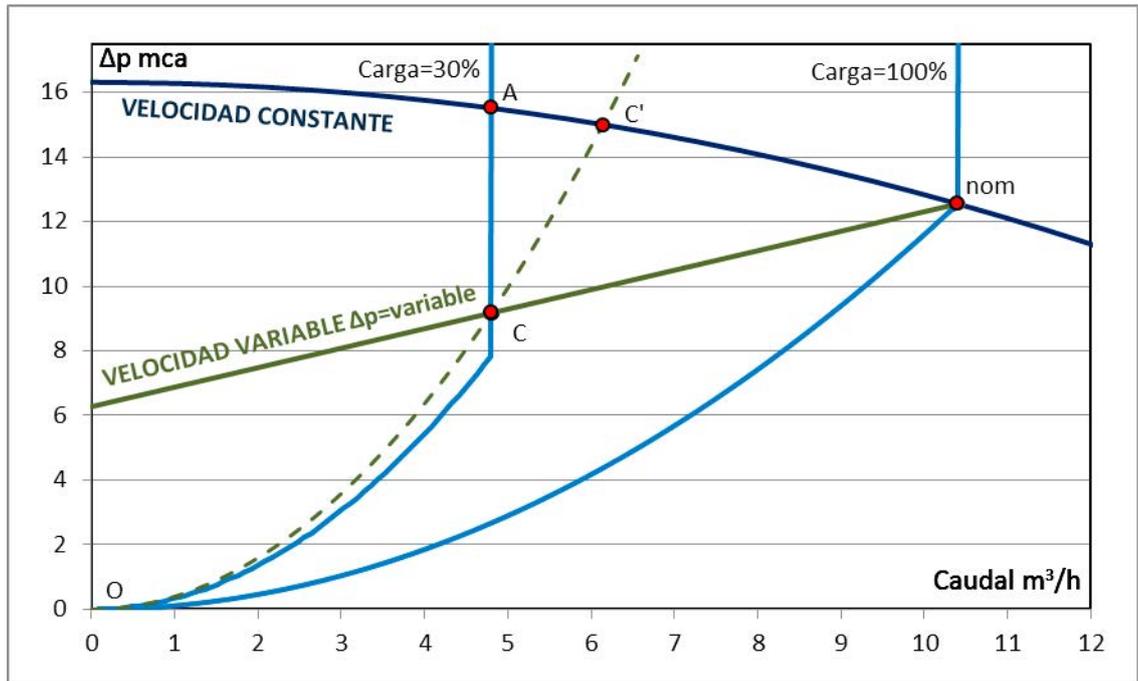


Figura 5.14. Determinación del punto de funcionamiento de una instalación a carga parcial. Equilibrado con válvulas dinámicas y bomba a caudal variable con $\Delta p = \text{variable}$.

La parábola se determina a partir del punto C resultando:

$$\Delta p = 0,398 \cdot \dot{V}^2$$

Igualando esta expresión con la expresión de la curva de la bomba (sección 5.3.2), se obtiene el punto C': caudal = 6,14 m³/h, altura = 15,00 mca. Procediendo de forma similar a como se realizó en la sección 5.3.4 para el punto A, se obtiene que el punto C' tiene un rendimiento de 41,8%. Considerando que C y C' tienen el mismo rendimiento, se obtiene:

$$P_{EJE} = \frac{P_{UTIL}}{\eta_{EJE}} = \frac{(4,8 / 3.600) \times (9,17 \times 9.810)}{0,418} = \frac{119,96}{0,387} = 286,8 \text{ W.}$$

El rendimiento del motor eléctrico viene dado por:

$$\eta_{MOTOR} = 68 + 8 \cdot \frac{P_{EJE}}{P_{NOM}} = 68 + 8 \cdot \frac{286,8}{711,3} = 71,2\%$$

El rendimiento del variador de frecuencia viene dado por:

$$\eta_{V-F} = 78 + 20 \cdot \frac{P_{EJE}}{P_{EJE,NOM}} = 78 + 20 \times \frac{286,8}{711,3} = 86,1\%$$

La potencia eléctrica consumida por la bomba resulta:

$$P_{ELE} = P_{EJE} / (\eta_{MOTOR} \cdot \eta_{V-F}) = 286,8 / (0,712 \times 0,861) = 467,8 \text{ W}$$

La tabla 5.6 muestra los resultados obtenido para las distintas condiciones de carga del circuito hidráulico.

EQUILIBRADO DINÁMICO BOMBA: PRESIÓN DIFERENCIAL VARIABLE								
CARGA %	Caudal _{TOT} m ³ /h	Caudal _{FC} m ³ /h	Δp _{TUBOS} mca	Δp _{FANCOIL} mca	Δp _{V-CONTROL} mca	Δp _{V-EQUIL} mca	Δp _{TOTAL} mca	P _{ELE} W
100%	10,40	0,80	6,00	2,00	2,55	2,00	12,55	955,1
90%	9,60	0,80	5,11	2,00	2,55	2,40	12,07	881,9
80%	8,80	0,80	4,30	2,00	2,55	2,74	11,58	809,1
70%	8,00	0,80	3,55	2,00	2,55	3,00	11,10	737,2
60%	7,20	0,80	2,88	2,00	2,55	3,19	10,62	666,6
50%	6,40	0,80	2,27	2,00	2,55	3,31	10,14	598,0
40%	5,60	0,80	1,74	2,00	2,55	3,36	9,65	531,6
30%	4,80	0,80	1,28	2,00	2,55	3,34	9,17	467,8
20%	4,00	0,80	0,89	2,00	2,55	3,25	8,69	407,0
10%	3,20	0,80	0,57	2,00	2,55	3,09	8,21	349,4
0%	2,40	0,80	0,32	2,00	2,55	2,85	7,72	295,2

Tabla 5.6. Puntos de funcionamiento de la instalación a cargas parciales. Equilibrado dinámico, válvulas de control todo/nada, bomba funcionando a velocidad variable con Δp=variable.

5.4. Circuito con válvulas dinámicas de equilibrado y control

Las válvulas dinámicas de equilibrado y control permiten el ajuste del caudal mediante una señal exterior de modo que controlan de forma muy eficiente el caudal que circula por cada unidad interior y por tanto la potencia entregada (figura 3.18).

Este sistema presenta 2 ventajas importantes:

1. Elimina el requisito de autoridad de la válvula de control de 2 vías que exige por un lado que la pérdida de presión con la válvula abierta sea al menos similar a la de la batería de la unidad terminal y por otro que la pérdida de presión de la válvula cerrada sea inferior a 4 veces la pérdida de presión de la válvula abierta.
2. En control variable, el caudal de bombeo disminuye de forma importante con la carga: de forma típica se puede considerar que para un 75% de carga se requiere un 50% del caudal, para un 50% de carga, se requiere un 25% de caudal y para un 25% de carga un 10% del caudal.

5.4.1. Curva resistente de la instalación

En la sección 4.2 se ha realizado una estimación entre el porcentaje de carga de una instalación y el porcentaje de caudal: si el 50% de las válvulas están cerradas y el 50% se encuentran abiertas, el caudal será del 50%, pero si todas las válvulas están al 50%, entonces el caudal será del 25%. Ade-

más, se deberá tener en consideración que en el circuito existen válvulas de 3 vías cuyo caudal es independiente de la carga.

Siguiendo estas consideraciones, se obtienen las curvas resistentes de la figura 5.15.

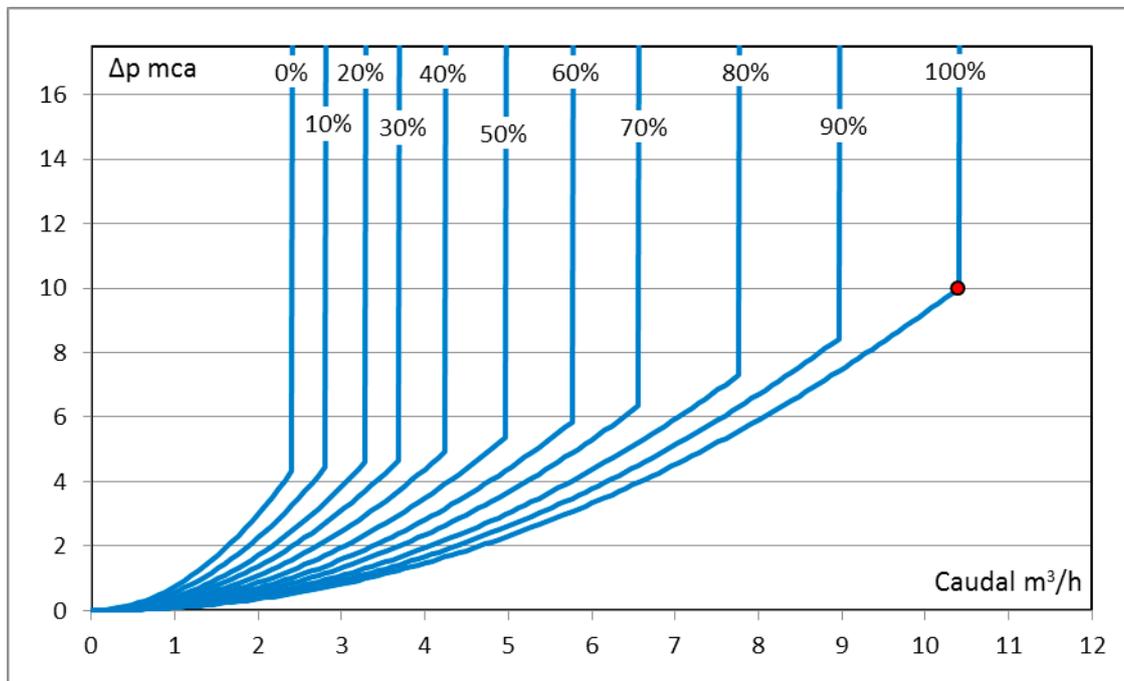


Figura 5.15. Curvas resistentes de la instalación entre el 0% y el 100% de carga. Circuito hidráulico equilibrado con válvulas dinámicas de equilibrado y control. Carga según hipótesis de la sección 4.2.

En este caso se elimina la pérdida de presión de la válvula de equilibrado y además el caudal a cargas parciales es diferente. Por ejemplo, al 30% de carga, el caudal del circuito hidráulico es de 3,72 m³/h en lugar de los 4,8 m³/h supuestos en el apartado anterior. A esta carga la potencia de la bomba es de 556,7 W frente a los 747,8 W estimados en el caso anterior (un 25,5% menos).

El punto nominal de la instalación (100% de las válvulas abiertas) es: caudal = 10,40 m³/h y altura = 10,0 mca.

5.4.2. Selección de la bomba

La figura 5.16 muestra los distintos puntos de funcionamiento en función de la carga de la instalación y del tipo de bomba empleada.

Se sigue el mismo procedimiento de cálculo que en la sección 5.3.2., obteniéndose la curva de funcionamiento de la bomba analítica de forma que su punto nominal coincide con el punto nominal de la instalación.

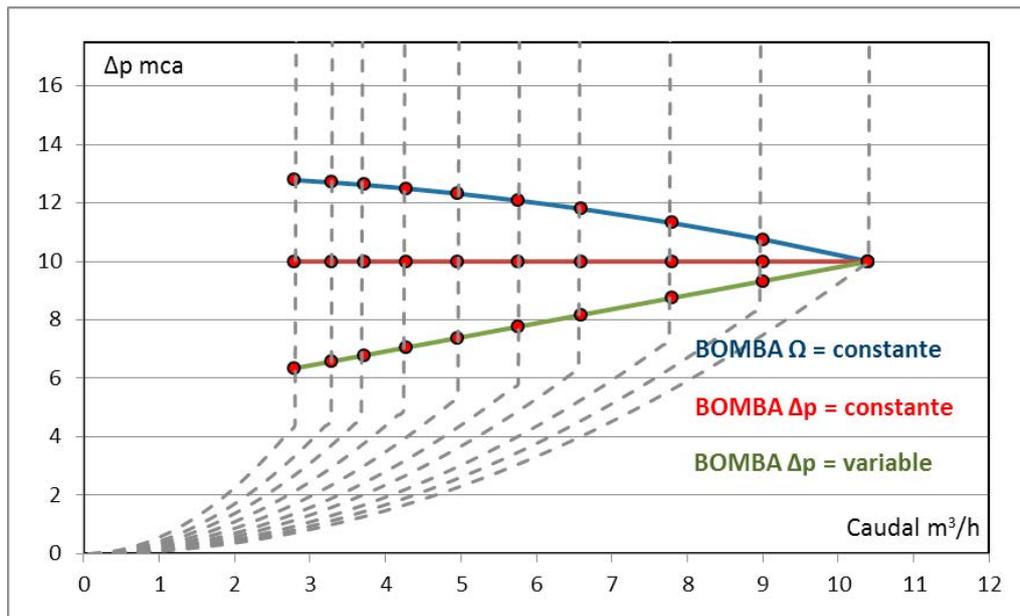


Figura 5.16. Puntos de funcionamiento del circuito hidráulico equilibrado con válvulas dinámicas de equilibrio y control.

5.4.3. Bomba a velocidad constante

Los puntos de funcionamiento de la instalación serán los representados en la figura 5.16 (curva azul). La tabla 5.7 muestra los puntos de funcionamiento para cada porcentaje de carga de la instalación de climatización.

VÁLVULAS DINÁMICAS DE EQUIL. Y CONTROL		BOMBA: VELOCIDAD CONSTANTE						
CARGA %	Caudal _{TOT} m³/h	Caudal _{FC} m³/h	Δp _{TUBOS} mca	Δp _{FANCOIL} mca	Δp _{V-CONTROL} mca	Δp _{V-EQUIL} mca	Δp _{TOTAL} mca	P _{ELE} W
100%	10,40	0,80	6,00	2,00	0,00	2,00	10,00	745,8
90%	9,00	0,80	4,49	2,00	0,00	4,26	10,75	716,3
80%	7,80	0,80	3,38	2,00	0,00	5,94	11,31	686,9
70%	6,60	0,80	2,42	2,00	0,00	7,38	11,79	653,5
60%	5,76	0,80	1,84	2,00	0,00	8,24	12,08	627,8
50%	4,96	0,80	1,36	2,00	0,00	8,95	12,32	601,3
40%	4,28	0,80	1,02	2,00	0,00	9,48	12,49	577,4
30%	3,72	0,80	0,77	2,00	0,00	9,85	12,62	556,7
20%	3,28	0,80	0,60	2,00	0,00	10,10	12,70	539,7
10%	2,80	0,80	0,43	2,00	0,00	10,35	12,78	520,5
0%	2,40	0,80	0,32	2,00	0,00	10,52	12,84	503,9

Tabla 5.7. Puntos de funcionamiento de la instalación a cargas parciales. Válvulas dinámicas con control proporcional integrado, bomba funcionando a velocidad constante.

5.4.4. Bomba a velocidad variable, funcionando con $\Delta p = \text{constante}$

En este caso, se elimina la pérdida de presión de la válvula de control con lo que se consigue disminuir el consumo del punto de funcionamiento nominal de la bomba.

Además, a cargas parciales se considera que el caudal es menor (al 30% de carga, el caudal del circuito hidráulico es de 3,72 m³/h en lugar de los 4,8 m³/h). A esta carga, la potencia de la bomba es de 472,3 W frente a los 647,95 W estimados en el caso anterior (un 27,1% menos).

VÁLVULAS DINÁMICAS DE EQUIL. Y CONTROL BOMBA: PRESIÓN DIFERENCIAL CONSTANTE								
CARGA %	Caudal _{TOT} m ³ /h	Caudal _{FC} m ³ /h	Δp_{TUBOS} mca	$\Delta p_{\text{FANCOIL}}$ mca	$\Delta p_{\text{V-CONTROL}}$ mca	$\Delta p_{\text{V-EQUIL}}$ mca	Δp_{TOTAL} mca	P _{ELE} W
100%	10,40	0,80	6,00	2,00	0,00	2,00	10,00	761,0
90%	9,00	0,80	4,49	2,00	0,00	3,51	10,00	696,7
80%	7,80	0,80	3,38	2,00	0,00	4,63	10,00	643,3
70%	6,60	0,80	2,42	2,00	0,00	5,58	10,00	591,4
60%	5,76	0,80	1,84	2,00	0,00	6,16	10,00	556,0
50%	4,96	0,80	1,36	2,00	0,00	6,64	10,00	522,9
40%	4,28	0,80	1,02	2,00	0,00	6,98	10,00	495,0
30%	3,72	0,80	0,77	2,00	0,00	7,23	10,00	472,3
20%	3,28	0,80	0,60	2,00	0,00	7,40	10,00	454,5
10%	2,80	0,80	0,43	2,00	0,00	7,57	10,00	435,1
0%	2,40	0,80	0,32	2,00	0,00	7,68	10,00	418,9

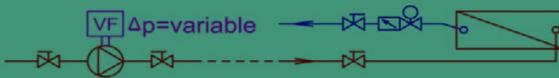
Tabla 5.8. Puntos de funcionamiento de la instalación a cargas parciales. Válvulas dinámicas con control proporcional integrado, bomba funcionando a velocidad variable con $\Delta p = \text{constante}$.

5.4.5. Bomba a velocidad variable, funcionando con $\Delta p = \text{variable}$

Se trata sin duda de la configuración que va a requerir un menor consumo de energía. Al eliminar pérdida de presión de la válvula de control se reduce de forma importante el consumo del punto de funcionamiento nominal de la bomba.

Al 30% de carga, el caudal del circuito hidráulico es de 3,72 m³/h, en lugar de los 4,8 m³/h. A esta carga, la potencia de la bomba es de 308,0 W frente a los 467,8 W estimados en el caso anterior (un 34,2% menos).

**VÁLVULAS DINÁMICAS DE EQUIL. Y CONTROL
BOMBA: PRESIÓN DIFERENCIAL VARIABLE**



CARGA %	Caudal _{TOT} m ³ /h	Caudal _{FC} m ³ /h	Δp _{TUBOS} mca	Δp _{FANCOIL} mca	Δp _{V-CONTROL} mca	Δp _{V-EQUIL} mca	Δp _{TOTAL} mca	P _{ELE} W
100%	10,40	0,80	6,00	2,00	0,00	2,00	10,00	761,0
90%	9,00	0,80	4,49	2,00	0,00	2,83	9,33	659,1
80%	7,80	0,80	3,38	2,00	0,00	3,38	8,75	573,2
70%	6,60	0,80	2,42	2,00	0,00	3,76	8,17	490,0
60%	5,76	0,80	1,84	2,00	0,00	3,93	7,77	434,0
50%	4,96	0,80	1,36	2,00	0,00	4,02	7,38	382,8
40%	4,28	0,80	1,02	2,00	0,00	4,04	7,06	341,0
30%	3,72	0,80	0,77	2,00	0,00	4,02	6,79	308,0
20%	3,28	0,80	0,60	2,00	0,00	3,98	6,58	282,9
10%	2,80	0,80	0,43	2,00	0,00	3,91	6,35	256,5
0%	2,40	0,80	0,32	2,00	0,00	3,83	6,15	235,2

Tabla 5.9. Puntos de funcionamiento de la instalación a cargas parciales. Válvulas dinámicas con control proporcional integrado, bomba funcionando a velocidad variable con Δp=variable.

5.5. Comparación entre los distintos sistemas

En este capítulo se ha analizado el funcionamiento de una instalación formada por 13 fancoils, donde de 10 de ellos se controlan mediante válvulas de 3 vías. El análisis pretende mostrar la metodología de cálculo a realizar para cualquier circuito. Se debe establecer:

Las pérdidas de presión del circuito en condiciones nominales:

- Pérdida de presión del circuito hidráulico. Se descompondrá en 2 partes: tramo principal y tramo a unidad terminal.
- Pérdida de presión de la unidad terminal.
- Pérdida de presión de la válvula de control.
- Pérdida de presión de la válvula de equilibrado.

Las características de las válvulas de control: número de válvulas de control de 2 y de 3 vías, control todo/nada o control proporcional

Las características del equilibrado: equilibrado estático, equilibrado dinámico, válvulas dinámicas de equilibrado y control.

Las características de la bomba: curvas de comportamiento, rendimientos de bomba, motor y variador de frecuencia (al menos en condiciones nominales)

Funcionamiento de la bomba: velocidad constante, velocidad variable con Δp=constante o velocidad variable con Δp=variable.

En la sección 1.3 se ha realizado una estimación del número de horas de funcionamiento a cargas parciales de circuitos hidráulicos. La distribución depende de si se trata de calefacción o refrigeración, de la zona climática y del uso horario: 8 h, 12 h, 16 h, 24 h de CALENER y 24 h reales (8.760 h).

En este ejemplo se va a suponer que se trata de una bomba para una instalación de calefacción situada en Madrid (D3) para uso oficina (se estimará el horario de funcionamiento de 12 horas al día).

Según la simulación, el edificio funcionará en régimen de calefacción 161 días al año (12 horas diarias) y 31 sábados (8 horas diarias), resultando 2.180 horas de funcionamiento en régimen de calefacción.

La figura 5.17 muestra de forma gráfica la distribución de las horas en función de la demanda de energía del edificio.

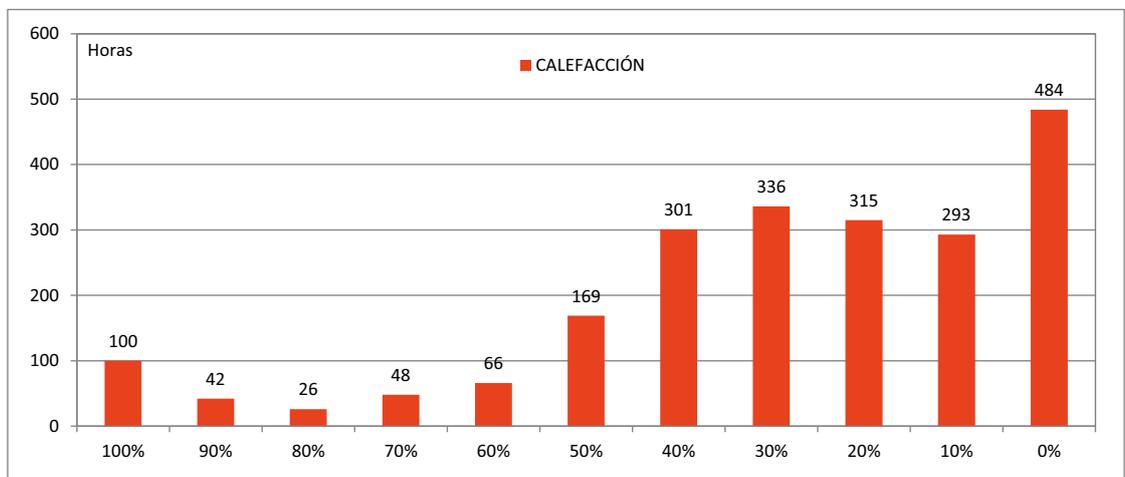


Figura 5.17. Estimación de la frecuencia horaria en horas por cargas en porcentaje. Calefacción, horario 12 h, Madrid (D3).

Las tablas 5.10, 5.11 y 5.12 muestran los resultados de la estimación del consumo energético del circuito hidráulico analizado.

- Tabla 5.10. Consumo energético del circuito hidráulico realizado con válvulas de equilibrado estáticas.
- Tabla 5.11. Consumo energético del circuito hidráulico realizado con válvulas de equilibrado dinámicas.
- Tabla 5.12. Consumo energético del circuito hidráulico realizado con válvulas dinámicas de equilibrado y control.

La tabla 5.13 muestra el resumen de los resultados energéticos obtenidos. El equilibrado de los circuitos mediante válvulas dinámicas presenta unos consumos energéticos similares a los circuitos con válvulas de equilibrado estáticas. Sin embargo, debe tenerse en cuenta que mediante válvulas dinámicas se consigue un equilibrado efectivo del circuito de forma sencilla. El equilibrado estático requerirá de realizar un trabajo importante en la puesta en marcha que garantice los caudales nominales por todas las unidades terminales.

Las válvulas dinámicas de equilibrado y control se presentan como una excelente opción de equilibrar y controlar los circuitos secundarios de las instalaciones de climatización de los edificios. En cualquier caso, la decisión de emplear un sistema u otro depende de la rentabilidad de la inversión. En este documento se aporta la metodología de cálculo necesaria para estimar los ahorros de energía anuales. Del coste inicial de la inversión y de los ahorros económicos, dependerá la elección de la solución óptima.

EQUILIBRADO ESTÁTICO BOMBA: VELOCIDAD CONSTANTE									
Válvulas ON	Carga %	Caudal _{TOT} %	Caudal _{TOT} m ³ /h	Δp_{TOTAL} mca	P _{ELE} W	Horas Funcionam	E _{ELE} kWh	Ahorro %	
13	100%	100%	10,40	11,05	824,1	100	82,4	0,0%	
12	90%	97%	10,10	11,24	817,5	42	34,3	0,8%	
11	80%	94%	9,74	11,46	809,5	26	21,0	1,8%	
10	70%	90%	9,33	11,70	799,7	48	38,4	3,0%	
9	60%	85%	8,85	11,97	787,6	66	52,0	4,4%	
8	50%	80%	8,28	12,26	772,6	169	130,6	6,3%	
7	40%	73%	7,62	12,58	753,8	301	226,9	8,5%	
6	30%	66%	6,86	12,92	730,5	336	245,4	11,4%	
5	20%	57%	5,98	13,27	701,3	315	220,9	14,9%	
4	10%	48%	4,98	13,60	665,2	293	194,9	19,3%	
3	0%	37%	3,86	13,91	621,1	484	300,6	24,6%	
CONSUMO ANUAL CON 2 VÍAS (V=cte) kWh							2180	1547,5	13,9%
CONSUMO ANUAL CON 3 VÍAS kWh						824,1	2180	1796,5	

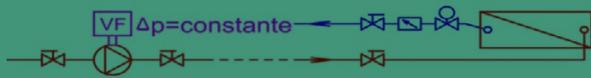
EQUILIBRADO ESTÁTICO BOMBA: PRESIÓN DIFERENCIAL CONSTANTE									
Válvulas ON	Carga %	Caudal _{TOT} %	Caudal _{TOT} m ³ /h	Δp_{TOTAL} mca	P _{ELE} W	Horas Funcionam	E _{ELE} kWh	Ahorro %	
13	100%	100%	10,40	11,05	840,9	100	84,1	0,0%	
12	90%	96%	10,01	11,05	820,9	42	34,5	2,4%	
11	80%	92%	9,57	11,05	798,4	26	20,8	5,1%	
10	70%	87%	9,07	11,05	773,2	48	37,1	8,0%	
9	60%	82%	8,50	11,05	745,1	66	49,2	11,4%	
8	50%	76%	7,86	11,05	713,8	169	120,6	15,1%	
7	40%	69%	7,14	11,05	679,3	301	204,5	19,2%	
6	30%	61%	6,34	11,05	641,5	336	215,5	23,7%	
5	20%	52%	5,46	11,05	600,4	315	189,1	28,6%	
4	10%	43%	4,49	11,05	556,4	293	163,0	33,8%	
3	0%	33%	3,44	11,05	509,5	484	246,6	39,4%	
CONSUMO ANUAL CON 2 VÍAS (V=cte) kWh							2180	1365,0	25,5%
CONSUMO ANUAL CON 3 VÍAS kWh						840,9	2180	1833,2	

EQUILIBRADO ESTÁTICO BOMBA: PRESIÓN DIFERENCIAL VARIABLE									
Válvulas ON	Carga %	Caudal _{TOT} %	Caudal _{TOT} m ³ /h	Δp_{TOTAL} mca	P _{ELE} W	Horas Funcionam	E _{ELE} kWh	Ahorro %	
13	100%	100%	10,40	11,05	840,9	100	84,1	0,0%	
12	90%	95%	9,89	10,78	799,5	42	33,6	4,9%	
11	80%	90%	9,32	10,47	753,7	26	19,6	10,4%	
10	70%	84%	8,69	10,14	703,3	48	33,8	16,4%	
9	60%	77%	7,99	9,77	648,7	66	42,8	22,9%	
8	50%	70%	7,24	9,37	590,1	169	99,7	29,8%	
7	40%	62%	6,43	8,94	528,4	301	159,0	37,2%	
6	30%	53%	5,56	8,48	464,8	336	156,2	44,7%	
5	20%	45%	4,64	7,99	401,0	315	126,3	52,3%	
4	10%	36%	3,69	7,49	338,7	293	99,2	59,7%	
3	0%	26%	2,74	6,98	279,6	484	135,3	66,8%	
CONSUMO ANUAL CON 2 VÍAS (V=cte) kWh							2180	989,7	46,0%
CONSUMO ANUAL CON 3 VÍAS kWh						840,9	2180	1833,2	

Tabla 5.10. Análisis del consumo energético del circuito hidráulico. Equilibrado hidráulico con válvulas estáticas.

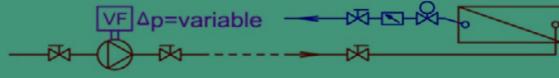
EQUILIBRADO DINÁMICO BOMBA: VELOCIDAD CONSTANTE									
Válvulas ON	Carga %	Caudal _{TOT} %	Caudal _{TOT} m ³ /h	Δp_{TOTAL} mca	P _{ELE} W	Horas Funcionam	E _{ELE} kWh	Ahorro %	
13	100%	100%	10,40	12,55	936,0	100	93,6	0,0%	
12	90%	92%	9,60	13,11	915,6	42	38,5	2,2%	
11	80%	85%	8,80	13,62	893,1	26	23,2	4,6%	
10	70%	77%	8,00	14,09	868,5	48	41,7	7,2%	
9	60%	69%	7,20	14,51	841,7	66	55,6	10,1%	
8	50%	62%	6,40	14,89	812,7	169	137,3	13,2%	
7	40%	54%	5,60	15,22	781,4	301	235,2	16,5%	
6	30%	46%	4,80	15,51	747,8	336	251,3	20,1%	
5	20%	38%	4,00	15,76	711,8	315	224,2	24,0%	
4	10%	31%	3,20	15,96	673,4	293	197,3	28,1%	
3	0%	23%	2,40	16,11	632,5	484	306,1	32,4%	
CONSUMO ANUAL CON 2 VÍAS (V=cte) kWh							2180	1603,9	21,4%
CONSUMO ANUAL CON 3 VÍAS kWh						936,0	2180	2040,4	

EQUILIBRADO DINÁMICO
BOMBA: PRESIÓN DIFERENCIAL CONSTANTE



Válvulas ON	Carga %	Caudal _{TOT} %	Caudal _{TOT} m ³ /h	Δp _{TOTAL} mca	P _{ELE} W	Horas Funcionam	E _{ELE} kWh	Ahorro %	
13	100%	100%	10,40	12,55	955,1	100	95,5	0,0%	
12	90%	92%	9,60	12,55	908,6	42	38,2	4,9%	
11	80%	85%	8,80	12,55	863,0	26	22,4	9,6%	
10	70%	77%	8,00	12,55	818,3	48	39,3	14,3%	
9	60%	69%	7,20	12,55	774,5	66	51,1	18,9%	
8	50%	62%	6,40	12,55	731,6	169	123,6	23,4%	
7	40%	54%	5,60	12,55	689,4	301	207,5	27,8%	
6	30%	46%	4,80	12,55	648,0	336	217,7	32,2%	
5	20%	38%	4,00	12,55	607,0	315	191,2	36,4%	
4	10%	31%	3,20	12,55	566,3	293	165,9	40,7%	
3	0%	23%	2,40	12,55	525,7	484	254,4	45,0%	
CONSUMO ANUAL CON 2 VÍAS (V=cte) kWh							2180	1406,9	32,4%
CONSUMO ANUAL CON 3 VÍAS kWh						955,1	2180	2082,0	

EQUILIBRADO DINÁMICO
BOMBA: PRESIÓN DIFERENCIAL VARIABLE



Válvulas ON	Carga %	Caudal _{TOT} %	Caudal _{TOT} m ³ /h	Δp _{TOTAL} mca	P _{ELE} W	Horas Funcionam	E _{ELE} kWh	Ahorro %	
13	100%	100%	10,40	12,55	955,1	100	95,5	0,0%	
12	90%	92%	9,60	12,07	881,9	42	37,0	7,7%	
11	80%	85%	8,80	11,58	809,1	26	21,0	15,3%	
10	70%	77%	8,00	11,10	737,2	48	35,4	22,8%	
9	60%	69%	7,20	10,62	666,6	66	44,0	30,2%	
8	50%	62%	6,40	10,14	598,0	169	101,1	37,4%	
7	40%	54%	5,60	9,65	531,6	301	160,0	44,3%	
6	30%	46%	4,80	9,17	467,8	336	157,2	51,0%	
5	20%	38%	4,00	8,69	407,0	315	128,2	57,4%	
4	10%	31%	3,20	8,21	349,4	293	102,4	63,4%	
3	0%	23%	2,40	7,72	295,2	484	142,9	69,1%	
CONSUMO ANUAL CON 2 VÍAS (V=cte) kWh							2180	1024,7	50,8%
CONSUMO ANUAL CON 3 VÍAS kWh						955,1	2180	2082,0	

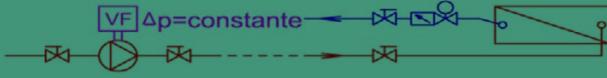
Tabla 5.11. Análisis del consumo energético del circuito hidráulico. Equilibrado hidráulico con válvulas dinámicas.

VÁLVULAS DINÁMICAS DE EQUIL. Y CONTROL BOMBA: VELOCIDAD CONSTANTE



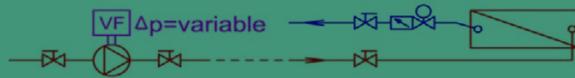
Válvulas ON	Carga %	Caudal _{TOT} %	Caudal _{TOT} m ³ /h	Δp _{TOTAL} mca	P _{ELE} W	Horas Funcionam	E _{ELE} kWh	Ahorro %	
13,0	100%	100%	10,40	10,00	745,8	100	74,6	0,0%	
11,3	90%	87%	9,00	10,75	716,3	42	30,1	4,0%	
9,8	80%	75%	7,80	11,31	686,9	26	17,9	7,9%	
8,7	70%	63%	6,60	11,79	653,5	48	31,4	12,4%	
7,2	60%	55%	5,76	12,08	627,8	66	41,4	15,8%	
6,2	50%	48%	4,96	12,32	601,3	169	101,6	19,4%	
5,7	40%	41%	4,28	12,49	577,4	301	173,8	22,6%	
4,7	30%	36%	3,72	12,62	556,7	336	187,0	25,4%	
4,1	20%	32%	3,28	12,70	539,7	315	170,0	27,6%	
4,6	10%	27%	2,80	12,78	520,5	293	152,5	30,2%	
3,0	0%	23%	2,40	12,84	503,9	484	243,9	32,4%	
CONSUMO ANUAL CON 2 VÍAS (V=cte) kWh							2180	1224,2	24,7%
CONSUMO ANUAL CON 3 VÍAS kWh						745,8	2180	1625,8	

VÁLVULAS DINÁMICAS DE EQUIL. Y CONTROL BOMBA: PRESIÓN DIFERENCIAL CONSTANTE



Válvulas ON	Carga %	Caudal _{TOT} %	Caudal _{TOT} m ³ /h	Δp _{TOTAL} mca	P _{ELE} W	Horas Funcionam	E _{ELE} kWh	Ahorro %	
13,0	100%	100%	10,40	10,00	761,0	100	76,1	0,0%	
11,3	90%	87%	9,00	10,00	696,7	42	29,3	8,5%	
9,8	80%	75%	7,80	10,00	643,3	26	16,7	15,5%	
8,7	70%	63%	6,60	10,00	591,4	48	28,4	22,3%	
7,2	60%	55%	5,76	10,00	556,0	66	36,7	26,9%	
6,2	50%	48%	4,96	10,00	522,9	169	88,4	31,3%	
5,7	40%	41%	4,28	10,00	495,0	301	149,0	34,9%	
4,7	30%	36%	3,72	10,00	472,3	336	158,7	37,9%	
4,1	20%	32%	3,28	10,00	454,5	315	143,2	40,3%	
4,6	10%	27%	2,80	10,00	435,1	293	127,5	42,8%	
3,0	0%	23%	2,40	10,00	418,9	484	202,7	45,0%	
CONSUMO ANUAL CON 2 VÍAS (V=cte) kWh							2180	1056,6	36,3%
CONSUMO ANUAL CON 3 VÍAS kWh						761,01	2180	1659,0	

**VÁLVULAS DINÁMICAS DE EQUIL. Y CONTROL
BOMBA: PRESIÓN DIFERENCIAL VARIABLE**



Válvulas ON	Carga %	Caudal _{TOT} %	Caudal _{TOT} m ³ /h	Δp _{TOTAL} mca	P _{ELE} W	Horas Funcionam	E _{ELE} kWh	Ahorro %	
13,0	100%	100%	10,40	10,00	761,0	100	76,1	0,0%	
11,3	90%	87%	9,00	9,33	659,1	42	27,7	13,4%	
9,8	80%	75%	7,80	8,75	573,2	26	14,9	24,7%	
8,7	70%	63%	6,60	8,17	490,0	48	23,5	35,6%	
7,2	60%	55%	5,76	7,77	434,0	66	28,6	43,0%	
6,2	50%	48%	4,96	7,38	382,8	169	64,7	49,7%	
5,7	40%	41%	4,28	7,06	341,0	301	102,6	55,2%	
4,7	30%	36%	3,72	6,79	308,0	336	103,5	59,5%	
4,1	20%	32%	3,28	6,58	282,9	315	89,1	62,8%	
4,6	10%	27%	2,80	6,35	256,5	293	75,1	66,3%	
3,0	0%	23%	2,40	6,15	235,2	484	113,8	69,1%	
CONSUMO ANUAL CON 2 VÍAS (V=cte) kWh							2180	719,8	56,6%
CONSUMO ANUAL CON 3 VÍAS kWh						761,0	2180	1659,0	

Tabla 5.12. Análisis del consumo energético del circuito hidráulico. Equilibrado hidráulico con válvulas dinámicas de equilibrado y control.

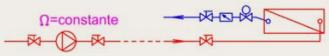
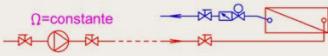
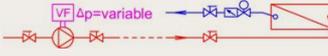
EQUILIBRADO ESTÁTICO			EQUILIBRADO DINÁMICO			VÁLVULAS DINÁMICAS DE EQ Y CONT.		
CAUDAL _{TOT} m ³ /h	Δp_{TOTAL} mca	P _{ELECTRICA} W	CAUDAL _{TOT} m ³ /h	Δp_{TOTAL} mca	P _{ELECTRICA} W	CAUDAL _{TOT} m ³ /h	Δp_{TOTAL} mca	P _{ELECTRICA} W
10,40	11,05	824,1	10,40	12,55	936,0	10,40	10,00	745,8
VÁLVULAS DE 3 VÍAS								
EQUILIBRADO ESTÁTICO			EQUILIBRADO DINÁMICO			VÁLVULAS DINÁMICAS DE EQ Y CONT.		
CONSUMO ANUAL (kWh): 1797			CONSUMO ANUAL (kWh): 2040			CONSUMO ANUAL (kWh): 1626		
VÁLVULAS DE 2 VÍAS. BOMBA A VELOCIDAD CONSTANTE								
EQUILIBRADO ESTÁTICO			EQUILIBRADO DINÁMICO			VÁLVULAS DINÁMICAS DE EQ Y CONT.		
								
CONSUMO ANUAL (kWh): 1547			CONSUMO ANUAL (kWh): 1604			CONSUMO ANUAL (kWh): 1224		
VÁLVULAS DE 2 VÍAS. BOMBA A VELOCIDAD VARIABLE CON $\Delta p = \text{constante}$								
EQUILIBRADO ESTÁTICO			EQUILIBRADO DINÁMICO			VÁLVULAS DINÁMICAS DE EQ Y CONT.		
								
CONSUMO ANUAL (kWh): 1365			CONSUMO ANUAL (kWh): 1407			CONSUMO ANUAL (kWh): 1057		
VÁLVULAS DE 2 VÍAS. BOMBA A VELOCIDAD VARIABLE CON $\Delta p = \text{variable}$								
EQUILIBRADO ESTÁTICO			EQUILIBRADO DINÁMICO			VÁLVULAS DINÁMICAS DE EQ Y CONT.		
								
CONSUMO ANUAL (kWh): 990			CONSUMO ANUAL (kWh): 1025			CONSUMO ANUAL (kWh): 720		

Tabla 5.13. Tabla resumen de los resultados obtenidos del consumo energético de la bomba del circuito hidráulico analizado.

5.6. Análisis de consumos y ahorros por zonas climáticas

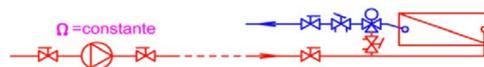
En esta sección se van a generalizar los resultados que se han obtenido para Madrid, en régimen de calefacción en horario 12 horas y para una bomba concreta. Los datos se generalizan empleando los datos de las tablas 1.1 y 1.2.

Se va a considerar como circuito de referencia el circuito hidráulico equilibrado mediante válvulas estáticas (o retorno invertido), controlado con válvulas de 3 vías y funcionando con una bomba a velocidad constante. La potencia de esta bomba para nuestro caso práctico es de 0,8241 kW. Para darle más generalidad a los resultados, se multiplican los datos de los consumos energéticos por el factor 1/0,8241, resultando datos energéticos en kWh por kW de potencia de bombas (tabla 5.14).

El consumo de energía normalizado en las condiciones del ejemplo anterior es de 1.797 kWh x 1 kW / 0,8241 kW = 2.180 kWh/kW (punto en negrita en la tabla 5.14).

Los datos de 24 horas, según la certificación energética, se corresponden con 6.680 horas de funcionamiento al año (24 horas los 261 días de lunes a viernes, 8 horas los sábados y parada los domingos). Si la instalación funciona realmente 24 horas al día durante todos los días del año (8.760 horas al año), se deben multiplicar los datos de las tablas de 24 horas por el factor 1,31 (8.760/6.680).

CALEFACCIÓN



8 h	A	B	C	D	E	12 h	A	B	C	D	E
1			1.936	2.072	2.048	1			2.456	2.728	2.716
2			1.464	1.704		2			2.020	2.276	
3	1.072	1.376	1.512	1.568		3	1.396	1.880	2.072	2.180	
4	1.128	1.256	1.496			4	1.440	1.624	2.004		

16 h	A	B	C	D	E	24 h	A	B	C	D	E
1			3.024	3.480	3.456	1			4.160	4.768	4.800
2			2.600	2.864		2			3.672	4.152	
3	1.744	2.352	2.648	2.792		3	2.136	3.160	3.688	3.856	
4	1.672	1.944	2.488			4	2.224	2.624	3.472		

REFRIGERACIÓN

8 h	A	B	C	D	E	12 h	A	B	C	D	E
1			5.68	432	456	1			1.092	820	832
2			1.040	800		2			1.528	1.272	
3	1.432	1.128	992	936		3	2.152	1.668	1.476	1.368	
4	1.376	1.248	1.008			4	2.108	1.924	1.544		

16 h	A	B	C	D	E	24 h	A	B	C	D	E
1			1.568	1.112	1.136	1			2.520	1.912	1.880
2			1.992	1.728		2			3.008	2.528	
3	2.848	2.240	1.944	1.800		3	4.544	3.520	2.992	2.832	
4	2.920	2.648	2.104			4	4.456	4.056	3.208		

Tabla 5.14. Consumos de referencia de las bombas de climatización en kWh/kW en instalaciones de calefacción y refrigeración, en los 4 horarios de funcionamiento de la certificación energética y en las 12 zonas climáticas.

En el caso de incorporar válvulas dinámicas de equilibrado, con válvulas de control de 3 vías, el consumo energético aumentaría un 13,6%. Si se instalan válvulas dinámicas de equilibrado y con-

trol, con válvulas de control de 3 vías, el consumo energético se reduce un 9,5%. Estos ahorros son constantes y no dependen del funcionamiento concreto de la instalación.

En el caso de modificar el sistema de control a válvulas de control de 2 vías y emplear una bomba a velocidad variable ($\Delta p = \text{constante}$ o $\Delta p = \text{variable}$), los ahorros dependen del horario de funcionamiento, de la zona climática y de si se trata de un circuito de calefacción o de refrigeración.

Las tablas 5.15 a 5.20 muestran los ahorros energéticos respecto a los datos de la figura 5.14 al modificar el circuito de caudal constante a caudal variable: válvulas de 2 vías y bomba a velocidad variable.

CALEFACCIÓN



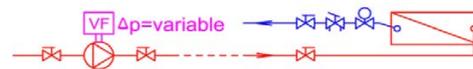
8 h	A	B	C	D	E	12 h	A	B	C	D	E
1			24,7%	22,8%	21,5%	1			25,0%	24,1%	22,8%
2			24,9%	21,9%		2			26,8%	23,5%	
3	27,8%	25,8%	23,8%	23,0%		3	27,3%	26,8%	25,1%	24,0%	
4	27,8%	24,9%	23,6%			4	29,3%	27,4%	25,5%		
16 h	A	B	C	D	E	24 h	A	B	C	D	E
1			25,6%	24,7%	23,0%	1			25,9%	23,3%	22,3%
2			27,5%	24,6%		2			28,0%	22,9%	
3	29,7%	28,9%	26,3%	24,8%		3	32,1%	29,4%	26,5%	24,3%	
4	29,0%	29,1%	25,7%			4	31,0%	29,3%	25,1%		

REFRIGERACIÓN

8 h	A	B	C	D	E	12 h	A	B	C	D	E
1			30,3%	29,8%	30,3%	1			28,9%	28,8%	26,5%
2			21,7%	23,9%		2			23,9%	25,5%	
3	20,5%	20,0%	21,2%	20,2%		3	21,5%	22,3%	22,4%	20,8%	
4	19,3%	18,6%	17,8%			4	21,9%	20,4%	21,0%		
16 h	A	B	C	D	E	24 h	A	B	C	D	E
1			28,3%	25,7%	25,7%	1			34,1%	33,5%	33,1%
2			20,5%	22,6%		2			32,3%	31,3%	
3	18,3%	18,9%	19,6%	18,8%		3	32,0%	32,4%	31,6%	31,0%	
4	19,3%	18,9%	18,8%			4	31,3%	31,2%	31,4%		

Tabla 5.15. Ahorro energético en porcentaje por zonas climáticas. Válvulas de equilibrado estático y bomba a velocidad variable con $\Delta p = \text{constante}$.

CALEFACCIÓN



8 h	A	B	C	D	E	12 h	A	B	C	D	E
1			45,9%	42,8%	40,7%	1			46,5%	45,0%	43,1%
2			46,2%	41,4%		2			49,3%	44,3%	
3	50,6%	47,4%	44,5%	43,2%		3	49,4%	48,9%	46,5%	44,9%	
4	50,4%	45,8%	44,2%			4	52,8%	49,8%	47,4%		
16 h	A	B	C	D	E	24 h	A	B	C	D	E
1			47,6%	46,1%	43,2%	1			47,9%	43,6%	42,2%
2			50,2%	46,0%		2			51,1%	42,9%	
3	53,2%	52,3%	48,4%	46,1%		3	57,0%	53,1%	48,7%	45,2%	
4	52,1%	52,5%	47,6%			4	55,4%	52,8%	46,6%		

REFRIGERACIÓN

8 h	A	B	C	D	E	12 h	A	B	C	D	E
1			53,9%	53,2%	54,0%	1			51,8%	51,7%	47,9%
2			40,5%	43,7%		2			44,6%	46,7%	
3	38,5%	37,7%	39,6%	37,8%		3	40,5%	42,0%	41,9%	39,2%	
4	36,3%	35,4%	34,0%			4	41,2%	38,7%	39,7%		
16 h	A	B	C	D	E	24 h	A	B	C	D	E
1			51,0%	46,8%	47,0%	1			60,0%	59,0%	58,5%
2			38,9%	41,9%		2			57,2%	55,5%	
3	34,8%	36,0%	37,1%	35,8%		3	56,8%	57,4%	56,2%	55,2%	
4	36,4%	35,9%	35,7%			4	55,8%	55,6%	55,9%		

Tabla 5.16. Ahorro energético en porcentaje por zonas climáticas. Válvulas de equilibrado estático y bomba a velocidad variable con $\Delta p = \text{variable}$.

CALEFACCIÓN



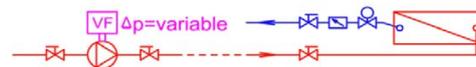
8 h	A	B	C	D	E	12 h	A	B	C	D	E
1			22,3%	20,2%	18,6%	1			22,8%	21,8%	20,5%
2			22,5%	19,2%		2			24,7%	21,3%	
3	25,4%	23,2%	21,3%	20,4%		3	24,4%	24,2%	22,7%	21,7%	
4	25,3%	22,0%	21,1%			4	27,0%	24,9%	23,4%		
16 h	A	B	C	D	E	24 h	A	B	C	D	E
1			23,6%	22,6%	20,6%	1			23,9%	20,9%	20,0%
2			25,3%	22,5%		2			26,0%	20,4%	
3	27,1%	26,6%	24,0%	22,5%		3	29,9%	27,3%	24,3%	22,0%	
4	26,4%	26,8%	23,6%			4	28,7%	27,0%	22,9%		

REFRIGERACIÓN

8 h	A	B	C	D	E	12 h	A	B	C	D	E
1			27,7%	27,3%	27,9%	1			26,3%	26,3%	23,6%
2			18,4%	20,5%		2			21,6%	22,9%	
3	17,1%	16,4%	17,7%	16,3%		3	18,7%	19,8%	19,5%	17,6%	
4	15,4%	14,8%	13,8%			4	19,2%	17,2%	18,1%		
16 h	A	B	C	D	E	24 h	A	B	C	D	E
1			25,8%	22,7%	23,1%	1			32,0%	31,3%	31,0%
2			17,4%	19,4%		2			30,1%	28,8%	
3	14,2%	15,3%	16,1%	15,0%		3	29,9%	30,3%	29,5%	28,6%	
4	15,4%	15,2%	15,1%			4	29,1%	29,0%	29,3%		

Tabla 5.17. Ahorro energético en porcentaje por zonas climáticas. Válvulas de equilibrado dinámicas y bomba a velocidad variable con $\Delta p = \text{constante}$.

CALEFACCIÓN



8 h	A	B	C	D	E	12 h	A	B	C	D	E
1			43,9%	40,6%	38,3%	1			44,7%	43,2%	41,1%
2			44,1%	39,2%		2			47,5%	42,5%	
3	48,3%	45,2%	42,4%	41,1%		3	46,7%	46,5%	44,4%	43,0%	
4	48,2%	43,2%	42,1%			4	50,7%	47,6%	45,7%		
16 h	A	B	C	D	E	24 h	A	B	C	D	E
1			45,8%	44,3%	41,3%	1			46,3%	41,8%	40,4%
2			48,3%	44,3%		2			49,3%	41,0%	
3	50,8%	50,2%	46,4%	44,2%		3	54,9%	51,2%	46,9%	43,4%	
4	49,7%	50,5%	45,8%			4	53,2%	50,8%	44,8%		

REFRIGERACIÓN

8 h	A	B	C	D	E	12 h	A	B	C	D	E
1			51,6%	50,9%	51,9%	1			49,4%	49,6%	45,4%
2			37,7%	40,8%		2			42,8%	44,6%	
3	35,7%	34,7%	36,7%	34,5%		3	38,2%	40,0%	39,5%	36,6%	
4	33,1%	32,3%	30,7%			4	39,1%	36,1%	37,4%		
16 h	A	B	C	D	E	24 h	A	B	C	D	E
1			48,8%	44,2%	44,9%	1			58,0%	57,0%	56,6%
2			36,4%	39,1%		2			55,2%	53,2%	
3	31,3%	32,9%	34,2%	32,6%		3	54,9%	55,6%	54,3%	53,0%	
4	33,1%	32,8%	32,7%			4	53,7%	53,7%	54,1%		

Tabla 5.18. Ahorro energético en porcentaje por zonas climáticas. Válvulas de equilibrado dinámicas y bomba a velocidad variable con Δp =variable.

CALEFACCIÓN



8 h	A	B	C	D	E	12 h	A	B	C	D	E
1			41,4%	40,1%	39,1%	1			42,0%	41,4%	40,6%
2			41,4%	39,5%		2			43,0%	41,1%	
3	42,9%	41,7%	40,8%	40,3%		3	41,9%	42,2%	41,6%	41,2%	
4	42,8%	40,6%	40,7%			4	43,9%	42,7%	42,3%		

16 h	A	B	C	D	E	24 h	A	B	C	D	E
1			42,4%	41,9%	40,6%	1			42,7%	40,9%	40,5%
2			43,2%	41,9%		2			43,7%	40,5%	
3	43,7%	43,7%	42,4%	41,7%		3	45,5%	44,2%	42,8%	41,5%	
4	43,3%	44,0%	42,3%			4	44,8%	44,0%	42,1%		

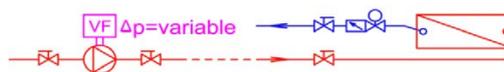
REFRIGERACIÓN

8 h	A	B	C	D	E	12 h	A	B	C	D	E
1			44,1%	43,9%	44,4%	1			43,2%	43,5%	41,7%
2			38,6%	39,5%		2			41,3%	41,6%	
3	37,9%	37,3%	38,0%	36,8%		3	39,3%	40,0%	39,6%	38,3%	
4	36,5%	36,2%	35,5%			4	39,7%	38,1%	38,9%		

16 h	A	B	C	D	E	24 h	A	B	C	D	E
1			43,3%	41,1%	41,8%	1			46,9%	46,4%	46,4%
2			38,4%	39,1%		2			45,8%	44,8%	
3	35,6%	36,6%	37,2%	36,3%		3	45,7%	46,0%	45,5%	44,7%	
4	36,4%	36,5%	36,5%			4	45,1%	45,2%	45,4%		

Tabla 5.19. Ahorro energético en porcentaje por zonas climáticas. Válvulas dinámicas de equilibrado y control y bomba a velocidad variable con $\Delta p = \text{constante}$.

CALEFACCIÓN



8 h	A	B	C	D	E	12 h	A	B	C	D	E
1			60,3%	58,2%	56,7%	1			61,1%	60,3%	59,0%
2			60,2%	57,4%		2			62,5%	59,9%	
3	62,4%	60,6%	59,4%	58,6%		3	60,7%	61,2%	60,5%	59,9%	
4	62,2%	58,9%	59,2%			4	63,8%	62,0%	61,7%		
16 h	A	B	C	D	E	24 h	A	B	C	D	E
1			61,7%	61,0%	59,1%	1			62,2%	59,6%	59,0%
2			62,9%	61,1%		2			63,7%	58,9%	
3	63,4%	63,6%	61,6%	60,6%		3	66,1%	64,3%	62,3%	60,4%	
4	62,8%	63,9%	61,6%			4	65,2%	63,9%	61,3%		

REFRIGERACIÓN

8 h	A	B	C	D	E	12 h	A	B	C	D	E
1			64,0%	63,7%	64,5%	1			62,7%	63,2%	60,4%
2			55,9%	57,1%		2			60,1%	60,5%	
3	54,9%	53,9%	55,0%	53,2%		3	57,1%	58,2%	57,4%	55,5%	
4	52,7%	52,3%	51,3%			4	57,6%	55,2%	56,4%		
16 h	A	B	C	D	E	24 h	A	B	C	D	E
1			62,8%	59,6%	60,8%	1			68,1%	67,4%	67,4%
2			55,7%	56,6%		2			66,5%	65,0%	
3	51,3%	52,9%	53,9%	52,5%		3	66,4%	66,9%	66,1%	65,0%	
4	52,6%	52,8%	52,8%			4	65,6%	65,8%	66,1%		

Tabla 5.20. Ahorro energético en porcentaje por zonas climáticas. Válvulas dinámicas de equilibrado y control y bomba a velocidad variable con $\Delta p = \text{variable}$.

6 Circuitos primarios

El diseño y dimensionado del circuito primario influye de forma directa en la eficiencia de los equipos generadores (especialmente en las enfriadoras) y puede hacer que los circuitos secundarios funcionen a diferentes temperaturas de impulsión.

Sería deseable que tanto los circuitos primarios como los circuitos secundarios se ajustasen a la potencia de los equipos generadores. Esto es, si el grupo generador proporciona el 50% de su potencia nominal, el caudal de primarios y secundarios debería ser asimismo del 50% para mantener constante el salto de temperaturas.

En los capítulos anteriores se ha prestado atención a la modificación del caudal de los circuitos secundarios provocada por el cierre de válvulas de control de 2 vías. En esta sección se comentarán las posibilidades de ahorro energético en circuitos primarios así como la necesidad de realizar un correcto diseño para que las instalaciones funcionen de forma correcta.

6.1. Análisis de funcionamiento de circuitos hidráulicos

La eficiencia de las enfriadoras depende de la temperatura de retorno y esta puede variar en función de la ejecución de los circuitos hidráulicos. El diseño de los mismos lleva a que la temperatura de retorno de la enfriadora pueda ser inferior a la temperatura de impulsión de las unidades terminales. La figura 6.1 muestra el acoplamiento de un circuito primario con dos circuitos secundarios, donde el caudal del circuito primario se corresponde con la potencia de la enfriadora (170 kW) mientras que el caudal de cada circuito secundario se ha establecido en 100 kW. Se trata de una situación que podría considerarse como típica en instalaciones con circuitos secundarios a caudal constante (válvulas de 3 vías). El caudal de los circuitos secundarios se debe establecer para la suma de potencias máximas de las unidades terminales, de forma que un dimensionado correcto produzca un caudal superior en secundarios que en primarios.

En la figura 6.1 se muestra la situación nominal de la instalación cuando la enfriadora está al 100% de potencia. El salto de temperaturas del circuito primario es de 5° C mientras que el de los circuitos secundarios es de 4,2° C. La temperatura de impulsión del agua de la enfriadora es inferior a la temperatura de impulsión del agua a las unidades terminales.

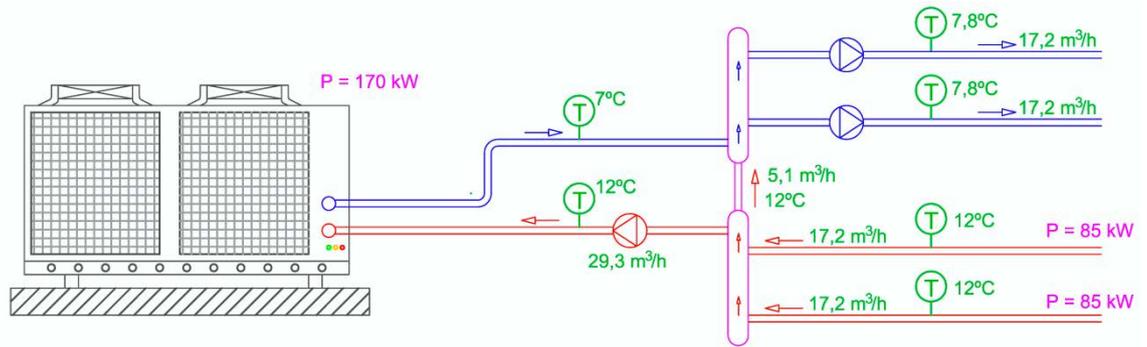


Figura 6.1. Esquema de circuito primario/secundario. Diseño CORRECTO, donde el caudal de los circuitos secundarios es algo superior al del circuito primario debido a la simultaneidad.

Si los circuitos secundarios disminuyen su caudal con la carga (caudal variable), pero el circuito primario no lo hace, se puede producir una situación como la mostrada en la figura 6.2. En este caso, el circuito primario funciona con un salto de temperaturas de 2,5°C, mientras que los circuitos secundarios funcionan con un salto de temperaturas de 4,2°C. Cuando el caudal del primario es superior al caudal de los circuitos secundarios, la temperatura de impulsión del primario y de los secundarios coincide (en este caso 9,5°C), pero la enfriadora trabaja con un retorno de temperatura de 12°C cuando el retorno de los secundarios es más alto (13,7°C).

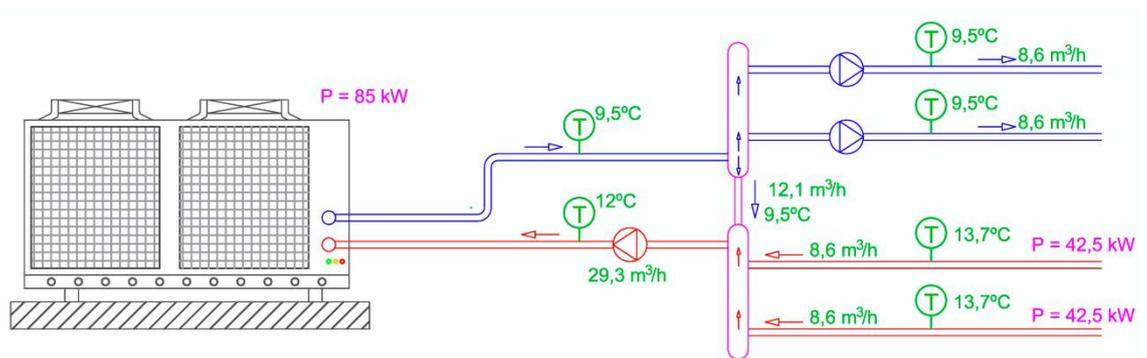


Figura 6.2. Esquema de circuito primario/secundario. Diseño CORRECTO, donde la enfriadora funciona al 50% de potencia, el caudal del primario se mantiene constante y el caudal de los circuitos secundarios disminuye.

Es evidente que la situación deseable sería que el caudal del circuito primario coincidiera con el caudal de los circuitos secundarios. La figura 6.3 muestra el esquema de una instalación con un único circuito, donde las bombas de distribución del caudal por las unidades terminales son las responsables de hacer circular el caudal por el equipo generador. Se trata de un esquema que funciona de forma correcta cuando se tienen circuitos secundarios a caudal constante y en circuitos secundarios a caudal variable donde se asegure un caudal mínimo por el equipo generador (algunas calderas no requieren de un caudal mínimo de funcionamiento).

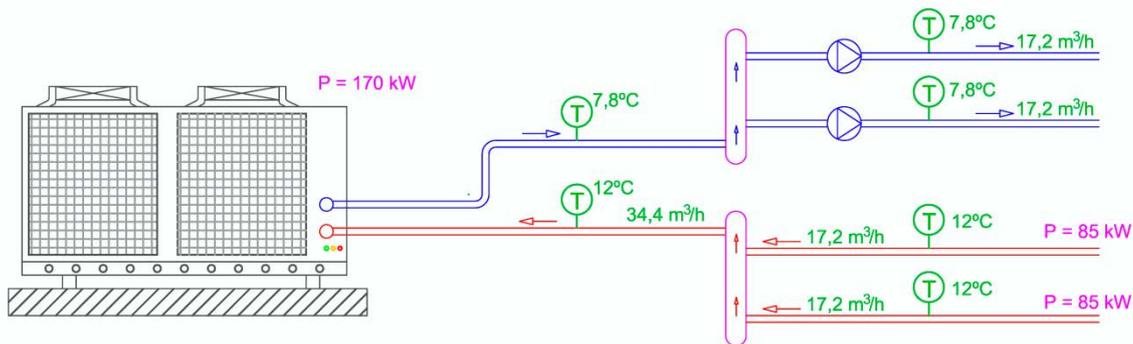


Figura 6.3. Esquema de distribución con un único circuito. Diseño CORRECTO si se trata de circuitos a caudal constante o a caudal variable donde se asegura el caudal mínimo exigido por el equipo generador.

6.1.1. Problemas de funcionamiento por mal diseño

En los circuitos hidráulicos, el punto de conexión de los tubos de impulsión y retorno en los colectores importa. Se trata de un aspecto que no se suele tener en consideración en el diseño de los circuitos hidráulicos, pero que resulta de vital importancia para asegurar su funcionamiento.

La figura 6.4 muestra el esquema de una instalación con una única enfriadora donde un mal diseño del circuito hidráulico hace que uno de los circuitos secundarios funciona a 7/11,25° C mientras que el otro circuito funciona a 8,8/13,05° C.

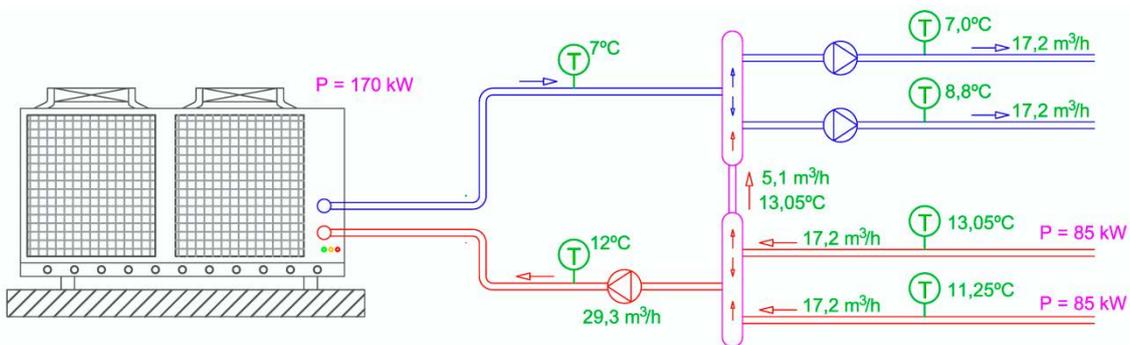


Figura 6.4. Esquema de circuito primario/secundario. Diseño INCORRECTO con problemas de cortocircuito en uno de los circuitos secundarios. Funcionamiento con caudal de secundario mayor que de primario.

El esquema de la figura 6.4 es muy similar al esquema de la figura 6.1, solo que el punto concreto de conexión de los circuitos hidráulicos hace que el mezclado de las corrientes en el colector cambie totalmente. En una situación con muchos circuitos secundarios se podría dar la situación de que un caudal de secundario impulse prácticamente su propio caudal de retorno. Se trata de un cortocircuito de caudales que deja un circuito sin acondicionar.

En el caso de esquemas de calderas convencionales donde se emplea una válvula de 3 vías para que la caldera funcione a más temperatura que los circuitos secundarios, se debe tener en consideración que uno de los circuitos secundarios podría trabajar en cortocircuito, tal y como se muestra en la figura 6.5.

La caldera tiene una potencia nominal de 225 kW y el circuito primario se ha dimensionado para un caudal nominal de 19,4 m³/h (65/75° C). El caudal de los circuitos secundarios es de 10 m³/h ($\Delta T=10^{\circ}\text{C}$) y se corresponden con una potencia de 116 kW cada uno.

La figura 6.5 se corresponde con una situación donde la caldera está trabajando al 50% de su potencia nominal. El caudal que circula por la caldera es constante, pero el caudal de primario que circula por el colector varía por la actuación de la válvula de 3 vías.

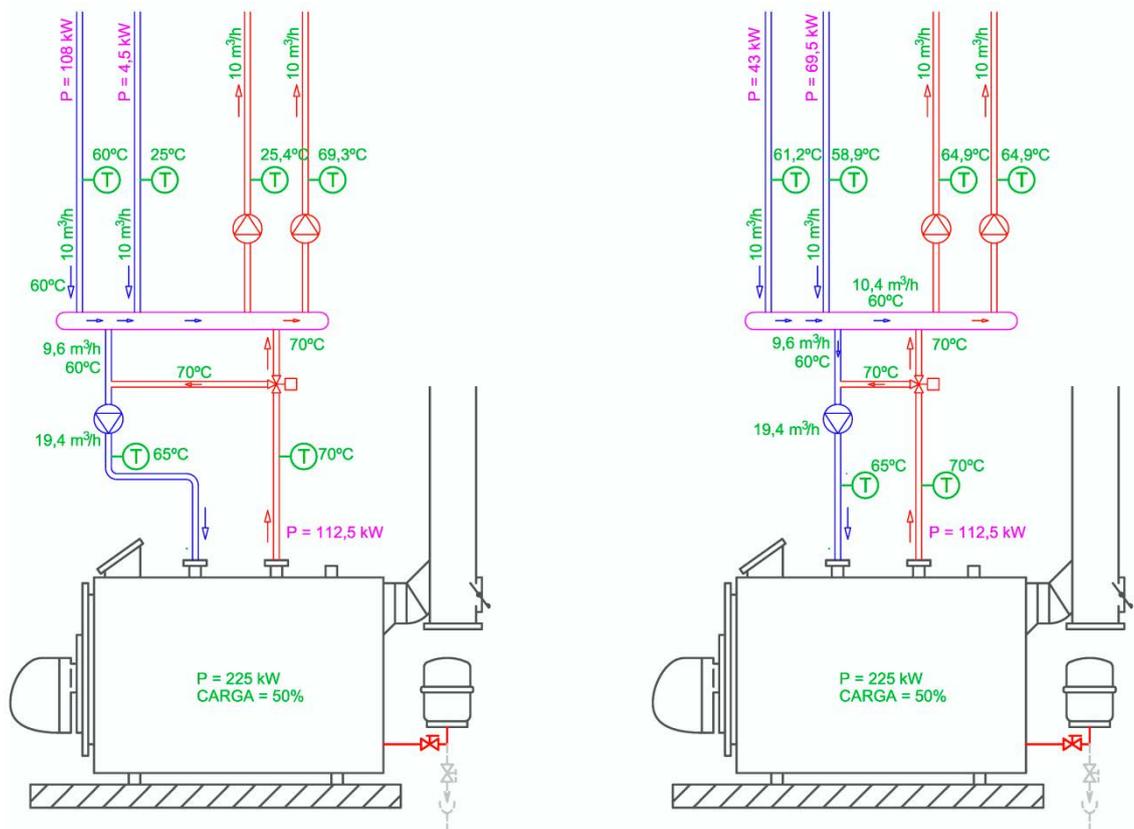


Figura 6.5. Esquema de circuito de calefacción con válvula de 3 vías en el circuito primario. Esquema de la izquierda, diseño INCORRECTO: el funcionamiento de la válvula de 3 vías a cargas parciales puede hacer que uno de los circuitos secundarios funcione en cortocircuito. Esquema de la derecha, diseño CORRECTO: cambiando de posición el entronque del circuito primario al colector, se observa que el problema se resuelve.

El análisis de los circuitos a cargas parciales demuestra la importancia de realizar un correcto diseño de los colectores. Se trata de un aspecto a cuidar tanto en la fase de proyecto de una instalación como en la fase de ejecución de la misma.

6.2. Circuitos con varios equipos generadores

Cuando existe más de un generador funcionando sobre un colector de distribución de circuitos secundarios de una instalación térmica, se hace aún más importante cuidar el diseño de los colectores.

La figura 6.6 muestra un diseño incorrecto de una instalación de climatización debido a una mala conexión de las tuberías de los circuitos primarios y secundarios en el colector principal.

En este caso se observa que aunque se ha realizado un esquema de funcionamiento con 2 enfriadoras que actúan sobre 2 circuitos, la realidad es que las enfriadoras funcionan a temperaturas muy distintas. Prácticamente, cada enfriadora funciona sobre un solo circuito secundario.

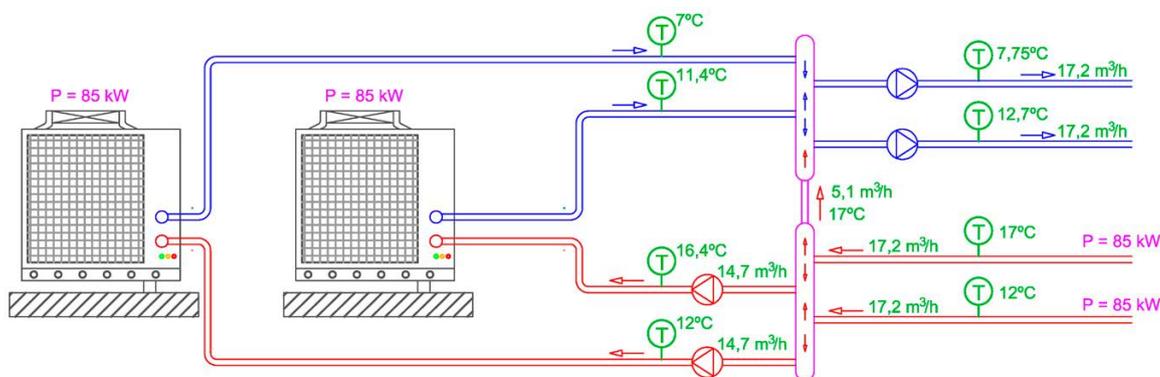


Figura 6.6. Esquema de circuito primario/secundario con problemas de cortocircuito en uno de los circuitos secundarios. Diseño INCORRECTO. Funcionamiento con caudal de secundario algo mayor que de primario.

En el caso de que una de las máquinas pare, parando asimismo su bomba de primario, se produce la situación de menor caudal de primario que de secundario, quedándose uno de los circuitos secundarios prácticamente sin capacidad de climatizar.

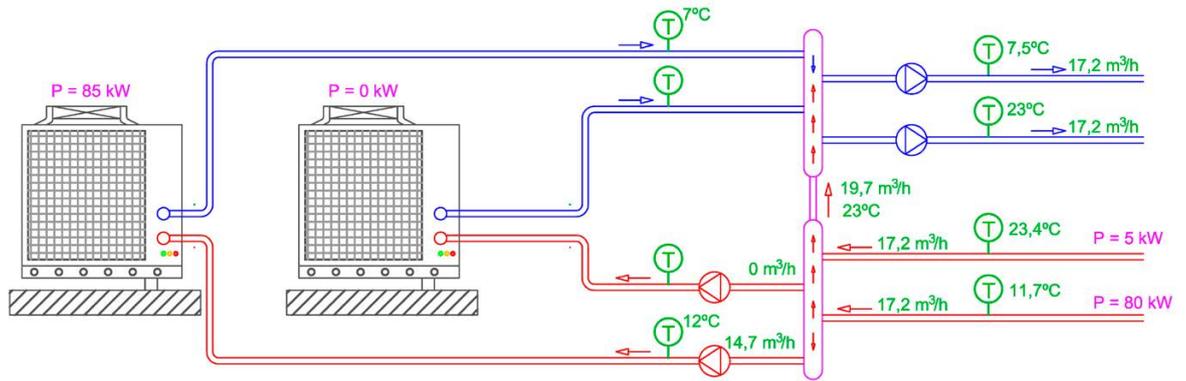


Figura 6.7. Esquema de circuito primario/secundario con problemas de cortocircuito en uno de los circuitos secundarios. Diseño INCORRECTO. Funcionamiento con caudal de secundario mucho mayor que de primario.

Para evitar estos problemas, es vital realizar una conexión de primarios/secundarios similar a la mostrada en las siguientes figuras. La Guía Técnica del IDAE y Documento Reconocido «Comentarios al RITE 2007» [8] ya comenta la necesidad de realizar los esquemas de esta forma, pero en la práctica, los técnicos siguen sin tener en consideración la importancia de realizar un buen diseño de colectores para que los circuitos funcionen de la mejor forma posible cuando se modifica el caudal de alguno de los circuitos.

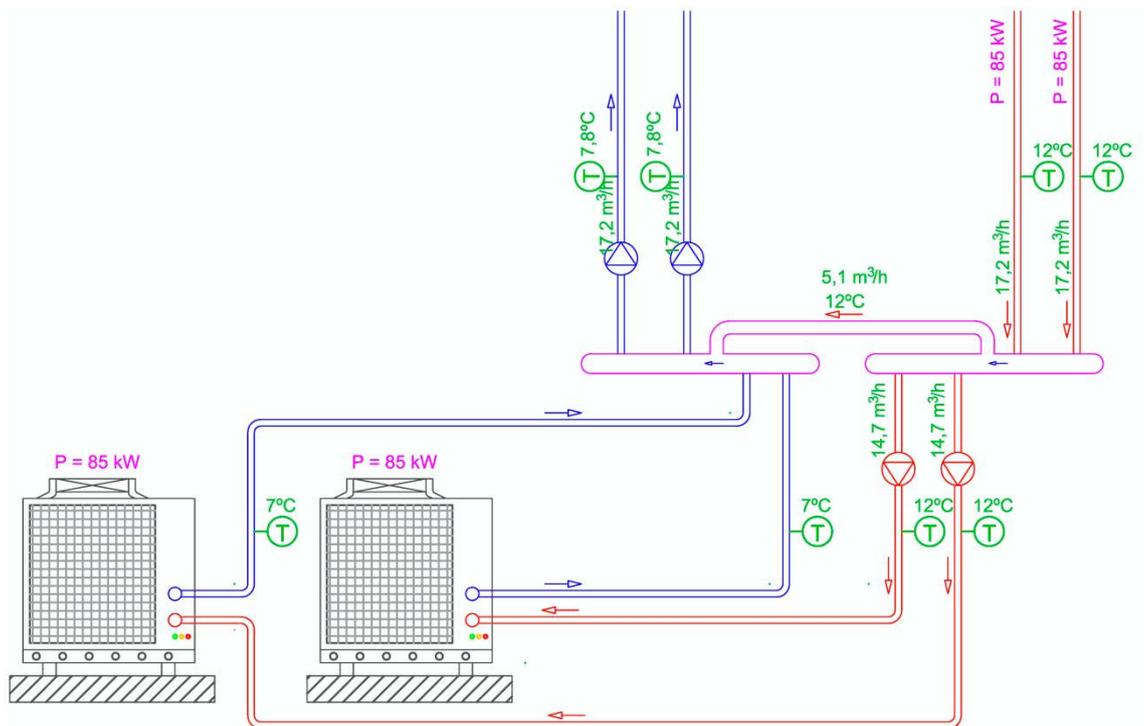


Figura 6.8. Esquema de circuito primario/secundario ejecutado de forma CORRECTA. Diseño válido para varios circuitos primarios y secundarios. Propuesta 1.

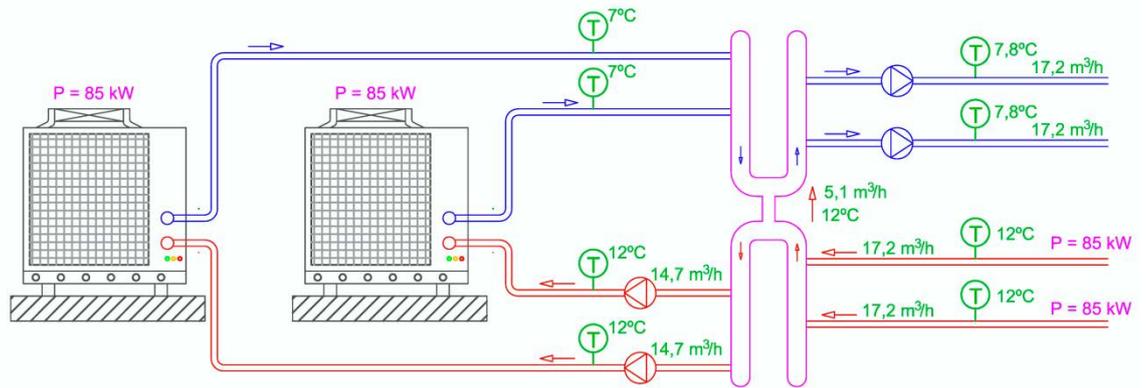


Figura 6.9. Esquema de circuito primario/secundario ejecutado de forma CORRECTA. Diseño válido para varios circuitos primarios y secundarios. Propuesta 2.

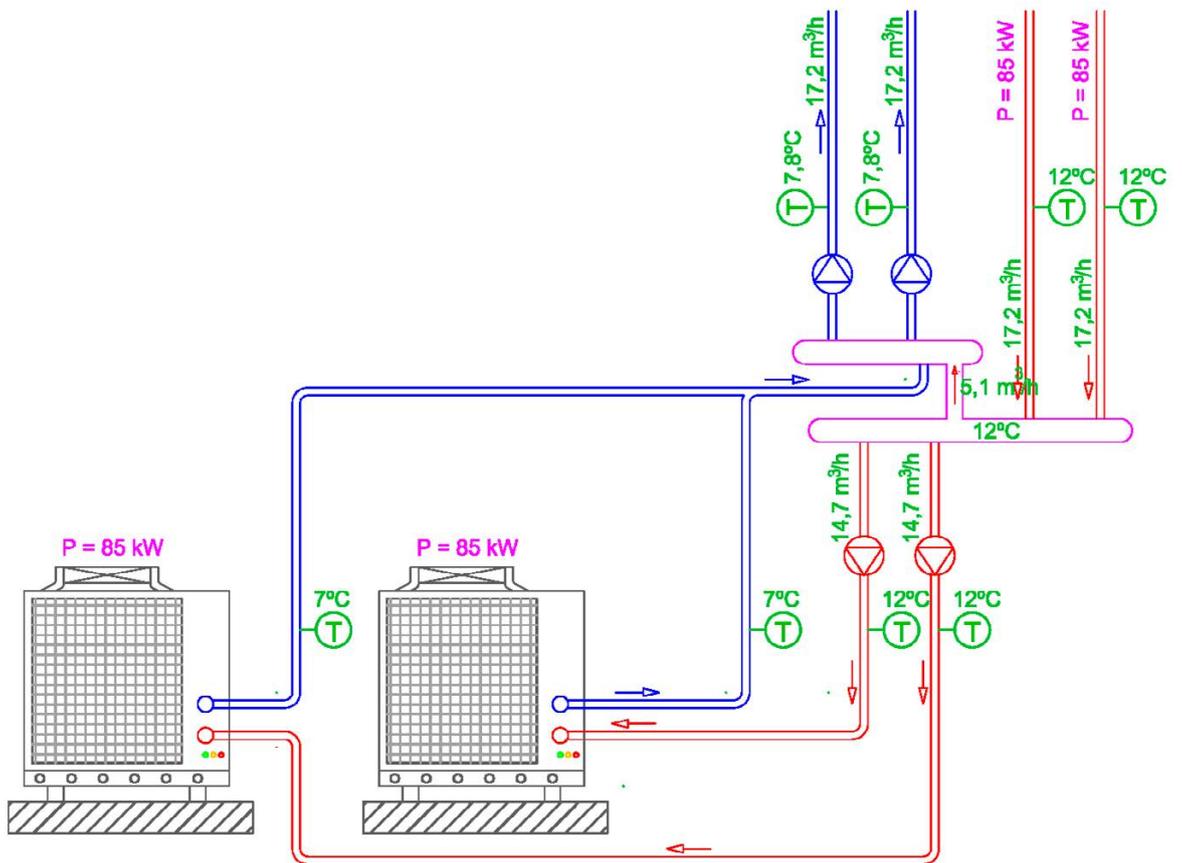


Figura 6.10. Esquema de circuito primario/secundario ejecutado de forma CORRECTA. Diseño válido para varios circuitos primarios y secundarios. Propuesta 3.

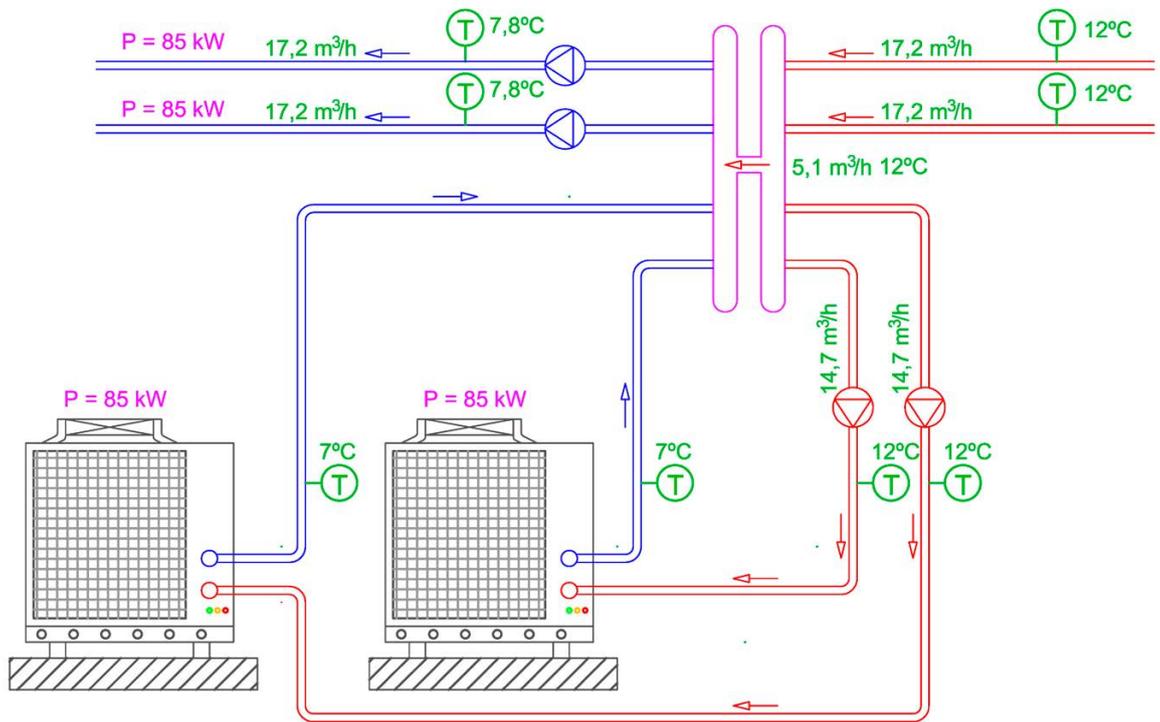


Figura 6.11. Esquema de circuito primario/secundario ejecutado de forma CORRECTA. Diseño válido para varios circuitos primarios y secundarios. Propuesta 4.

6.3. Ahorros en circuitos primarios a caudal variable

En las secciones 6.1 y 6.2 se ha comentado la importancia de realizar una correcta ejecución del conexionado de los circuitos para garantizar que la instalación funcione de forma correcta al variar el caudal de los circuitos primarios y secundarios.

La primera medida de reducción del caudal de primario en instalaciones consiste directamente en instalar una bomba por cada equipo generador y parar la bomba al parar el generador.

La otra medida de ahorro en circuitos primarios sería que la propia bomba modulase el caudal del circuito primario en función de su potencia (se trata de la solución empleada en calderas de condensación). A continuación se van a estimar los ahorros energéticos que es posible alcanzar por la modificación del caudal de primario.

6.3.1. Ahorro por parada de la bomba con el generador

El ahorro energético en las bombas que es posible obtener por parada de la bomba cuando se tiene más de un equipo generador es un aspecto a considerar en el diseño de las instalaciones.

A modo de ejemplo, se considera un circuito como el mostrado en la figura 6.12 donde las bombas de primario paran al parar la caldera. Se considera que el consumo de cada bomba de primario es de 1 kW (total 2 kW en bombas de primario).

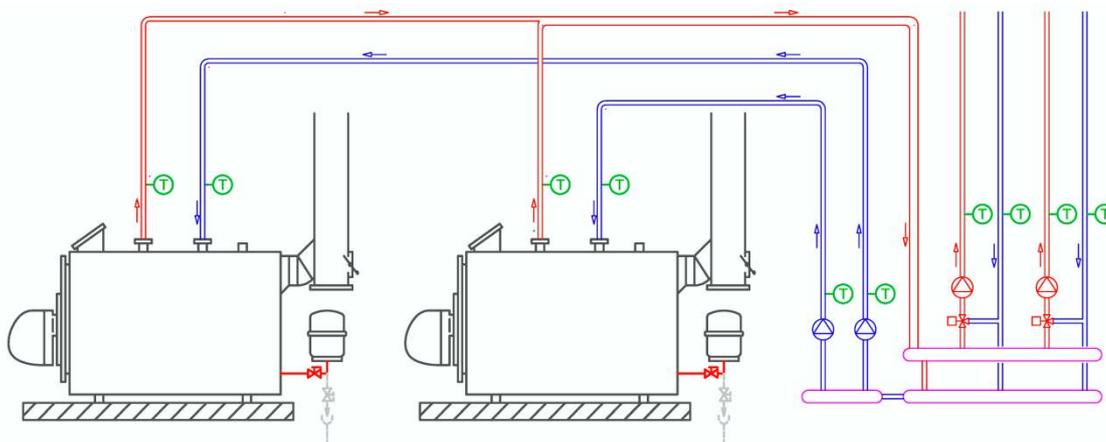


Figura 6.12. Esquema de distribución formado por 2 calderas y varios circuitos secundarios.

Considerando que se trata de una instalación de calefacción de un edificio con uso 24 horas situado en Teruel (zona climática D2), se va a analizar el ahorro energético que supondría el hecho de que cuando la instalación se encuentre a una carga de calefacción inferior al 50%, una de las bombas pare.

La tabla 1.2 muestra el histograma de cargas de calefacción en la zona climática D2. La metodología propuesta supone que la instalación funciona en régimen de calefacción 160 días laborables y 39 sábados, con un total de 4.152 horas al año. De estas horas, la instalación está entre el 0% y el 40% de la carga durante 2.937 horas y entre el 50% y el 100% de la carga durante 1.215 horas.

Consumo energético si las bombas no paran con la caldera:

$$E(\text{kWh}) = 2 \times 4.152 = 8.304 \text{ kWh al año}$$

Consumo energético si una de las bombas para con la caldera:

$$E(\text{kWh}) = 1 \times 2.937 + 2 \times 1.215 = 5.367 \text{ kWh al año}$$

El ahorro energético en las bombas de primario es del 35,4%.

6.3.2. Ahorro por regulación de la bomba del generador

Resulta obvio pensar que si se consigue modular el caudal de la bomba a la potencia útil del generador, se conseguirán ahorros de energía en bombeo muy importantes. Se trata de una regulación de la velocidad de giro de la bomba, producida directamente sin que se produzcan pérdidas de presión adicionales.

La figura 6.13 muestra los puntos de funcionamiento de la bomba y del circuito hidráulico cuando se modifica la velocidad de giro de la bomba para ajustar el caudal a la potencia útil. Los datos muestran que para el caudal nominal de 20 m³/h la potencia consumida es de 1 kW. Con la bomba a 30 Hz, el caudal disminuye al 60% (12 m³/h) y la potencia eléctrica consumida baja a 0,28 kW.

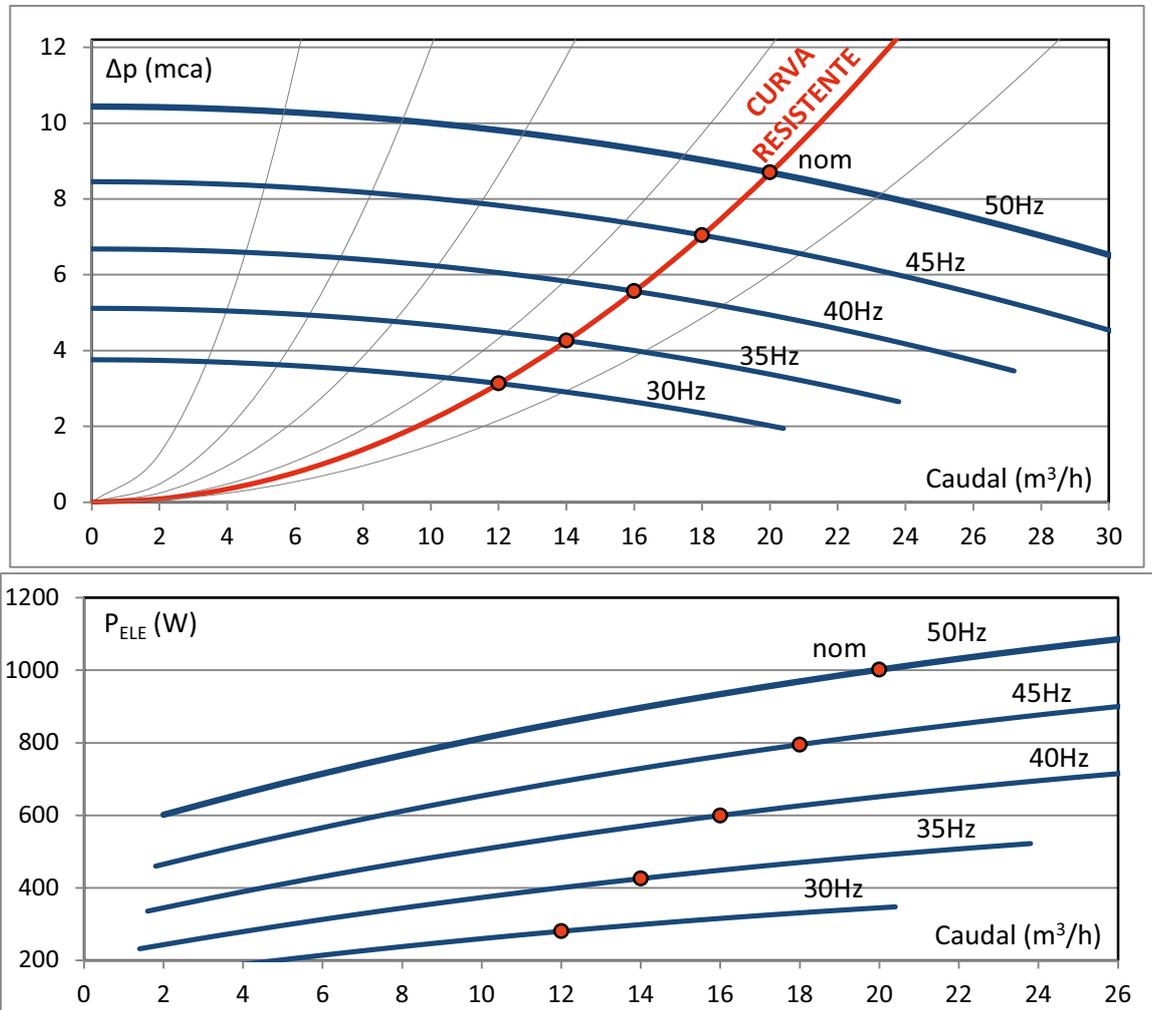


Figura 6.13. Puntos de funcionamiento del circuito primario cuando se modula la velocidad de giro de la bomba para ajustar el caudal a la carga del equipo generador.

La tabla 6.1 muestra los ahorros obtenidos en una bomba que consume 1 kW al 100% de carga cuando se varía su velocidad de giro en función de la carga. En este caso, se ha considerado una frecuencia mínima de funcionamiento de la bomba de 30 Hz (un 60% del caudal nominal). Los cálculos se han realizado considerando que se trata de una instalación de calefacción de un edificio con uso 24 horas situado en Teruel (zona climática D2).

CARGA %	CAUDAL %	CAUDAL _{TOT} m ³ /h	ΔP_{TOTAL} mca	P _{ELECTRICA} W	Horas Funcionam	E _{ELECTRICA} kWh	Ahorro %
100%	100%	20,00	8,70	1000,0	135	135,0	0,0%
90%	90%	18,00	7,05	795,0	71	56,4	20,5%
80%	80%	16,00	5,56	599,5	102	61,1	40,1%
70%	70%	14,00	4,26	425,4	160	68,1	57,5%
60%	60%	12,00	3,13	280,4	322	90,3	72,0%
50%	60%	12,00	3,13	280,4	425	119,2	72,0%
40%	60%	12,00	3,13	280,4	520	145,8	72,0%
30%	60%	12,00	3,13	280,4	517	145,0	72,0%
20%	60%	12,00	3,13	280,4	478	134,0	72,0%
10%	60%	12,00	3,13	280,4	488	136,8	72,0%
0%	60%	12,00	3,13	280,4	934	261,9	72,0%
CONSUMO DE PRIMARIO CON AJUSTE DEL CAUDAL					4152	1354	67,4%
CONSUMO DE PRIMARIO SIN AJUSTE DEL CAUDAL				1000,0	4152	4152,0	

Tabla 6.1. Ahorros energéticos obtenidos en una bomba de primario al disminuir su caudal con la carga de la caldera. Regulación del caudal realizada hasta un 60% del caudal nominal.

Se observa que el consumo energético de la bomba se reduce de 4.152 a 1.354 kWh, es decir, un 67,4% de ahorro energético.

Es evidente que la regulación del caudal del circuito primario puede llevar a reducciones muy importantes de la potencia de bombeo de las instalaciones térmicas de los edificios. Se trata sin embargo de una solución que suele contar con la oposición de los fabricantes de los equipos generadores que temen que las variaciones de caudal puedan producir problemas de funcionamiento: posibles averías o inestabilidades en el control de las máquinas.

Son los propios fabricantes quienes deberían ofertar la modificación de caudal de serie en sus productos. La forma más evidente de reducir el caudal es a partir de la potencia de la máquina. En equipos todo/nada con varios compresores, la máquina puede modificar la velocidad de giro de la bomba en función del número de compresores en marcha (ídem en calderas de 2, 3 o 4 etapas).

En equipos modulantes, sería deseable que el fabricante de los equipos modulase el caudal en función de la modulación del equipo generador (enfriadora o caldera). Esta técnica se realiza actualmente en calderas de condensación domésticas y su aplicación debería extenderse a todos los equipos generadores.

7 Bibliografía

Libros

- [1] J.M. Cejudo López y colaboradores, Fundamentos de Climatización, Atecyr (2010).
- [2] P.G. Vicente Quiles, «DTIE8.04 Energía Solar. Casos Prácticos». Atecyr (2010).
- [3] P.G. Vicente Quiles, «DTIE4.02 Circuitos Hidráulicos y Selección de Bombas». Atecyr (2011).
- [4] R. García San José y colaboradores, Auditorías Energéticas en Edificios, Atecyr (2010).

Documentos técnicos de acceso libre

- [5] Instituto para la Diversificación y Ahorro de Energía, «Guía práctica sobre instalaciones centralizadas de calefacción y agua caliente sanitaria (ACS) en edificios de viviendas», Guía de la serie «Ahorro y Eficiencia Energética en la Edificación». Documento Reconocido del RITE, www.minetad.gob.es.
- [6] Instituto para la Diversificación y Ahorro de Energía, «Guía técnica diseño de centrales de calor eficientes», Guía de la serie «Ahorro y Eficiencia Energética en la Edificación». Documento Reconocido del RITE, www.minetad.gob.es.
- [7] Instituto para la Diversificación y Ahorro de Energía, «Guía técnica selección de equipos de transporte de fluidos», Guía de la serie «Ahorro y Eficiencia Energética en la Edificación». Documento Reconocido del RITE, www.minetad.gob.es.
- [8] Instituto para la Diversificación y Ahorro de Energía, «Guía técnica Comentarios al RITE 2007», Guía de la serie «Ahorro y Eficiencia Energética en la Edificación». Documento Reconocido del RITE, www.minetad.gob.es.

Normativa

- [9] REAL DECRETO 1027/2007, de 20 de julio. BOE 28/8/2007. Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE) y sus Instrucciones Técnicas (IT) y Normas UNE indicadas.
- [10] REAL DECRETO 314/2006, de 17 de marzo. BOE 28/3/2006. Exigencia básica HE 4: Contribución solar mínima de agua caliente sanitaria.

[11] Orden FOM/1635/2013, de 10 de septiembre, por la que se actualiza el Documento Básico DB-HE «Ahorro de Energía», del Código Técnico de la Edificación, aprobado por Real Decreto 314/2006, de 17 de marzo.

[12] Directiva 2010/31/UE, del Parlamento Europeo y del Consejo, de 19 de mayo de 2010, relativa a la eficiencia energética de los edificios.

[13] Reglamento (CE) n.º 640/2009 de la Comisión, de 22 de julio de 2009, por el que se aplica la Directiva 2005/32/CE del Parlamento Europeo y del Consejo en lo relativo a los requisitos de diseño ecológico para los motores eléctricos.



IDAE, Calle Madera, 8, E-28004, Madrid, Tel.: 91 456 49 00
Fax: 91 523 04 14, email: comunicacion@idae.es // www.idae.es

