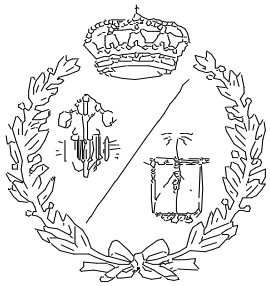
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Proyecto Fin de Máster

MEJORA DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA DE UNA INSTALACIÓN DE GENERACIÓN DE AIRE COMPRIMIDO MEDIANTE EL USO DE UN CONTROLADOR DE SALA X8I

(Energy efficiency improvement of a compressed air generation facility through the use of an X8I room controller)

Para acceder al Título de

MÁSTER UNIVERSITARIO EN INGENIERIA INDUSTRIAL

Autor: Víctor Terán Castillo

Enero - 2023

TÍTULO	**Mejora de la eficiencia energética de una instalación de generación de aire comprimido mediante el uso de un controlador de sala X8I**		
AUTOR	**Víctor Terán Castillo**		
DIRECTOR / PONENTE	**Carlos Liaño Fernández / Inmaculada Fernández Diego**		
TITULACIÓN	*Máster Universitario en Ingeniería Industrial*	**FECHA**	Enero - 2023

PALABRAS CLAVE

Estado estacionario, estado transitorio, API, histéresis, amortiguación, tiempo de establecimiento, aire comprimido.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La instalación de aire comprimido de GSW ha crecido en demanda hasta un punto en el que una mejora de la eficiencia energética en la generación del aire, por muy pequeña que sea, puede suponer un gran ahorro energético. Conforme se incrementa el precio del megavatio/hora, la necesidad de esta mejora aumenta.

Por otro lado, el aire comprimido ha pasado a ser una fuente de energía no solamente imprescindible en la minería u otras industrias de nicho, sino en todo complejo industrial de tamaño medio-grande. Esta dependencia de una fuente de aire estable y de calidad está llevando a la consideración de una monitorización y control más preciso del proceso de producción y tratamiento de aire a presión.

DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

El proyecto ha tratado sobre los componentes necesarios en la generación de un aire de calidad, el comportamiento y modelado de estas máquinas para la realización de una correcta simulación de un circuito neumático, así como para un entendimiento más preciso de los resultados de una monitorización.

Se explica brevemente un proceso puntero desarrollado en Velfair para la monitorización en vivo de las variables más importantes en un circuito neumático. Este proceso de monitorización concebido inicialmente para un mantenimiento predictivo ha sido usado en este proyecto para la realización de una auditoría que estudie el comportamiento del sistema en estado transitorio y estacionario.

Estado transitorio:

Se ha construido una simulación del circuito usando Simulink lo que permite calcular el comportamiento del sistema en el estado transitorio. Esta simulación ha permitido calcular los parámetros de amortiguación y tiempo de establecimiento necesarios para garantizar la máxima calidad de suministro de aire, entendiendo esta como el tiempo que se proporciona aire en un rango de presiones aceptable de manera ininterrumpida. La analogía con el sistema eléctrico sería proporcionar 230 voltios a un hogar de manera ininterrumpida, que resultaría ser la máxima calidad de un suministro eléctrico. A diferencia de la realidad de un hogar, la demanda sí influirá en la producción de aire, y constituye un apartado a tener en cuenta en los valores a introducir en el X.8.I.

Estado estacionario:

Se ha realizado un cálculo del coste eléctrico necesario para la producción de aire teniendo en cuenta los datos de la monitorización del consumo, así como los valores que ofrece la red eléctrica española online a través de su API.

CONCLUSIONES / PRESUPUESTO

Las principales implicaciones del estado transitorio y estacionario son:

Haciendo un estudio más exhaustivo del circuito, se observará que existe una relación directa entre la calidad del suministro, el coste eléctrico de generación y el coste de mantenimiento de los equipos.

Si buscamos en el estado transitorio del circuito la máxima calidad del aire, intervendremos directamente en el valor de establecimiento de la presión y caudal solicitados, buscando que el desfase entre demanda y oferta sea mínimo (reduciendo la histéresis). Este tiempo de establecimiento se verá influido por la amortiguación de la abstracción en segundo grado de la función de transferencia del circuito. Como resultado de esta modificación de parámetros en el controlador de sala X.8.I, los compresores se verán obligados a trabajar bajo un estado de constante rectificación. Una frecuencia alta en la puesta en carga y descarga de un compresor influye en su vida útil disminuyéndola y aumenta su coste de mantenimiento. Por otro lado, picos de generación de aire suponen picos de consumo eléctrico, lo que implica un mayor consumo de la instalación en el largo plazo.

La conclusión extraída supone las bases para desarrollar una herramienta, que podría consistir en un panel que posea una barra de regulación con dos extremos. En uno de los extremos se colocaría el establecimiento del estado de un circuito que priorice la calidad del servicio sobre el coste eléctrico y el coste de mantenimiento, usado en tiempos de alta demanda para el complejo industrial. En el otro extremo, un estado que priorice la vida útil y el coste eléctrico sobre la calidad del servicio, usado en tiempos de baja demanda en el que se dé prioridad a la reducción de costes sobre la productividad. Entre ambos extremos existirá un abanico de comportamientos que irán modificando la secuencia de funcionamiento del circuito, así como los parámetros de amortiguación y ancho de banda de presión del controlador de sala X.8.I, teniendo en consideración el estudio y simulaciones de este proyecto.

BIBLIOGRAFÍA

[1] Wikipedia, «Simulink,» [En línea]. Available: https://es.wikipedia.org/wiki/Simulink.

[2] REE, «API e·sios Documentation,» [En línea]. Available: https://api.esios.ree.es.

[3] Ingersoll Rand, «X8I_X12I_Quick_Setup_Manual_80445067_ES».

TÍTULO	**Energy efficiency improvement of a compressed air generation facility through the use of an X.8.I room controller**		
AUTOR	**Víctor Terán Castillo**		
DIRECTOR / PONENTE	**Carlos Liaño Fernández / Inmaculada Fernández Diego**		
TITULACIÓN	*Máster Universitario en Ingeniería Industrial*	**FECHA**	January - 2023

KEY WORDS

Steady state, transient state, API, hysteresis, damping, settling time, compressed air.

PROBLEM STATEMENT

GSW's compressed air installation has grown in demand to a point where an improvement in the energy efficiency of air generation, however small, can result in large energy savings. As the price per megawatt hour increases, the need for this improvement increases.

On the other hand, compressed air has become an indispensable energy source not only in mining or other niche industries, but in any medium to large industrial complex. This dependence on a stable and quality source of air is leading to the consideration of a more precise monitoring and control of the process of production and treatment of pressurised air.

PROJECT DESCRIPTION

The project will deal with the components necessary in the generation of quality air, the behaviour and modelling of these machines for the correct simulation of a pneumatic circuit, as well as for a more accurate understanding of the results of monitoring.

A state-of-the-art process developed at Velfair for live monitoring of the most important variables in a pneumatic circuit will be briefly explained. This monitoring process initially conceived for predictive maintenance has been used in this project to carry out an audit to study the behaviour of the system in transient and steady state.

Transient state:

A simulation of the circuit will be built using Simulink which allows the behaviour of the system in the transient state to be calculated. This simulation has made it possible to calculate the damping parameters and settling time necessary to guarantee the maximum quality of air supply, this being understood as the time that air is provided in an acceptable range of pressures in an uninterrupted manner. The analogy with the electrical system would be to provide 230 volts to a household on an uninterrupted basis, which would be the maximum quality of an electrical supply. Unlike the reality of a household, demand will influence air production, and is a consideration in the values to be entered in X.8.I.

Steady state:

A calculation of the electricity cost necessary for air production will be made taking into account the consumption monitoring data as well as the values offered by the Spanish electricity grid online through its API.

CONCLUSIONS / BUDGET

The main implications of the transient and steady state are as follows:

Making a more exhaustive study of the circuit, it will be observed that there is a direct relationship between the quality of supply, the electrical cost of generation and the maintenance cost of the equipment.

If we look for maximum air quality in the transient state of the circuit, we will directly intervene in the establishment value of the requested pressure and flow rate, seeking to minimise the gap between demand and supply (reducing hysteresis). This establishment time will be influenced by the damping of the second degree abstraction of the transfer function of the circuit. As a result of this parameter modification in the X.8.I room controller [3], the compressors will be forced to work under a state of constant rectification. A high frequency in the start-up and unloading of a compressor influences its lifetime by decreasing it and increases its maintenance cost. On the other hand, peaks in air generation lead to peaks in electricity consumption, which means higher consumption of the installation in the long term.

The conclusion drawn is the basis for the development of a tool, which could consist of a panel with a regulation bar with two ends. At one end would be the setting of a circuit state that prioritises quality of service over electricity cost and maintenance cost, used in times of high demand for the industrial complex. At the other extreme, a state that prioritises lifetime and electricity cost over quality of service, used in times of low demand where cost reduction is prioritised over productivity. Between these two extremes there will be a range of behaviours that will modify the operating sequence of the circuit, as well as the damping and pressure bandwidth parameters of the X.8.I room controller, taking into consideration the study and simulations of this project.

BIBLIOGRAFÍA

[1] Wikipedia, «Simulink,» [En línea]. Available: https://es.wikipedia.org/wiki/Simulink.

[2] REE, «API e·sios Documentation,» [En línea]. Available: https://api.esios.ree.es.

[3] Ingersoll Rand, «X8I_X12I_Quick_Setup_Manual_80445067_ES».

ÍNDICE GENERAL

DOCUMENTO 1. MEMORIA

DOCUMENTO 2. ANEXOS

DOCUMENTO 3. PLANOS

DOCUMENTO 4. PRESUPUESTO

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Tabla de valor de coeficiente de pérdidas (Fuente: [12]) 26
Tabla 2 Tabla de relación entre componentes y longitud equivalente de pérdida de presión (Fuente: [12]) 27
Tabla 3 Funciones de transferencia según el orden del sistema. 45
Tabla 4 Resumen de las funciones de transferencia de los elementos del circuito neumático. 47
Tabla 5 Tabla resumen del proceso de monitorización. 52
Tabla 7 Tabla resumen de la generación en GSW. 72
Tabla 8 Tabla resumen de los prefiltros en GSW. 73
Tabla 9 Tabla resumen de los secadores en GSW. 73
Tabla 10 Tabla resumen de los postfiltros en GSW. 74
Tabla 11 Tabla resumen de los depósitos en GSW. 74
Tabla 12 Potencia útil y consumo eléctrico en carga de un R.160.I_X.7,5. 75
Tabla 13 Potencia útil y consumo eléctrico en carga y descarga de un R.160.I_X.7,5. 77
Tabla 14 Régimen de funcionamiento de un R.160.N_X.10 AC a 6.5 bar. (Fuente: [42]) 79
Tabla 15 Potencia útil y consumo eléctrico en carga de un RS.250.I_A.7,5. 84
Tabla 16 Potencia útil y consumo eléctrico en carga y descarga de un RS.250.I_A.7,5. 86
Tabla 17 Estudio de la calidad del servicio en función de la banda de presión antes del X.8.I. 108
Tabla 18 Estudio de la calidad del servicio en función de la banda de presión después del X.8.I. 108
Tabla 19 Relación entre Tonelada Equivalente de Petróleo y $C0_2$ ahorrado. 111

ÍNDICE DE FIGURAS

Ilustración 1 Proceso de admisión de aire a través de la válvula de admisión. (Fuente: [2]) 16
Ilustración 2 Clasificación de compresores. (Fuente: [3]) 18
Ilustración 3 Rango de operación de diferentes tipos de compresores. (Fuente: [4]) 19
Ilustración 4. Compresor de pistón. (Fuente: [5]) 19
Ilustración 5 Un moderno compresor de tornillo lubricado con aceite y con accionamiento integrado. (Fuente: [3]) 20
Ilustración 6 Compresor de tornillo. (Fuente: [5]) 20
Ilustración 7 Diagrama de flujo de un compresor de tornillo con inyección de aceite. (Fuente: [3]) 21
Ilustración 8 Símbolo universal de filtro (Fuente: [9]) 23
Ilustración 9 Símbolo universal de un secador (Fuente: [9])) 23
Ilustración 10 Nomograma para el cálculo de tuberías de aire comprimido. (Fuente: [14]) 28
Ilustración 11 Ábaco para el cálculo de la capacidad del acumulador en m^3 de aire libre. (Fuente: [15]) 29
Ilustración 12 Banda de presión (azul) y presión de consigna (rojo). 30
Ilustración 13 Respuesta a un impulso de un sistema de segundo orden, con margen de seguridad del 5%. (Fuente: [16]) 30
Ilustración 14 Presión de consigna y banda de presión antes de aplicar el X8I. 31
Ilustración 15 Presión de consigna y banda de presión después de aplicar el X8I. 31
Ilustración 16 Secador frigorífico. (Fuente: [17]) 33
Ilustración 17 Secador de adsorción. (Fuente: [17]) 33
Ilustración 18 Filtro de aire. (Fuente: [10]) 34
Ilustración 19 Símbolo universal de un purgador automático. (Fuente: [9]) 35
Ilustración 20 Estudio del tiempo de respuesta de una instalación usando Automation estudio. (Fuente: [20]) 38
Ilustración 21 Graficado de una variable del circuito. (Fuente: [21]) 38
Ilustración 22 Simulink conectado a un hardware de control. (Fuente: [22] 39
Ilustración 23 Xe-145M. (Fuente: [26]) 42
Ilustración 24 Sistema de orden 0 (Fuente: [27]) 45
Ilustración 25 Sistema de nivel de líquidos. (Fuente: [28]) 45
Ilustración 26 Sistema de orden 2 (Fuente: [29]) 45
Ilustración 27 Respuesta típica al escalón unitario de un sistema de control. (Fuente: [30]) 46
Ilustración 28 Metodología implementada en este Trabajo Fin de Máster. 48
Ilustración 29 Red modbus. (Fuente: [31]) 49
Ilustración 30 Puerto GPIO [General Purpose Input/Output]. (Fuente: [32]) 50
Ilustración 31 Interfaz de usuario de Grafana. (Fuente: [33]) 51
Ilustración 32 Analizador de redes o vatímetros de los compresores de GSW. 54
Ilustración 33 Desglose término de facturación antes del 1 de agosto de 2021. (Fuente: [38]) 57
Ilustración 34 Desglose término de facturación después del 1 de agosto de 2021. (Fuente: [38]) 58
Ilustración 35 Resultado y representación del coste eléctrico peninsular en un día. 62
Ilustración 36 Representación del coste eléctrico peninsular y el precio eléctrico real (azul) en un día. 63
Ilustración 37 En la parte inferior, régimen de trabajo del compresor variable. 65
Ilustración 38 El COM1 (reserva) es el que regula el sistema, en lugar del compresor variable. 66

Ilustración 39 Comparativa de pérdida de presiones antes y después de un mantenimiento de los filtros. 67
Ilustración 40 Etapas de implementación del controlador de sala. 70
Ilustración 41 Diagrama representativo de la instalación de GSW. 71
Ilustración 42 Ficha técnica de un R.0160.I_X.7,5. (Fuente: [42]) 75
Ilustración 43 Ficha técnica del motor eléctrico de un R.160.I_X.7,5. (Fuente: [42]) 76
Ilustración 44 Ficha técnica del motor eléctrico de un R.160.I_X.7,5. (Fuente: [42]) 76
Ilustración 45 Régimen de funcionamiento de un R.160.N_X.10 AC. (Fuente: [42]) 78
Ilustración 46 Régimen de funcionamiento de un R.160.N_X.10 AC. (Fuente: [42]) 78
Ilustración 47 Aproximación polinómica de 2º grado (forzada en el [0,0] de la relación Potencia-caudal del R.160.N_X.10 AC a 6.5 bar). 79
Ilustración 48 Aproximación polinómica de 2º grado de la relación Potencia-caudal del R.160.N_X.10 AC a 6.5 bar. 80
Ilustración 49 Aproximación polinómica de 1º grado de la relación Potencia-caudal del R.160.N_X.10 AC a 6.5 bar. 80
Ilustración 50 Potencia específica del R.160.N_X.10 AC a 6.5 bar. 81
Ilustración 51 Porcentajes de modulación de carga de un R.S.250.I_A.7,5. (Fuente: [43]) 83
Ilustración 52 Ficha técnica de un de un R.S.250.I_A.7,5. (Fuente: [42]) 83
Ilustración 53 Ficha técnica del motor eléctrico de un RS.250.I_A.7,5. (Fuente: [42]) 84
Ilustración 54 Ficha técnica del motor eléctrico de un RS.250.I_A.7,5. (Fuente: [42]) 85
Ilustración 55 Potencia y pérdidas de un motor eléctrico. (Fuente: [44]) 85
Ilustración 56 Secuencia de funcionamiento de los compresores. (Fuente: [26]) 88
Ilustración 57 Demostración de mejor interpolación para una función f(x). (Fuente: [52]) 90
Ilustración 58 Presión antes de la interpolación. 91
Ilustración 59 Presión después de la interpolación. 91
Ilustración 60 Variables de entrada y salida introducidas. 92
Ilustración 61 Ventana principal de Herramienta System Identification. (Fuente: [46]) 92
Ilustración 62 Presión de Calle (Presión a la entrada de producción). 93
Ilustración 63 Datos originales y obtenidos de la planta real. 94
Ilustración 64 Modelo utilizado para la estimación de la función de transferencia. 95
Ilustración 65 Comparación entre la señal real y los datos estimados del modelo. 95
Ilustración 66 Respuesta del modelo estimado al escalón unitario. 96
Ilustración 67 Lugar geométrico de las raíces del modelo estimado. 96
Ilustración 68 Respuesta de presión y caudal para una entrada impulso del Compresor 1. 97
Ilustración 69 Respuesta de presión y caudal para una entrada impulso del Compresor 2. 98
Ilustración 70 Respuesta de presión y caudal para una entrada invertida escalón del Compresor 2. 98
Ilustración 71 Respuestas de presión y caudal para una entrada impulso del Compresor 3. 99
Ilustración 72 Respuestas de presión y caudal para una entrada escalón del Compresor 4. 100
Ilustración 73 Simulación del circuito neumático en el campo de la neumática usando Simulink. 101
Ilustración 74 Simulación del circuito neumático en el campo de la neumática usando Simulink, con un controlador de sala X.8.I. 101
Ilustración 75 Relación entre potencia y caudal de dos compresores variables y su secuencia de cambio. 104
Ilustración 76 Propiedades de los compresores de la instalación. 105
Ilustración 77 Porcentajes de funcionamiento introducidos en el controlador de sala X.8.I. .. 106
Ilustración 78 Ejemplo de entrada en ciclo del compresor 3 antes de la aplicación del X.8.I. . 107

Ilustración 79 Banda de presión y presión de consigna de la presión. 107
Ilustración 80 Estudio de la banda de presión antes del X.8.I. 108
Ilustración 81 Estudio de la banda de presión después del X.8.I. 109
Ilustración 82 Representación de los factores responsables de la huella de carbono. (Fuente: [55]) 110
Ilustración 83 Página 1, generalidades del sistema. (Fuente: [26]) 125
Ilustración 84 Página 3 a 4, Entradas y salidas. (Fuente: [26]) 126
Ilustración 85 Página 3 a 5 Opciones del operador. (Fuente: [26]) 127
Ilustración 86 Resumen controlador X4I y X8I. (Fuente: [58]) 128
Ilustración 87 Resumen controlador X12I. (Fuente: [58]) 129
Ilustración 88 Diagrama de uso de un controlador X.12.I, (Fuente: [58]) 130
Ilustración 89 Diagrama detalle del uso de un controlador X.12.I, (Fuente: [58]) 131
Ilustración 90 Presión del sistema típico en relación al tiempo. (Fuente: [26]) 132
Ilustración 91 Control de presión VSD típico en relación al tiempo. (Fuente: [26]) 132
Ilustración 92 Tolerancia en relación a PH y PL. (Fuente: [26]) 133
Ilustración 93 Secuencia de funcionamiento de los compresores. (Fuente: [26]) 135
Ilustración 94 Ejemplo de aplicación de Tolerancia y amortiguación. 136
Ilustración 95 diagrama de funcionamiento del panel de control de un X8I. (Fuente: [26]) 137
Ilustración 96 Controlador X.8.I en Birla. (Fuente: [59]) 138
Ilustración 97 Controlador X.8.I en GSW. (Fuente: [59]) 138
Ilustración 98 Resultado de la transformación con el programa online. (Fuente: [62]) 140
Ilustración 99 Diagrama de funcionamiento y variables físicas de un depósito. (Fuente: [64]) 142
Ilustración 100 Diagrama de bloques de una válvula. (Fuente: [65]) 144
Ilustración 101 Diagrama explicativo del funcionamiento de una válvula neumática. (Fuente: [65]) 144
Ilustración 102 Instalación de generación y distribución de aire comprimido. 149
Ilustración 103 Instalación de generación de aire comprimido. 150

MEMORIA

ÍNDICE MEMORIA

1 INTRODUCCIÓN Y OBJETO 14
2 ALCANCE 15
2.1 Regímenes 15
2.1.1 Régimen transitorio 15
2.1.2 Régimen estacionario 15
2.2 Conclusión de las dos aplicaciones 15
3 ESTADO DEL ARTE 16
3.1 RESUMEN DE LA GENERACIÓN Y TRATAMIENTO DE AIRE 16
3.1.1 Compresión del aire 16
3.1.2 Tratamiento del aire 17
3.2 CLASIFICACIÓN DE LOS COMPRESORES 17
3.2.1 Compresores dinámicos 18
3.2.2 Compresores de desplazamiento o positivos 18
3.3 AIRE COMPRIMIDO Y SUS APLICACIONES 22
3.3.1 Aplicaciones donde se use aire comprimido 22
3.3.2 Ventajas del aire comprimido 22
3.4 INSTALACIONES NEUMÁTICAS Y SU DISEÑO 23
3.4.1 Funcionamiento de un circuito neumático y sus componentes 23
3.5 MEJORA DE LA EFICIENCIA EN INSTALACIONES NEUMÁTICAS 30
3.5.1 Mejora de la calidad del servicio/banda de presión 30
3.5.2 Sala de compresores 31
3.5.3 Presión de trabajo de compresores 32
3.5.4 Presión de carga/vacío de compresores 32
3.5.5 Secadores frigoríficos o de adsorción 33
3.5.6 Los filtros de línea y los purgadores automáticos 34
3.5.7 Red de aire comprimido 35
3.6 SOFTWARE DE SIMULACIÓN DE CIRCUITOS NEUMÁTICOS 37
3.6.1 Neumática 37
3.6.2 Automática 39
3.7 ACCIONES BÁSICAS DE CONTROL 40
3.7.1 Equipos de control 40
3.7.2 Estado del arte: automática 43
4 METODOLOGÍA 48

4.1 MÉTODO DE ANÁLISIS DE DATOS 48
4.1.1 Cómo funciona el SMART MONITORING 48
4.2 VARIABLES A ESTUDIAR 53
4.2.1 Lectura a través de Smart Monitoring 54
4.2.2 Lectura a través de vatímetros 54
4.2.3 Lectura de la base de datos de Red Eléctrica Española 54
4.3 ESTABLECIMIENTO DE PUNTOS DE ACTUACIÓN 64
4.3.1 Régimen de demanda elevada: estable, saturado y anómalo 65
4.3.2 Saturación de filtros 66
4.3.3 Estrategia de mejora de la eficiencia de la red neumática 68
4.4 ANÁLISIS EFICIENCIA DE PUNTOS DE ACTUACIÓN 69
5 CASO DE ESTUDIO: GSW 70
5.1 PROCESO DE IMPLEMENTACIÓN 70
5.2 DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN BAJO ESTUDIO 71
5.2.1 Instalación de GSW 71
5.3 AUDITORÍA ENERGÉTICA INICIAL 74
5.3.1 Modos de funcionamiento y potencias y consumos de los compresores de GSW (en estado estacionario) 74
5.3.2 Secuencia de compresores y comportamiento del sistema en estado estacionario calculada 87
5.3.3 Cálculo de los parámetros de amortiguación y demás variables del estado transitorio del circuito 89
5.3.4 Determinación de las constantes del X.8.I 102
5.4 ESTUDIO TRAS APLICAR EL X.8.I 106
5.4.1 Mejora en el estado transitorio 106
5.4.2 Mejora en estado estacionario 107
6 CONCLUSIONES 112
7 BIBLIOGRÁFIA 114

1 INTRODUCCIÓN Y OBJETO

Como consecuencia de la oportunidad laboral que me brindó la empresa Global Steel Wire, a través de Velfair, y concretamente el área especializada en ingeniería, formada por un equipo de expertos en el diseño de sistemas y automatismos a medida para la industria, surgió la idea de llevar a cabo este Trabajo de Fin de Master, para cuya consecución he podido aprovecharme activamente en el desempeño de mi puesto de trabajo de la innovación y la trasformación digital que, en definitiva, orientan la actividad del área de ingeniería de la empresa.

Con el aumento del coste del megavatio hora, se está buscando en general un aumento en la eficiencia energética de todo proceso industrial. La generación de aire comprimido es un proceso al que, inicialmente, no se le veía un gran margen de mejora. Hay que considerar que cuando estamos en presencia de un solo compresor el coste del aire está asociado directamente al coste de la electricidad, por lo que su aplicación se consideraba de nicho, es decir, se utilizaba residualmente para aplicaciones industriales en cadenas de montaje, en el uso de ciertas herramientas neumáticas, o en salas de pintado, pero siempre ha existido la creencia de que podía llegar a ser sustituido, en la mayoría de los casos, por elementos eléctricos, y en aquellos casos en los que no era así, se consideraba su consumo ínfimo.

Sin embargo, los beneficios que aporta la neumática sobre la electricidad, tales como mayor torque, menor sobrecalentamiento, mantenimiento más sencillo…, así como su necesidad en otros procesos industriales como lavado, lijado, pintado, etc, derivaron en un consumo mucho mayor de lo esperado del compresor. En el caso de GSW, este consumo de aire derivó en la necesidad de poseer cuatro compresores de potencia media (en términos industriales), actuando coordinadamente para satisfacer una demanda de aire inestable.

Podríamos hacer un símil de lo ocurrido a un circuito eléctrico. Así, una persona puede diseñar de manera sencilla el circuito eléctrico de alimentación a un circuito con una pequeña cantidad de resistencias, bombillas y algún motor; sin embargo, cuando la alimentación se hace para cientos de hogares o puntos de consumos independientes, empezamos a hablar en términos de redes eléctricas y plantas de generación. En estos casos, una mejora de la eficiencia, por muy pequeño que sea el porcentaje de esta, puede suponer un gran ahorro.

No podemos revelar información sobre la red de consumo de la empresa tratada, por lo que debemos suponer que estamos alimentado a “la red”, que es lo suficientemente grande como para tener en cuenta una mejora de la eficiencia en generación de aire, pero demasiado pequeña como para no verse afectada por cambios puntuales en la generación o en el consumo. Por lo tanto, un análisis correcto de la instalación sería buscar el mayor ahorro energético, sin comprometer la rápida adaptabilidad del sistema al cambio de la demanda.

Se ha intentado la búsqueda del ahorro energético estudiando el circuito en el estado estacionario, y el estudio de la agilidad en la generación para adaptarse a la demanda se realiza investigando el estado transitorio del circuito.

La finalidad del proyecto es dar a la industria una herramienta que le permita decidir si desea una mayor eficiencia energética para ahorrar costos de producción sacrificando la rapidez de actuación o, por el contrario, aumentar la eficacia de la generación a costa de picos de consumo en la generación de aire comprimido.

2 ALCANCE

En este proyecto se ha estudiado el impacto que supondría la aplicación de un controlador de sala X.8.I en una instalación de aire comprimido. El proyecto comienza con una introducción a los conceptos de la neumática que influyen en el comportamiento de la presión y caudal dentro de un circuito neumático. A partir de estos valores y con una explicación de conceptos de automática se intenta parametrizar el circuito para realizar una simulación de este en el régimen transitorio.

El X.8.I nos permite gestionar el comportamiento del sistema tanto en régimen transitorio como en régimen permanente.

2.1 Regímenes

2.1.1 Régimen transitorio

Mediante la modificación de los parámetros de Tolerancia (TO), Amortiguación (DA) y tasa de cambio de presión del sistema (CP) podremos reducir el tiempo de asentamiento de la señal de la presión y mejorar la capacidad de respuesta del sistema ante cambios en la demanda.

2.1.2 Régimen estacionario

Un estudio detallado de la potencia específica y modo de comportamiento de los compresores nos permitirá demostrar cual es la mejor secuencia de funcionamiento que estos deben seguir para que el consumo en conjunto sea mínimo.

2.2 Conclusión de las dos aplicaciones

La búsqueda de una mejora de la calidad del servicio determinará, en primer lugar, un óptimo funcionamiento del circuito que incremente la productividad de la fábrica y en segundo un ahorro sustancial en el consumo eléctrico. La determinación del ahorro económico que supone la introducción del controlador X.8.I se hará aplicando un coste muy cercano a la realidad del kWh. Este coste se actualizará cada hora usando la API de la red eléctrica española junto con parámetros específicos del precio de la factura de la luz.

De manera secundaría se buscará un mejor retorno de la inversión en la compra de compresores teniendo en cuenta la reducción en su coste de mantenimiento y aumento de vida útil gracias a una coordinación de su funcionamiento más inteligente.

3 ESTADO DEL ARTE

En primer lugar, se debe hacer un estudio de los tipos de compresores utilizados en la instalación y su funcionamiento. El primer paso de un estudio energético es corroborar que se está utilizando la máquina correcta para el caso que ocupa.

3.1 RESUMEN DE LA GENERACIÓN Y TRATAMIENTO DE AIRE

3.1.1 Compresión del aire

Los pasos en el proceso de compresión de aire son [1]: admisión, compresión, almacenamiento integrado, enfriamiento integrado y descarga, aunque no todos los compresores necesitan almacenamiento o enfriamiento integrados.

Admisión

La admisión es el proceso de aspiración del aire, entrando éste al compresor a través de una válvula de entrada de aire y siendo empujado por la fuerza que ejerce la presión atmosférica. La válvula de entrada está precedida por un filtro, la cual protege el compresor de posibles contaminantes que se encuentren en el aire.

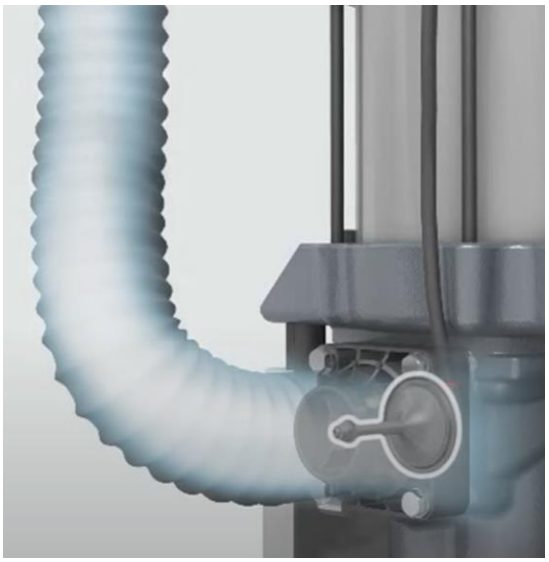


Ilustración 1 Proceso de admisión de aire a través de la válvula de admisión. (Fuente: [2])

Compresión

El aire fluye hacia la cámara de compresión, donde éste es comprimido. La compresión se puede definir como el proceso donde tiene lugar la conversión de la energía cinética en energía potencial, en este caso en forma de aire presurizado.

Más tarde, cuando se enumeren los tipos de compresores, se explicará cómo cada tipo de compresor sigue este procedimiento, aunque existe un concepto fundamental que se aplica a todos los compresores [1]:

- **Desplazamiento**: comprimen el aire mediante desplazamiento positivo o no positivo, a este segundo se le conoce como compresores dinámicos.

  - Los compresores de desplazamiento positivo aumentan la presión reduciendo el volumen del aire.

- **Los compresores dinámicos** aumentan la presión del aire con el crecimiento de su velocidad (incrementando directamente la energía cinética del aire), para más tarde reducirla.

Los compresores pueden o no estar lubricados en aceite, dependiendo del medio y aplicación, en nuestro caso solo tratamos compresores lubricados debido a su alta capacidad de refrigeración y autosellado; y su bajo coste de fabricación. Solamente aquellas industrias que necesitan aire con bajas concentraciones de partículas de aceite como la química, utilizan compresores sin lubricantes en la cámara de compresión.

Una vez llevada a cabo la compresión del aire en el compresor, se aplican una serie de tratamientos para mejorar su estabilidad y calidad a lo largo del tiempo.

3.1.2 Tratamiento del aire

Almacenamiento integrado

Normalmente el aire suele fluir a continuación hacia un tanque receptor integral (a veces llamado tanque de almacenamiento, tanque de aire o depósito), ya que estabiliza el caudal de aire a la salida del sistema.

Enfriamiento integrado

Comprimir aire genera calor tal y como nos demuestra la Ley de Gay-Lussac. En teoría no es necesario enfriar el aire antes de salir del compresor; sin embargo, la mayoría de los compresores eléctricos trifásicos y algunos compresores a diésel contienen postenfriadores integrados para reducir la temperatura del aire antes de la descarga.

Los compresores con postenfriadores también tendrán separadores de agua para eliminar el exceso de humedad que cae de la corriente de aire durante el enfriamiento.

En la industria, el subenfriamento del aire no es opcional; así como todos los procesos de tratamiento de aire que este necesite. Pequeñas partículas de agua u otros residuos en un circuito neumático de media presión pueden erosionar la infraestructura y las herramientas neumáticas de manera agresiva, acortando en gran medida su vida útil. Es por ello por lo que se introducen enfriadoras diseñadas con ese cometido después del proceso de compresión. Este tema se explicará con detalle posteriormente.

Descarga

Finalmente, el aire fluye a través de la válvula de descarga, ya sea directamente al punto de uso (por ejemplo, un martillo cincelador en un compresor a diésel portátil) o primero a una serie de secadores y filtros (por ejemplo, para el aire para instrumentos en una planta de manufacturación). Por norma general se instala un purgador antes de un punto de descarga para evitar la llegada de partículas de agua a la máquina. Durante el viaje que recorre el aire desde el enfriado y secado hasta el punto de descarga, ha podido verse modificada la temperatura del aire, o haber cambiado su humedad relativa por escapes, porosidades en tuberías…

3.2 CLASIFICACIÓN DE LOS COMPRESORES

Estudiamos los principales compresores usados en la industria para comprobar que los que poseemos son los óptimos. Tal y como establecimos en la introducción, existen dos tipos fundamentales de compresores como se muestra en “Compresión” [3]:

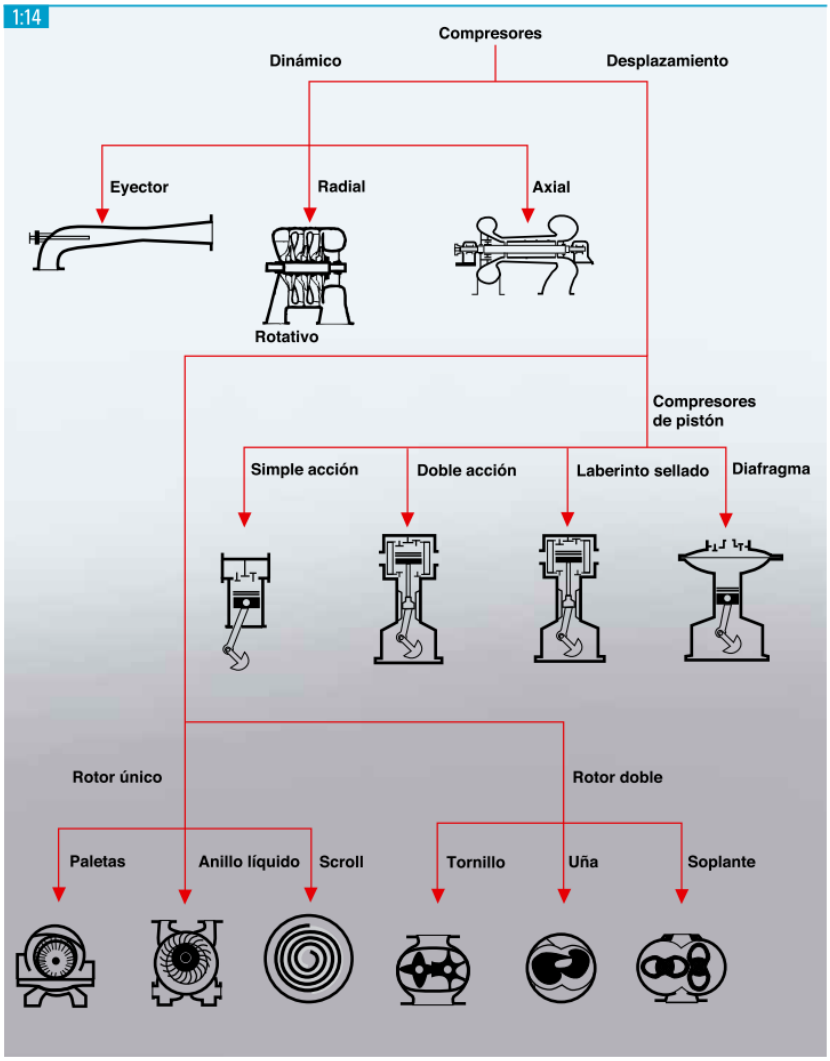


Ilustración 2 Clasificación de compresores. (Fuente: [3])

3.2.1 Compresores dinámicos

Los compresores dinámicos, a diferencia de los compresores de desplazamiento, que funcionan a presión variable y caudal constante; poseen un régimen de funcionamiento a presión constante y caudal variable.

Su rendimiento se ve afectado por las condiciones externas; un cambio en la temperatura de entrada tiene como consecuencia un cambio de la capacidad de compresión del aire.

3.2.2 Compresores de desplazamiento o positivos

Un compresor de desplazamiento encierra un volumen de gas o aire y después incrementa la presión reduciendo dicho volumen mediante el desplazamiento de uno o más miembros en movimiento.

La siguiente gráfica muestra el rango de operación de los compresores de desplazamiento:

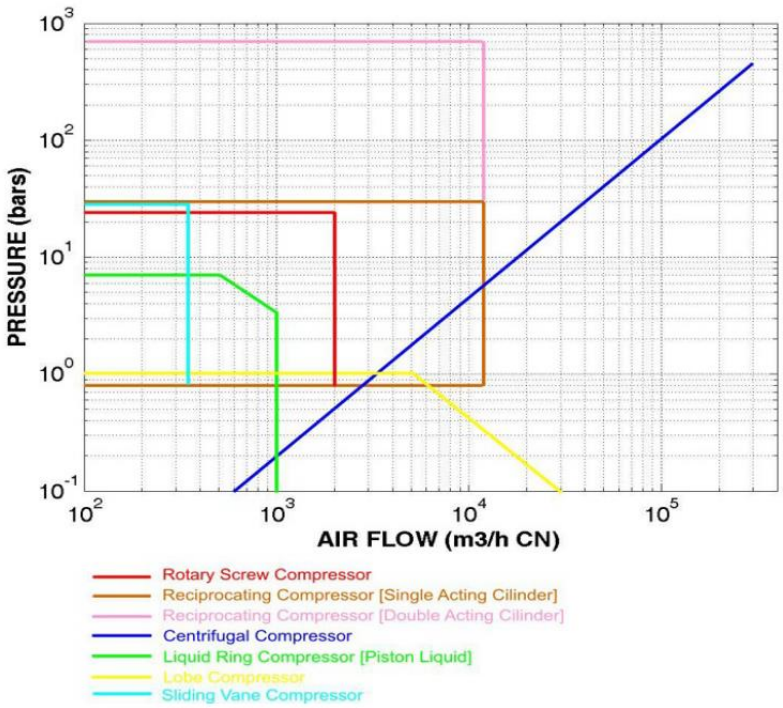


Ilustración 3 Rango de operación de diferentes tipos de compresores. (Fuente: [4])

Los compresores de nuestro estudio son "Compresor de Tornillo inyectado en aceite".

3.2.2.1 Compresor de pistón

El compresor de pistón o alternativo es el compresor de aire disponible más económico y menos costoso. Se trata de un compresor de aire sencillo y robusto que se utiliza en pequeños talleres de maquinaria, carrocería y neumáticos, así como en pequeñas instalaciones de fabricación.

Los compresores de pistón solo están pensados para un uso intermitente ya que precisan de refrigeración. Esto significa que pueden trabajar solamente alrededor del 50-60 % de su ciclo de trabajo, lo que implica que funcionarán de 30 a 35 minutos cada hora durante su ciclo de trabajo.

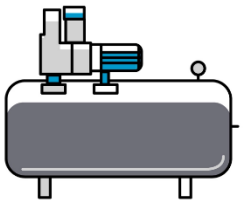


Ilustración 4. Compresor de pistón. (Fuente: [5])

En tercer lugar, es necesario tomar en consideración el gran vertido de aceites que poseen estos compresores. Por otro lado, poseen una alta contaminación sonora cuando se encuentran en funcionamiento a plena carga. Este problema puede derivar en malas condiciones de trabajo y productividad.

3.2.2.2 Compresor de tornillo rotativo

Las piezas principales de un compresor de tornillo son los rotores macho y hembra, que giran en direcciones opuestas mientras disminuye el volumen entre ellos y la carcasa. Cada elemento de tornillo tiene una relación de presiones integrada fija que depende de su longitud, del paso del

tornillo (la distancia entre dientes) y de la forma de la lumbrera de descarga. Es capaz de funcionar con una alta velocidad del eje, lo que le permite combinar un gran caudal con unas pequeñas dimensiones exteriores.

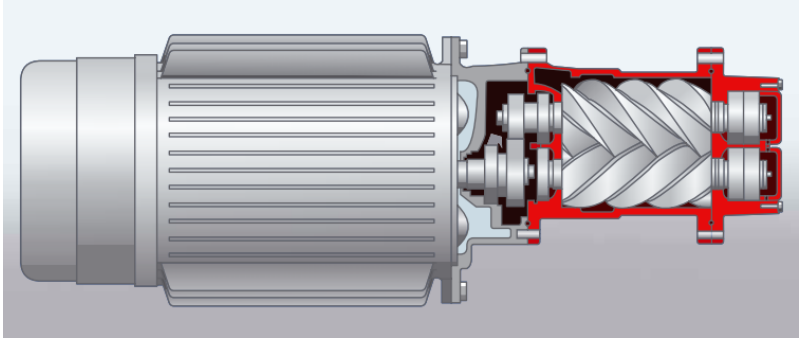


Ilustración 5 Un moderno compresor de tornillo lubricado con aceite y con accionamiento integrado. (Fuente: [3])

A diferencia de los compresores de pistón, pueden utilizarse para las operaciones que requieran un ciclo de trabajo continuo. No necesitan paradas para refrigeración, y entregan su máximo potencial en un estado estacionario.

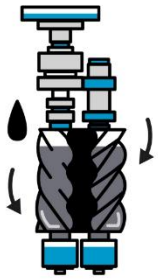


Ilustración 6 Compresor de tornillo. (Fuente: [5])

Finalmente, los compresores de accionamiento de velocidad variable resultan ser la opción más idónea para las instalaciones que tienen fluctuaciones en su demanda de flujo. La salida de los compresores de aire de velocidad variable trata de coincidir con la demanda que se necesita. Es decir, el compresor puede detectar la cantidad de flujo que se está utilizando y ajustar su velocidad para permitir solo la salida que resulte ser necesaria. Por eso, su uso se hace necesario en industrias de alta demanda de aire con grandes variaciones de caudal [5].

3.2.2.2.1 Compresores de tornillo inyectado en aceite

En este tipo de compresores se inyecta un líquido en la cámara de compresión, y, de manera complementaria en los rodamientos del compresor.

La función de este líquido es la de enfriar y lubricar las piezas móviles del elemento compresor, enfriar el aire que se comprime internamente y reducir las fugas de retorno a la aspiración. La refrigeración es necesaria para un aumento de la vida útil del compresor. La compresión de aire para un mismo volumen y cantidad de fluido genera un aumento de la temperatura de este (pV=nRT), en un sistema con posibles rozamientos metálicos es posible que a altas temperaturas puedan astillarse o incluso fundirse los dientes del tornillo.

El aceite es el líquido más usado, debido a su capacidad de lubricación y sellado. Es posible emplear otros líquidos tales como el agua o polímeros; sin embargo, por su viscosidad y altos coeficientes térmicos el aceite es el mejor lubricante y refrigerante.

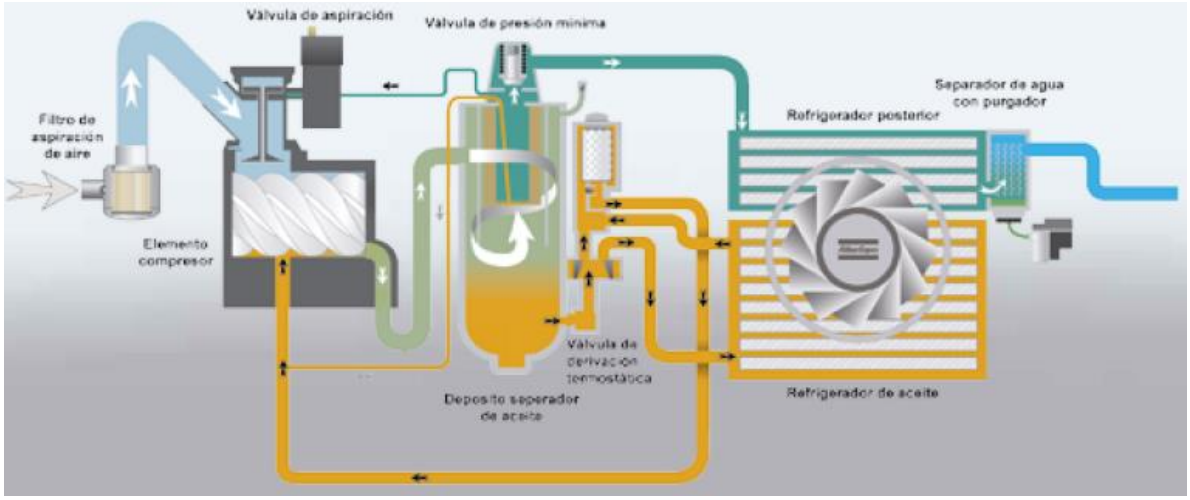


Ilustración 7 Diagrama de flujo de un compresor de tornillo con inyección de aceite. (Fuente: [3])

Observados los distintos tipos de compresores se llega a la conclusión de que los idóneos para la industria de nuestro trabajo son los compresores de tornillo inyectado en aceite de caudal variable. La razón para esta decisión es que en este proyecto se analiza una instalación de alta demanda de caudal con grandes fluctuaciones en su demanda. Dado que la industria fue añadiendo su parque de compresores conforme aumentaba su producción, comenzó con compresores fijos dado su menor coste de compra; y a estos se les añadió en último lugar un compresor variable de alta capacidad.

Si comenzáramos el diseño de una instalación de aire comprimido en una industria desde cero y quisiéramos calcular el tipo de compresor a seleccionar en función del consumo y la fluctuación del mismo, se deberían tener en consideración los aspectos comentados en el anexo “1.1 Aspectos Técnicos para Seleccionar un Compresor de Aire”.

3.3 AIRE COMPRIMIDO Y SUS APLICACIONES

3.3.1 Aplicaciones donde se use aire comprimido

En la industria, el aire comprimido se usa de dos maneras: como energía y como parte de un proceso. Estos dos tipos se conocen, respectivamente, como **Aire de energía** (Energy air) y a**ire activo** (Active Air).

El "**Aire de energía"** se utiliza para almacenar y transmitir energía para realizar trabajos mecánicos. Más específicamente, para alimentar equipos de producción neumática, mandriles de torno accionados por aire, piezas de limpieza a presión y finalmente para transportar o refrigerar componentes durante la producción. Se ha llegado a dar el caso de llegarse a utilizar el aire comprimido como elemento de propulsión de automóviles [6].

El "**Aire activo"**, por su parte, se requiere como parte activa e integral de un determinado proceso. En este caso, el aire entra en contacto con el producto, por lo que lógicamente la calidad de ese aire es muy importante. La calidad del aire limpio y seco, o la calidad CDA para abreviar, se puede mejorar utilizando compresores sin aceite y tratando el aire con el uso de una de las muchas herramientas neumáticas de calidad disponibles.

En muchos de los sectores donde se utiliza el aire activo, como por ejemplo el farmacéutico o el alimentario, se requiere además que el aire comprimido sea puro y no contenga rastro de aceite, puesto que en caso contrario se podrían contaminar los productos fabricados.

Las principales aplicaciones del aire comprimido son en:

1. **Industria farmacéutica:** se exige la máxima pureza y limpieza del aire. En este tipo de industria prima la necesidad de mantener un entorno estéril.
2. **Industria textil**: el aire comprimido es empleado en la limpieza de peines y agujas.
3. **Sector de la automoción**: El aire comprimido es necesario para poder accionar la maquinaria necesaria para fabricar y colocar las piezas; cómo herramientas neumáticas, destornilladores neumáticos…Por otro lado, el aire comprimido es idóneo para un pintado preciso y eficiente de la carrocería del coche.
4. **Industria química**: el aire puede llegar a ser usado como excipiente; entrando en contacto con los productos.
5. **Industria alimentaria**: el aire comprimido no debe tener rastro de aceite u otros residuos, ya que lo contrario podría dar lugar a lotes contaminados o alterados. Por ello existen tanto equipos de tratamiento de aire como filtros, purgadores, secadores, decantadores de purgas, separadores…Con objeto de asegurar y preservar la seguridad de la industria alimentaria, se ha fijado un estándar para la calidad del aire, denominada ISO 8573-1 [7].

3.3.2 Ventajas del aire comprimido

Por otra parte, hay que considerar su seguridad como aspecto destacable: no hay peligro de fugas tóxicas, explosión o incendios y resiste bien las sobrecargas sin provocar daños. Por tanto, la neumática industrial permite trabajar a alta velocidad manteniendo una precisión y seguridad capaz de evitar riesgos no solamente en máquinas, sino en lo más importante, equipos humanos [8].

3.4 INSTALACIONES NEUMÁTICAS Y SU DISEÑO

Procedemos a explicar el funcionamiento de manera simplificada de un circuito neumático y su dimensionamiento para un correcto entendimiento de la red actual a estudiar.

3.4.1 Funcionamiento de un circuito neumático y sus componentes

Un circuito de aire industrial consta de los principales elementos:

Compresor

El compresor cumple un papel fundamental en cualquier sistema neumático, ya que es el encargado de conseguir que el aire que aspira de la atmósfera tenga la presión suficiente para que se pueda completar el circuito.

Sistema de mantenimiento y tratamiento de aire

Tal y como comentamos anteriormente, en cualquier industria de medio o gran tamaño, existe un tratamiento de aire que sigue a la compresión de este. Este tratamiento es realizado por las unidades de mantenimiento. Su función se centra en obtener un aire limpio para que no ocurra ningún tipo de fallo en el circuito. Las unidades de mantenimiento realizan tres funciones básicas como son: regular la presión, filtrar y lubricar el aire. El objetivo es conseguir un aire de calidad.

Filtro

Ilustración 8 Símbolo universal de filtro (Fuente: [9])

El trabajo del filtro es retener las impurezas líquidas o sólidas presentes en el aire comprimido. Para ello se introduce el aire a la unidad centrífuga, de manera que las partículas líquidas, que son más pesadas, se proyectan contra las paredes del recipiente y son forzadas a adherirse a esta. Por la acción de la gravedad las partículas se depositan en el fondo para ser más tarde purgadas o drenadas por RMSA. El resto irán acumulándose en el filtro, reduciendo su efectividad y aumentando la resistencia al paso del aire, esto supone un aumento en la caída de presión. Cuando el filtro se haya saturado este deberá ser renovado [10].

Secador

Ilustración 9 Símbolo universal de un secador (Fuente: [9]))

Un secador de aire comprimido es un equipo fundamental que permite reducir de forma notable el contenido de vapor de agua o humedad en el aire comprimido. Dependiendo del tipo de secador puede hacerlo mediante subenfriamiento del aire y purgado del agua, o mediante filtros de adsorción o absorción.

Cilindros neumáticos

Son el componente encargado de producir la fuerza necesaria para que el circuito pueda completarse.

Válvulas

Son elementos capaces de permitir, impedir o desviar el paso del aire en los sistemas neumáticos. Los principales modelos utilizados son: bobinas magnéticas, válvulas de cierre, válvulas reguladoras de presión, electroválvula, o válvula de antena.

Tuberías neumáticas

Forman la estructura del sistema neumático, se caracterizan por su gran resistencia y durabilidad. Suelen estar fabricadas en acero o latón, si son portátiles también se pueden encontrar en plástico o caucho.

Uniones o racores

Son las uniones entre las diferentes partes de los sistemas neumáticos. Suelen estar hechas a medida y deben gozar de un estándar mínimo de calidad para evitar posibles fugas [11].

Dimensionamiento de una red cerrada de aire comprimido

Comprendidos los elementos más importantes en una instalación de generación y tratamiento de aire comprimido, se estudian y explican los parámetros a tener en cuenta en el diseño de un circuito neumático y las posibles pérdidas de aire que puede haber en cada uno de estos equipos.

Pérdidas de carga, caída de presión ΔP

Pérdidas lineales

En el caso de las pérdidas lineales usamos la ecuación de Darcy-Weisbach. Esta ecuación relaciona la pérdida de carga hidráulica (o neumática) debido a la fricción a lo largo de una tubería, teniendo en cuenta la velocidad media del flujo [12].

El cálculo del factor de fricción depende del régimen de flujo, el cual puede ser laminar o turbulento. Para detectar en qué régimen estamos debemos calcular el número de Reynolds.

Ecuación de Darcy Weisbach

La ecuación de Darcy-Weisbach contiene un factor adimensional, conocido como el factor de fricción de Darcy o de Darcy-Weisbach.

$$h_f = f \cdot \frac{L}{D_i} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

Donde:

- hf = Pérdida de carga debida a la fricción [metros].
- L = longitud total de la tubería [metros].
- Di = diámetro interior de la tubería [metros].
- v = velocidad media del fluido para las condiciones en la descarga [m/s].
- f = factor de fricción o coeficiente de resistencia de Darcy-Weisbach.
- g = gravedad $[9.81\ m/s^2]$.

Número de Reynolds

$$R_e = \frac{D_i \cdot v \cdot \rho}{\mu}$$

Siendo:

- Di = diámetro interior de la tubería [metros].
- v = velocidad media del fluido para las condiciones en la descarga [m/s].
- ρ = densidad del fluido para las condiciones en la descarga $[kg/m^3]$.
- μ = viscosidad dinámica del fluido $[Pa \cdot s]$.

El régimen de flujo puede ser:

- Laminar: cuando $R_e < 2300$.
- Turbulento: cuando $R_e > 4000$.

Las ecuaciones para calcular el factor de fricción en función del flujo son:

- Para régimen laminar, $R_e < 2300$.
  - $f = \frac{64}{R_e}$
- Para régimen turbulento, $R_e > 4000$ usamos la ecuación de Colebrook simplificada:
  - $\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \cdot \log\left(\frac{6.9}{R_e} + \frac{\varepsilon_r^{1.11}}{3.7}\right)$
  - Donde:
  - ε_r = rugosidad relativa.

El cálculo de la carga de pérdida lineal en unidades de presión [barg]:

$$\Delta P = \rho \cdot g \cdot h_f$$

Donde:

- ΔP = pérdidas de presión [barg].
- ρ = densidad del fluido para las condiciones en la descarga $[kg/m^3]$.
- g = gravedad $[9.81 m/s^2]$.

Pérdidas singulares

Para su determinación se emplea la expresión [13]:

$$h_v = K \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

- h_v = pérdidas de carga singulares [metros].
- v = velocidad media del fluido para las condiciones en la descarga [m/s].
- g = gravedad $[9.81 m/s^2]$.
- K = coeficiente de pérdidas de carga singulares.

El valor del coeficiente de pérdidas de carga singulares es específico para cada elemento singular que contenga la tubería. Para obtener el valor del coeficiente en función del diámetro nominal se utilizan tablas:

Tabla 1 Tabla de valor de coeficiente de pérdidas (Fuente: [12])

Accesorios		**Diámetro nominal** (en pulgadas)											
		1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2-3	4	6	8-10	12-16	18-24
	L/D	**Valores de K**											
Válv.de compuerta(abierta)	8	0.22	0.2	0.18	0.18	0.15	0.15	0.14	0.14	0.12	0.11	0.1	0.1
Válv.de globo(abierta)	340	9.2	8.5	7.8	7.5	7.1	6.5	6.1	5.8	5.1	4.8	4.4	4.1
Válv.de retención horizontal(check)	100	2.7	2.5	2.3	2.2	2.1	1.9	1.8	1.7	1.5	1.4	1.3	1.2
Válv.de retención horizontal oscilatoria(check)	50	1.4	1.3	1.2	1.1	1.1	1.0	0.9	0.9	0.75	0.7	0.65	0.6
Válv.de pie de disco(de huso)con colador	420	11.3	10.5	9.7	9.3	8.8	8.0	7.6	7.1	6.3	5.9	5.5	5.0
Válv.de pie de disco con bisagra	75	2	1.9	1.7	1.7	1.7	1.4	1.4	1.3	1.1	1.1	1.0	0.9
Codos estándar 90°	30	0.81	0.75	0.69	0.66	0.63	0.57	0.54	0.51	0.45	0.42	0.39	0.36
Codos estándar 45°	16	0.43	0.4	0.37	0.35	0.34	0.3	0.29	0.27	0.24	0.22	0.21	0.19
Codos estándar 90° radio largo	16	0.43	0.4	0.37	0.35	0.34	0.3	0.29	0.27	0.24	0.22	0.21	0.19
Codos estándar 180°	50	1.35	1.25	1.15	1.10	1.05	0.95	0.9	0.85	0.75	0.7	0.65	0.6
Curvas de 90°	20	0.54	0.5	0.46	0.44	0.42	0.38	0.36	0.34	0.3	0.28	0.26	0.24
T en línea (con derivación en la línea principal y lateral cerrada)	20	0.54	0.5	0.46	0.44	0.42	0.38	0.36	0.34	0.3	0.28	0.26	0.24
T en línea (con circulación por derivación)	60	1.62	1.5	1.38	1.32	1.26	1.14	1.08	1.02	0.9	0.84	0.78	0.72

Una vez conocemos el coeficiente de pérdida de carga de cada elemento singular, se calculan las pérdidas de carga h_v (en metros). A continuación, calculamos las pérdidas de presión:

$$\Delta P = \rho \cdot g \cdot h_v$$

Donde:

- ΔP = pérdidas de presión [barg].
- ρ = densidad del fluido para las condiciones en la descarga $[kg/m^3]$.
- g = gravedad $[9.81 m/s^2]$.

Otra manera de calcular, las pérdidas de presión, más cómoda y usada en la industria consiste en aplicar directamente la tabla de longitud equivalente como la que se muestra a continuación:

Tabla 2 Tabla de relación entre componentes y longitud equivalente de pérdida de presión (Fuente: [12])

Longitud equivalente de tubería en metros											
Componentes	Diámetro interior de tubería en mm (d)										
	25	40	50	80	100	125	200	250	250	300	400
Válvula de bola abierta 100%	0.3 5	0.5 8	0.6 10	1.0 16	1.3 20	1.6 25	1.9 30	2.6 40	3.2 50	3.9 60	5.2 80
Válv. diafragma abierta 100%	1.5	2.5	3.0	4.5	6	8	10	-	-	-	-
Válv. angular abierta 100%	4	6	7	12	15	18	22	30	36	-	-
Válvula de globo	7.5	12	15	24	30	38	45	60	-	-	-
Válvula antirretorno de clapeta	2.0	3.2	4.0	6.4	8.0	10	12	16	20	24	32
Codo R=2d	0.3	0.5	0.6	1.0	1.2	1.5	1.8	2.4	3.0	3.6	4.8
Codo R=d	0.4	0.6	0.8	1.3	1.6	2.0	2.4	3.2	4.0	4.8	6.4
Ángulo 90°	1.5	2.4	3.0	4.5	6.0	7.5	9	12	15	18	24
T, salida en línea	0.3	0.4	1.0	1.6	2.0	2.5	3	4	5	6	8
T, salida angular	1.5	2.4	3.0	4.8	6.0	7.5	9	12	15	18	24
Reductor	0.5	0.7	1.0	2.0	2.6	3.1	3.6	4.8	6.0	7.2	9.8

$$\Delta P = \frac{L \cdot 450 \cdot Q_{FAD}^{1.85}}{D_i^5 \cdot P_{wc}}$$

Donde:

- ΔP = pérdidas de presión [barg].
- L = longitud total de la tubería [metros].
- Q = flujo de aire FAD [L/s].
- Di = diámetro interno de la tubería [mm].
- Pwc = presión absoluta inicial [bar].

Normalmente se usan nomogramas para hacer estos tipos de cálculos de manera rápida, ver Ilustración 10.

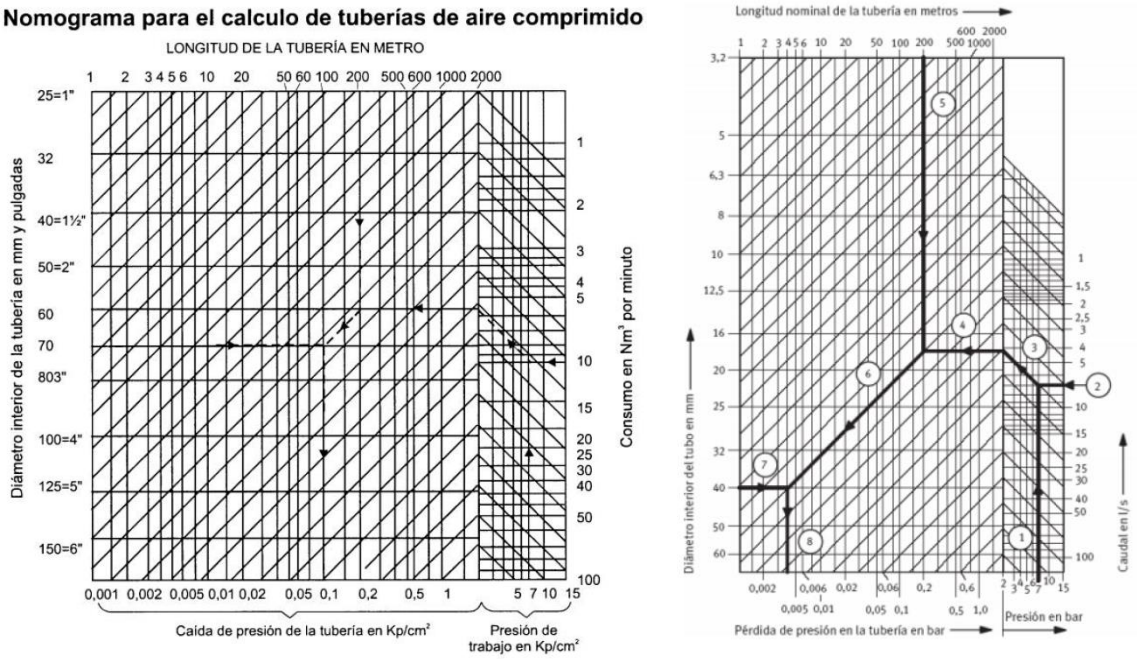


Ilustración 10 Nomograma para el cálculo de tuberías de aire comprimido. (Fuente: [14])

Cálculo del depósito

Un depósito limita la frecuencia de arranque y parada de los compresores, prolongando así su vida útil. Amortigua las pulsaciones del caudal de aire reduciendo fluctuaciones debido a la disminución de los ciclos de arranques del compresor. Actúan de diferenciador en periodos de regulación y hacen frente a las demandas sin provocar caídas de presión.

Debemos conocer el caudal de consumo de la instalación o el caudal a suministrar, y la frecuencia de actuación del compresor. La fórmula que define el cálculo del volumen de un depósito a la presión de trabajo es la siguiente:

$$V_{depósito} = \frac{Q_{CFM} * \frac{P_{atm}^2}{P_{trabajo}}}{Z * \Delta P}$$

Donde:

P_{atm}: es la presión de consumo en la instalación $[Pa]$.

$P_{trabajo}$: es la presión entregada por el compresor $[Pa]$.

Q_{CFM}: es el caudal que suministra el compresor $\left[\frac{m^3}{s}\right]$.

Z: es la frecuencia de activación del compresor $[s^{-1}]$.

ΔP: es la diferencia entre la presión máxima y la mínima del régimen.

Al igual que el anterior parámetro, este cálculo se podía haber hecho con un nomograma, ver Ilustración 11.

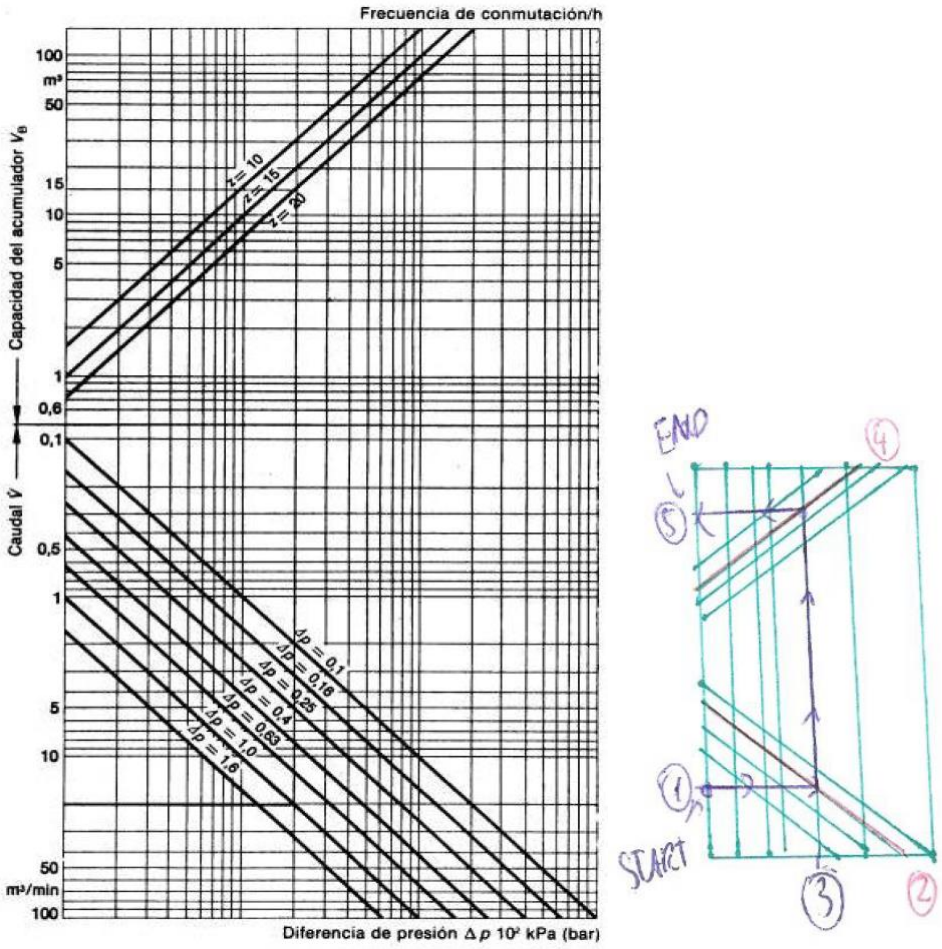


Ilustración 11 Ábaco para el cálculo de la capacidad del acumulador en m^3 de aire libre. (Fuente: [15])

3.5 MEJORA DE LA EFICIENCIA EN INSTALACIONES NEUMÁTICAS

3.5.1 Mejora de la calidad del servicio/banda de presión

A partir de la presión de fábrica, se determina la calidad de servicio de la red neumática, considerando ésta como el porcentaje del tiempo que el suministro de aire comprimido está dentro de la banda de presión objetivo.

Para este estudio, se ha considerado una presión objetivo/consigna (media del registro histórico disponible):

- Antes de x8i: 6,2 bar
- Después de x8i: 6,5 bar

Ilustración 12 Banda de presión (azul) y presión de consigna (rojo).

En términos automáticos el tiempo en el que la señal se encuentra dentro de los márgenes de seguridad asignados, corresponde al tiempo posterior al tiempo de asentamiento o establecimiento (ts) del sistema.

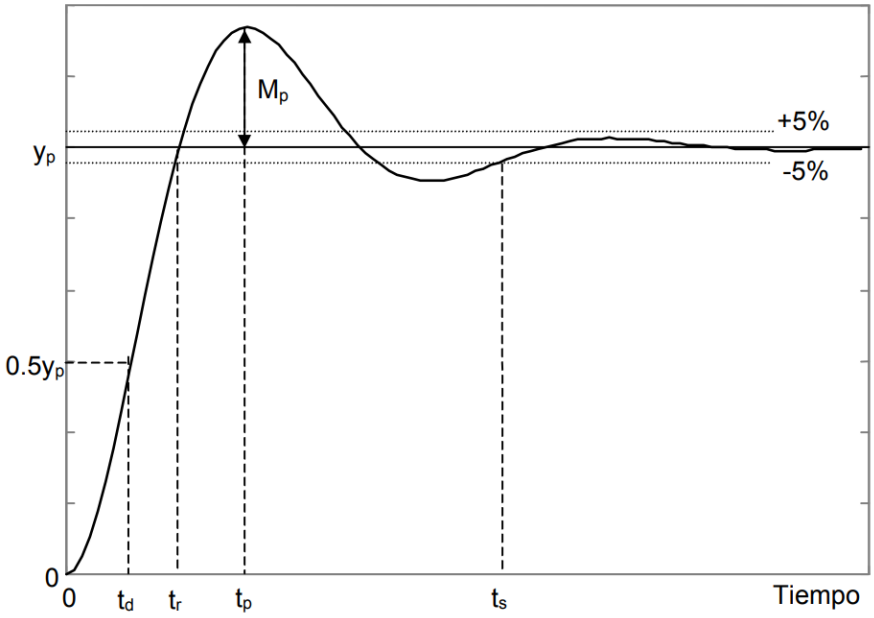


Ilustración 13 Respuesta a un impulso de un sistema de segundo orden, con margen de seguridad del 5%. (Fuente: [16])

En este caso los porcentajes del margen de seguridad son:

$$Margen\ de\ \pm 0.3bar \Longrightarrow \begin{cases} Antes\ del\ X8I = \dfrac{0.3bar}{6.2bar} \cdot 100 = 4.83\% \\ Después\ del\ X8I = \dfrac{0.3bar}{6.5bar} \cdot 100 = 4.62\% \end{cases}$$

Antes de aplicar el X8I

Ilustración 14 Presión de consigna y banda de presión antes de aplicar el X8I.

Después de aplicar el X8I

Ilustración 15 Presión de consigna y banda de presión después de aplicar el X8I.

El tiempo de una señal de un sistema de segundo orden sub-amortiguado ante una señal de tipo escalón, aquella que aplica el X8I para corregir la presión, se divide principalmente en el tiempo de estado transitorio o tiempo de asentamiento, y el tiempo de estado estacionario. En matemáticas corresponderían a la solución particular más la homogénea [17].

$$Tiempo\ total = t_{total} = t_s + t_{estacionario}$$

$$Calidad\ del\ servicio\ (\%) = \frac{t_{dentro\ del\ margen\ de\ seguridad}}{t_{total}} \cdot 100 = \frac{t_{estacionario}}{t_{total}} \cdot 100$$

3.5.2 Sala de compresores

En primer lugar, debemos **conocer los caudales de consumo de la instalación** o al menos el comportamiento de estos.

Una premisa extendida en la industria y con fundamento en la experiencia más que en el cálculo de consumos es que **siempre debe existir un compresor en reserva** para compensar la parada imprevista de otro compresor. Por tanto, **una sala de compresores siempre debe tener al menos 2 compresores**.

Existen tres configuraciones básicas de compresores para un determinado caudal:

- 1 compresor de velocidad variable es más eficiente que un compresor de velocidad fija hasta el 85% del caudal Q. A partir del 85% es más eficiente el compresor de velocidad fija.
- 1 compresor de velocidad variable es menos eficiente que 2 compresores de velocidad fija de la mitad de potencia. Tan sólo es algo más eficiente el compresor de velocidad variable en el rango de caudal Q entre el 52% y el 78%.
- La configuración más eficiente es la de 2 compresores de la mitad de potencia, uno de velocidad fijo y el segundo de velocidad variable. Tan sólo es algo más eficiente la configuración con 2 compresores de velocidad fija, también de la mitad de potencia, en los rangos de caudal Q entre el 42% y el 51%, y entre el 92% y el 100%.

Estos valores, aunque afirmados por la empresa y basados en la experiencia, solo son demostrables teniendo en cuenta la potencia específica de los compresores durante toda la curva de funcionamiento caudal-potencia. Si bien la mayoría de los compresores variables poseen potencias específicas menores que los fijos, puede ocurrir casos puntuales en los que no sea el caso; especialmente en equipos con gran diferencia en edad o potencia. El cálculo detallado del proceso de selección de los puntos de mayor eficiencia se encuentra en el apartado de "5.3.2 Secuencia de compresores y comportamiento del sistema en estado estacionario calculada".

La configuración más eficiente es la formada por 2 unidades de compresor de velocidad fija y 1 compresor de velocidad variable. La configuración del sistema de compresores tiene que ser capaz de proporcionar el caudal máximo de consumo y asegurar el funcionamiento de la planta a pleno rendimiento, poseyendo una unidad de compresor siempre parada en reserva. En el caso de las instalaciones hospitalarias es necesario por normativa el que haya siempre como mínimo 2 unidades en reserva.

3.5.3 Presión de trabajo de compresores

Un estándar en la justificación de ahorros energéticos en generación de aire es que "**Por cada bar de presión que se reduzca la presión de trabajo, conseguiremos reducir del orden de un 7% el consumo de potencia eléctrica".** Como ejemplo, un compresor con consumo específico de 7,13 kW/m^3/min a 8 bar de presión, tiene a 7 bar un consumo específico de 6,59 kW/m^3/min.

Deberemos **seleccionar compresores con la menor potencia específica; en estos casos son aquellos con una presión máxima de trabajo lo más baja posible**.

Un ejemplo para esclarecer la última afirmación. Mientras un compresor con presión máxima de trabajo de 8 bar tiene un consumo específico de 7,13 kW/m^3/min, con presión máxima de 10 bar tiene un consumo específico de 8,03 kW/m^3/min, y con presión máxima de 13 bar tiene un consumo específico de 9,42 kW/m^3/min. Básicamente esto se debe a que un compresor que posee las cualidades necesarias para entregar un caudal a altas presiones suele ser de grandes dimensiones, y por tanto grandes consumos. Un símil bastante bueno sería como poseer un camión capaz de cargar 6 toneladas, pero que normalmente es usado para transporte en ciudad con baja carga. Por muy eficiente que sea el motor, consumirá mucho más que un compacto en la misma tarea, ya que fue diseñado específicamente para ese propósito.

3.5.4 Presión de carga/vacío de compresores

Cuanto más pequeños sean los diferenciales y las presiones de trabajo, se obtendrá una mayor eficiencia energética.

Para poder reducir el diferencial de presión en compresores de velocidad fija y mejorar la estabilidad del sistema de aire comprimido se debe dimensionar el volumen del depósito de la instalación. Este depósito es un elemento acumulativo que aumenta la estabilidad del caudal, pero también incrementa el tiempo de reacción del sistema. En su dimensionamiento, se tiene que considerar el caudal producido por los compresores, así como el número de ciclos/hora carga/vacío y el diferencial de presión en los compresores de velocidad fija.

3.5.5 Secadores frigoríficos o de adsorción

Los elementos más habituales del tratamiento son los secadores frigoríficos o de adsorción (fenómeno por el cual un sólido o un líquido atrae y retiene en su superficie gases, vapores, líquidos o cuerpos disueltos), los filtros de línea y los purgadores automáticos.

Ilustración 16 Secador frigorífico. (Fuente: [17])

Los secadores frigoríficos tienen que dimensionarse en función del caudal máximo de consumo que pueda circular por ellos, tomando en consideración:

- Los factores de corrección por presión de entrada del aire comprimido.
- Temperatura ambiente.
- Temperatura de entrada del aire comprimido en el secador.

Los sistemas más recomendables para caudales medios y elevados son secadores frigoríficos para sistemas con consumos variables. Estos incorporan un variador para el ventilador y otro variador en el compresor de refrigeración, reduciendo los consumos eléctricos en función del caudal que circula por el secador y de las condiciones ambientales, de esta manera se asegura un punto de rocío constante. Al funcionar con cargas parciales, este tipo de secadores puede ahorrar hasta el 80% de los costes operativos.

Ilustración 17 Secador de adsorción. (Fuente: [17])

Es importante que el secador de adsorción disponga de sistema de control del punto de rocío ya que, combinándolo con la instalación de un secador frigorífico previo, se aumentarán los tiempos de ciclo de las torres; obteniendo así un ahorro energético.

3.5.6 Los filtros de línea y los purgadores automáticos

Si los filtros no son los adecuados se producirá una pérdida de presión que obligará a que los compresores trabajen con una presión de trabajo superior. Para dimensionar correctamente los filtros de línea se deben tener en cuenta:

- La presión de entrada del aire comprimido.
- El caudal máximo que puede circular por los filtros.
- Los diámetros de la tubería de entrada y salida del aire.
- El secador en el que estén instalados.

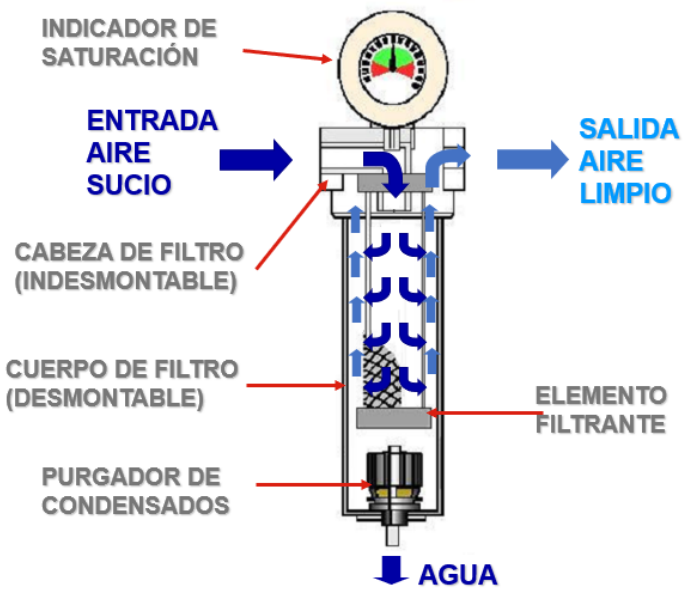


Ilustración 18 Filtro de aire. (Fuente: [10])

Es esencial realizar los cambios de los elementos filtrantes cuando éstos se saturen, ya que según se vayan colmatando aumentará la pérdida de carga del filtro y por tanto el consumo eléctrico de los compresores que tengan que compensar esa caída de presión.

En la mayoría de los casos el gasto eléctrico que se genera por pérdidas de capacidad en los filtros es superior al coste de los elementos filtrantes.

Los purgadores automáticos constituyen otra parte esencial dentro de la sala de compresores. Están instalados en el punto de purga de los separadores de agua, depósitos, secadores, filtros y colectores. **Para que un purgador automático sea energéticamente eficiente no debe tener pérdidas de aire en su modo de funcionamiento.**

Ilustración 19 Símbolo universal de un purgador automático. (Fuente: [9])

Existen 3 tipos principales de purgadores automáticos:

1) **Los purgadores mecánicos.** Es un tipo de purgador que se activa mediante un mecanismo. No necesita de control eléctrico o electrónico.

2) **Los purgadores mecánicos capacitivos**: El purgador posee un flotador que abre el orificio de salida de agua cuando el nivel de esta supera un máximo preestablecido. Su funcionamiento es parecido al sistema de recarga de una cisterna de un cuarto de baño.

3) **Los purgadores temporizados** mediante una electroválvula disponen de 2 regulaciones, una temporización del intervalo entre purgas y otra temporización del tiempo de apertura de la válvula. La formación de condensado en el aire comprimido es variable, dependiendo de la temperatura y de la humedad del aire ambiente que aspiran los compresores.

El sistema de purgado más eficiente es el **purgador mecánico capacitivo,** estos purgadores automáticos aseguran una evacuación de condensados ajustada a la cantidad de condensado existente mediante un sensor de nivel capacitivo.

Puede suponer frente a los otros tipos de purgadores automáticos un ahorro anual de más de 700 €, por lo que está completamente justificada su instalación si tenemos en cuenta que en la mayoría de las salas de compresores hay como mínimo 4 purgadores automáticos. Otra ventaja importante de los purgadores capacitivos es que, al drenar el condensado por acumulación, evitan la formación de emulsionados de aceite en los condensados, hecho que no ocurre con los purgadores temporizados por electroválvula.

3.5.7 Red de aire comprimido

Cuando se inicia el estudio de una red de aire comprimido hay que ser conscientes de que esa instalación, (al igual que una instalación eléctrica de alta o media tensión), debe ser usada por un periodo prolongado de tiempo, ya que una red de aire comprimido no es una instalación que se cambie habitualmente.

Por otro lado, a la hora de dimensionarla, debemos tener en cuenta que 1 bar de pérdida de presión va a provocar que los compresores trabajen con una presión de 1 bar superior a la necesaria, lo que implicará un 7% más de consumo de energía eléctrica, por tanto, se debe definir y calcular la pérdida de carga admisible de la red de aire comprimido sabiendo que cuanto menor sea ésta más ahorro energético va a producir.

La tubería y los componentes de la red de aire comprimido deben tener las mejores prestaciones en materia de resistencia mecánica a la presión y los choques, y características que nos permitan asegurar un aire limpio y de calidad que no se contamine en su circulación por la red de aire comprimido. Además, se debe verificar que las uniones sean seguras y sólidas, descartando de este modo la aparición de futuras fugas por desgaste o deterioro de las uniones.

A la hora de realizar la instalación de una red de aire comprimido, los materiales más comunes y con un menor coeficiente de rugosidad son, el acero inoxidable y el aluminio extrusionado. El acero inoxidable resulta ser el material con menores pérdidas de presión por rugosidad, aproximadamente un 20% inferior al aluminio.

Un correcto diseño de la red de aire comprimido requiere dimensionar los diámetros de la instalación buscando un alto rendimiento del caudal, y teniendo en cuenta las posibles ampliaciones futuras de la instalación.

El cálculo de los diámetros de la red de aire comprimido se realizará en función de la presión de trabajo, el máximo caudal de consumo y la longitud de la red. Los depósitos deben instalarse en zonas con consumos puntuales elevados, y en combinación con un multiplicador de presión.

Por su puesto, se deben evitar en la medida de lo posible, y dentro del trazado de una red de aire comprimido, los codos, curvas, tés, …, ya que estos elementos originan pérdidas de carga. Tampoco se deben introducir en el diseño de la red reducciones bruscas de la sección de la tubería, puesto que éstas aumentarán la velocidad de circulación del aire comprimido con la consiguiente pérdida de presión debido al **efecto Venturi** [18].

Finalmente, es necesario **dimensionar correctamente las bajantes de las tomas de aire para evitar pérdidas en los puntos finales de consumo**; deben estar correctamente dimensionados para el consumo puntual máximo que pueda circular por ellos con la finalidad de evitar las pérdidas de presión.

Por último, todos los puntos de consumo deben tener reguladores de presión para reducir lo máximo posible la presión de trabajo. Así, por ejemplo, un soplador con un diámetro de orificio de 2 mm a 4 bar tendría un consumo de 181 l/min, mientras que a 7 bar tiene un consumo de 288 l/min, el consumo es mucho mayor, pero esto no deriva en un desempeño de la máquina linealmente mejor [17].

3.6 SOFTWARE DE SIMULACIÓN DE CIRCUITOS NEUMÁTICOS

3.6.1 Neumática

Un software de simulación virtual y modelado permite la formación práctica en el laboratorio de manera óptima. Por otro lado, admite los cambiantes hábitos de trabajo y aprendizaje de la actualidad. Entre las principales ventajas de la simulación virtual y modelado se encuentran:

- Una representación virtual de la realidad, lo que permite experimentar en ella sin coste o peligro.
- Esfuerzo y tiempo reducidos en la experimentación.
- Reducción del material de aprendizaje realmente requerido.
- Preparación y experimentación del personal de manera virtual y con independencia de la ubicación.

3.6.1.1 Softwares de simulación de circuitos neumáticos de control

Se trata de softwares diseñados para simular los circuitos de neumática de control, es decir, su función es permitir diseñar y representar elementos de acción y control en circuitos alimentados neumáticamente. Este no es nuestro caso de estudio, ya que desconocemos la naturaleza de consumo de la instalación. Nuestro estudio trata sobre la calidad y comportamiento fluidodinámico del aire consumido por la instalación.

3.6.1.1.1 FluidSIM® 6

FluidSIM Neumática es una herramienta de simulación de circuitos neumáticos básica. Permite simulación CAD, representar diagramas de circuitos fluidos en formato DIN y ejecutarlos en función de sus características físicas [19]. Es un programa simple para simulación de neumática de control, diseñado para aprendizaje y en menor medida diseño.

3.6.1.1.2 Otros

Otros softwares usados en la neumática de control son:

1. **Automation Studio**: un software de diseño de circuitos, simulación y documentación de proyectos para sistemas de fluidos y proyectos eléctricos. Se utiliza con fines de CAD, mantenimiento y formación en el área de la hidráulica y la neumática.
2. **Electromechanical Systems Simulation Software (LVSIM ® -EMS) – LabVolt series**: LVSIM®-EMS replica el sistema de formación electromecánico EMS, un enfoque modular con adquisición y control de datos informatizados. Los alumnos realizan experimentos reales con equipos virtuales.
3. **LVProSimserie LabVolt**: permite la simulación de varios esquemas de control de procesos, así como el control de adquisición de datos y control PID de un proceso real. Está especialmente desarrollado para la conexión a la interfaz I/O (un módulo para la conexión entre un ordenador de adquisición de datos y un PID).

3.6.1.2 *Softwares de simulación de circuitos neumáticos de generación*

No existe una gran variedad de softwares que permitan el estudio fluidodinámico de una instalación de generación de aire. O al menos que estén mostrados públicamente, seguramente el departamento de ingeniería de cada fabricante tenga el suyo propio desarrollado para su catálogo de equipos neumáticos de generación y tratamiento de aire.

El único software que tiene parametrizado los comportamientos fluidodinámicos de equipos neumáticos es Automation Estudio.

3.6.1.2.1 Automation Studio generación

Este programa permite estudiar el tiempo de respuesta de una instalación ante cambios en el consumo:

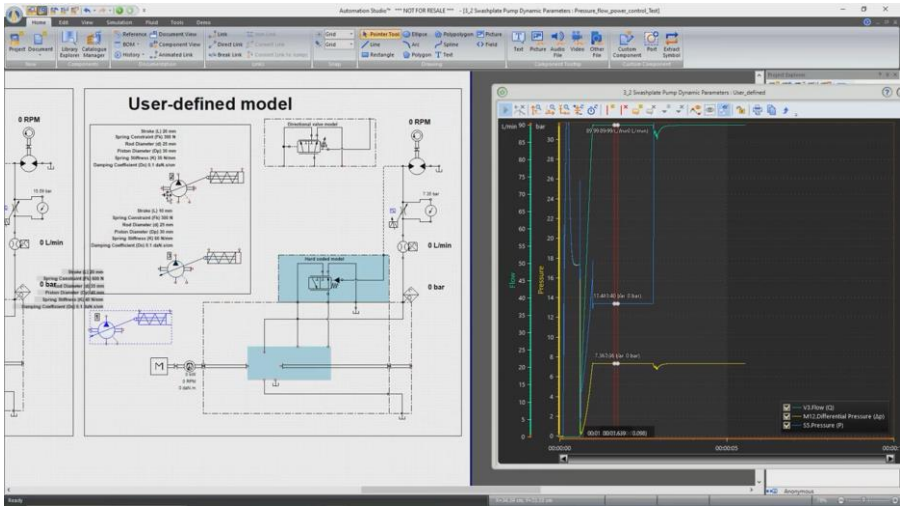


Ilustración 20 Estudio del tiempo de respuesta de una instalación usando Automation estudio. (Fuente: [20])

Además de poder graficar cualquier variable neumática definida en el circuito, ver Ilustración 21.

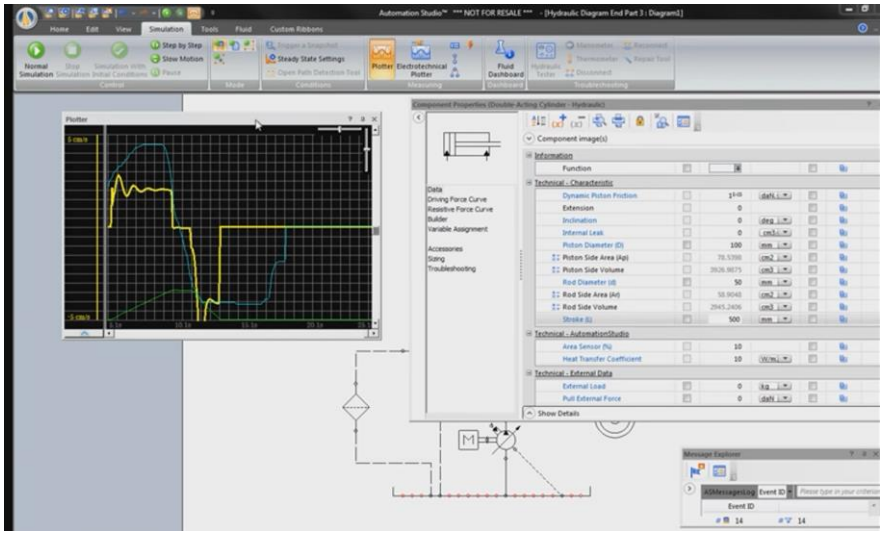


Ilustración 21 Graficado de una variable del circuito. (Fuente: [21])

El único inconveniente de este software es que la parametrización de los equipos neumáticos es un servicio de pago no incluido en la versión estudiante; por lo que es necesario que el usuario parametrice los equipos a partir de las fichas técnicas de ingeniería [23], [24].

3.6.2 Automática

Dado que el único software dedicado al estudio de la generación y control de equipos neumáticos, que permitía analizar las curvas de presión y caudal tanto en estado transitorio como estacionario, no nos permitía hacer simulaciones con los equipos disponibles, nos vimos obligados a parametrizar el comportamiento de los equipos en el campo de la automática a través de la utilización de *Matlab Simulink*.

3.6.2.1 Matlab-Simulink

Simulink es un entorno de programación visual, que funciona sobre el entorno de programación Matlab.

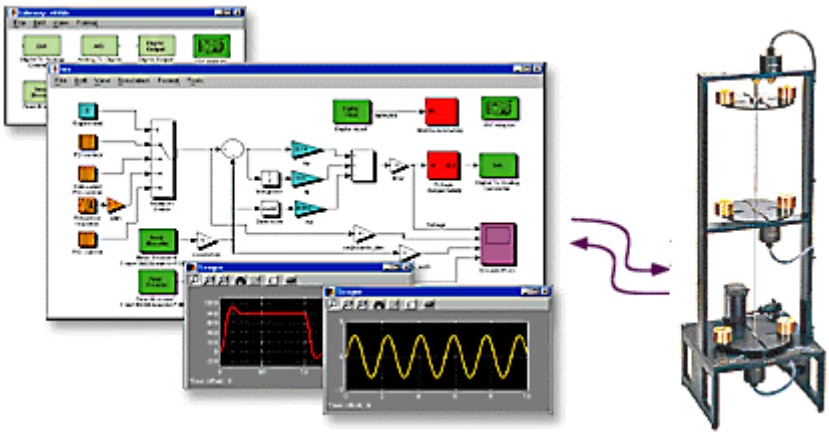


Ilustración 22 Simulink conectado a un hardware de control. (Fuente: [22]

Simulink trata de ser una herramienta de simulación de modelos o sistemas, con cierto grado de abstracción de los fenómenos físicos involucrados en los mismos. Se hace hincapié en el análisis de sucesos, a través de la concepción de sistemas (cajas negras que realizan alguna operación).

Es ampliamente usado en ingeniería electrónica en temas relacionados con el procesamiento digital de señales (DSP), involucrando temas específicos de ingeniería biomédica, telecomunicaciones, entre otros. Por otro lado, es muy utilizado en ingeniería robótica y de control; siendo este último caso el que atañe a nuestro proyecto [22].

Se ha escogido este simulador automático por las capacidades ya comentadas y por la familiaridad que se tenía con el programa. Gracias a su implantación en la universidad Simulink ha sido el programa de simulación automática utilizado en este proyecto. Con Simulink es posible representar mediante un diagrama de bloques la abstracción automática de los principales componentes del circuito neumático, dando a cada equipo, compresor, filtro, secador… una función de transferencia que pueda ser representada gráficamente por un “bloque de Simulink”.

3.7 ACCIONES BÁSICAS DE CONTROL

3.7.1 Equipos de control

Con el tiempo se han ido adoptando en la industria los controladores Programados, también llamados Autómatas programables industriales *"Programmable Logic Controller"* (PLC) [23].

3.7.1.1 Autómatas programables industriales (PLC)

El controlador lógico programable, es una computadora que tiene como objeto optimizar procesos electromecánicos, electrohidráulico y electroneumáticos [24].

La programación PLC es el método llevado a cabo para conseguir procesar y organizar las funciones que deba o no, desarrollar el controlador. Está compuesto de algunas fases importantes:

- Análisis del problema.
- Definición de hardware.
- Diseño de algoritmo.
- Elaboración de órdenes.
- Verificación de programa.
- Identificación de las entradas y las salidas a controlar.

En rasgos generales los pasos descritos son los fundamentales para comenzar una programación PLC. No obstante, hay que tener presente dos consideraciones:

1) Dependiendo el tipo de programación, la lista de características que podremos modificar del procedimiento industrial se verá modificada.
2) Dependiendo del fabricante de la máquina a automatizar se pueden encontrar otros elementos para su control, en nuestro caso, no utilizaremos un PLC standard de la marca siemens debido a su costo; sino uno que proporciona el fabricante del compresor. Un X8I, el cual podremos observar online mediante una Raspberry Pi.

De igual forma, es necesario saber que el lenguaje internacional de programación es el IEC 6131, de manera que todas las programaciones de los controladores deben mantener este mecanismo de comunicación.

3.7.1.1.1 Tipos de programación PLC

- **IL (Instruction List**): Se le conoce como el origen del resto de los lenguajes. Con la aplicación de este mecanismo todos los leguajes son cambiados a una lista de instrucciones.
- **LD (Ladder):** Se aplica el diseño gráfico. Está compuesto por cuatro niveles, dos de forma horizontal y dos de forma vertical.
- **FBD (Function Block Diagram):** Para su operatividad utiliza bloques lógicos y está calificado como un lenguaje gráfico.
- **ST (Structured Text):** Está compuesto por un leguaje gráfico, el cual establece la función de estrada y salida.

3.7.1.1.1.1 El Compiler y su importancia en la programación de un PLC

Su principal tarea es traducir el lenguaje de programación al PLC. Existen dos tipos de lenguajes para la programación PLC:

- **Informáticos:** Se subdividen en bajo nivel y alto nivel.
- **Gráficos:** Se clasifican en flujos de gramas, diagramas de funciones lógicas, Ladder Diagrams, Grafcet.

La programación de un controlador lógico programable puede desarrollarse de dos maneras:

A través de un ordenador o de forma online, utilizando las aplicaciones de software disponibles en la plataforma; normalmente se usan sistemas SCADA para un control en tiempo real de la planta.

- La primera particularidad, la informática, es muy aplicada en el diseño o la implementación del algoritmo de control.
- Por su parte la segunda, la gráfica, es implementada en plantas, sobre todo en aquellos casos en que se le realiza mantenimiento a todo el sistema.

3.7.1.2 Controles en compresores de aire

Son los distintos dispositivos electrónicos, internos o externos, que controlan, regulan, vigilan y protegen a los compresores de aire.

Podemos distinguir dos tipos de controles de compresores de aire:

- Los propios controles individuales de los compresores, incorporados en cada máquina. Como por ejemplo en el caso de los compresores rotativos de Ingersollrand tendríamos el controlador de compresor Xe-145M.
- Los controles maestros que monitorizan el funcionamiento del sistema de compresores que se encuentra en una sala con el objetivo de conseguir la máxima eficiencia energética del sistema. En nuestro caso este será el controlador de compresores X.8.I [25].

3.7.1.2.1 Controlador individual de compresor de aire

El controlador individual de un compresor cuenta con un diseño modular, lo que permite que sea más polivalente, tenga múltiples sistemas de comunicación y posea un fácil mantenimiento. Incluyen una pantalla con información clara, donde se puede leer toda la información disponible y controlar los datos introducidos.

Los módulos de control de aire traen una conexión Ethernet de alta velocidad (hasta 100 Mbps), que permite monitorizar desde cualquier ordenador que se conecte al módulo de control. Por otro lado, poseen una ranura de tarjeta SD, que permite volcar todos los parámetros de la configuración, facilitando la actualización y preservación de la información.

3.7.1.2.1.1 Controlador Ingersolrand

Los controladores de equipos de Ingersolrand son los equipos denominados Intellisys. Atendiendo a la categorización presentada, es un Controlador Híbrido digital-muestreado, programado, con tipo de programación PLC “Ladder”.

El controlador del RS.250 y del R.160 es un Xe-145M.

Xe-145M controlador del RS.250 y del R.160

La configuración de interfaz de usuario estándar del controlador consiste en una serie de botones accionados por membrana una pantalla lcd que muestra la información del compresor. La membrana consta de cinco teclas de comando (arranque, parada, carga, descarga y reposición), cuatro teclas de desplazamiento y una tecla de selección de modo de edición. Estas teclas, junto con la pantalla de gráficas en color y los iconos de led, componen la interfaz del usuario para el compresor.

Ilustración 23 Xe-145M. (Fuente: [26])

La inspección del manual del compresor y el parámetro a modificar para habilitar su control usando el controlador de sala X.8.I se encuentra en el anexo (1.2 Configuración del Xe-145M, controlador del RS.250 y del R.160).

3.7.1.2.2 Controlador maestro de salas de compresores

La implantación de la industria 4.0 supone una monitorización en tiempo real del funcionamiento de la maquinaria de una planta, dado que equipos neumáticos están empezando a ser una parte esencial del proceso productivo, se les empieza a incluir como tales máquinas a monitorizar.

La monitorización permite hacer una programación inteligente del funcionamiento, adaptando el rendimiento de la sala de compresores en cada momento a las necesidades reales, con un consumo mínimo de energía.

En un controlador maestro toda la información se centraliza y se vuelca en tiempo real. Esta es analizada en tiempo real para ajustar en la forma más inteligente y eficiente a los equipos, a fin de que estos funcionen en condiciones óptimas, para la prevención de errores y averías (mantenimiento preventivo), pero también para planificar y hacer una completa y continua auditoría energética de aire comprimido. De esta forma, el controlador maestro gestiona el consumo energético de nuestra sala de compresores, optimizándolo en tiempo real.

Con un controlador maestro en una sala de compresores se reducirán los consumos energéticos hasta obtener la máxima eficiencia del sistema.

3.7.1.2.2.1 ¿Qué podemos hacer con un controlador maestro de salas de compresores?

Gracias al controlador maestro, podemos tener a mano y de un solo vistazo todos los compresores presentes en la sala de aire comprimido, así como de todos los accesorios de tratamiento de aire que forman parte de la sala de compresores, por ejemplo, regular el funcionamiento de secadores para ponerlos en modo invierno o verano.

Los componentes de la sala, sus estados; si poseen averías o necesitan mantenimiento; sus variables de caudal, presión, punto de rocío, consumo… se pueden identificar en la pantalla del controlador de sala.

El controlador nos permite usar funciones de programación individual que inciden en determinados parámetros como la regulación de las rejillas de entrada, por ejemplo, todo ello para permitir una circulación lógica del aire de la sala según la temperatura. Así, de este modo, evitamos tener que instalar controladores PLC o controladores lógicos adicionales. Los parámetros principales que puede gestionar son:

- Situación de los equipos.
- Avisos (avisos confirmados y avisos pendientes).
- Monitorización de la potencia consumida, consumo de aire y otros datos de control.
- Consumo energético y costes de la energía consumida.
- Mantenimiento de los equipos: tenemos acceso de forma gráfica al estado de funcionamiento de todos los elementos de la sala.
- Posibilidad de regulación por temporizador.

3.7.1.2.2.2 Controlador de compresores de aire de Ingersoll Rand X.N.I

El controlador de compresores ha supuesto un salto en la gestión y coordinación de diferentes compresores de una misma marca en este caso Ingersoll Rand. Dado que muchas industrias, en lugar de sustituir el antiguo compresor, por uno nuevo lo que hacían era añadir uno más a su sistema de generación de aire comprimido, se hizo evidente la necesidad de crear una máquina que pudiera coordinar la generación de aire de la manera más eficiente posible.

En el Anexo (1.3 Resumen del X.4.I, X.8.I, X.12.I:) se recogen imágenes que muestran los tres tipos de controlador de sala creados para la gama de X.N.I. y una visión general de la instalación.

Controlador de sala X.8.I

En el Anexo “1.3.3 Características y funcionalidad de control estándares”, se recogen las principales características físico-técnicas de control del X.8.I [26]. Por otra parte, se recogen las imágenes reales y planos de la interfaz de manejo en el Anexo “1.4 Interfaz de manejo”.

3.7.2 Estado del arte: automática

Dado que estamos haciendo un análisis de la capacidad de reacción de nuestro sistema ante diferentes estímulos en función del tiempo, y a su vez, una eficiencia energética a largo plazo del consumo eléctrico de los compresores para la generación de aire nos vemos obligados a utilizar conceptos de automática si queremos darle nombre a los regímenes que queremos modificar del controlador de sala.

Haremos una distinción principal entre un análisis del estado transitorio de nuestro sistema, y un análisis del estado estacionario, siguiendo la siguiente lógica:

Si queremos analizar la reacción del sistema ante un estímulo; es decir, un aumento o disminución en la demanda o producción de aire; y obtener los valores de amortiguación que harán que la presión alcance el valor de consigna lo más rápido posible con el menor consumo, estaremos analizando el **estado transitorio** de nuestro sistema.

Si, por el contrario, deseamos saber la secuencia de funcionamiento de compresores, es decir, para una demanda de caudal específico, cual puede satisfacer la demanda con el menor consumo energético, estaremos analizando el **estado estacionario** de nuestro sistema.

Presentada esta síntesis, debemos recordar qué representa cada estado, cuáles son sus variables principales y qué forma de función nos permite obtener esas variables de la manera más cómoda posible. El régimen de la transformada de Laplace será el mejor en sistemas analógicos y el de la transformada de Fourier (o en "Z") en sistemas discretos.

3.7.2.1 Conceptos generales de Automática

Para el estudio de los equipos debemos parametrizar, es decir, obtener la función de transferencia que define a cada uno de los elementos. Tratamos de resumir en una ecuación en el mundo de Laplace el comportamiento dinámico de los objetos que estamos estudiando.

En la Tabla 3 se recogen las principales funciones de transferencia y los parámetros que las definen.

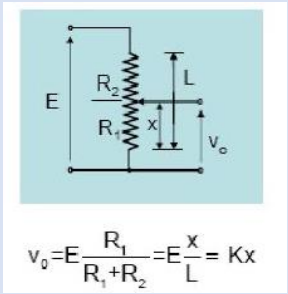
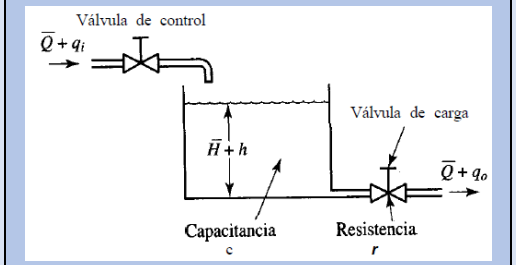
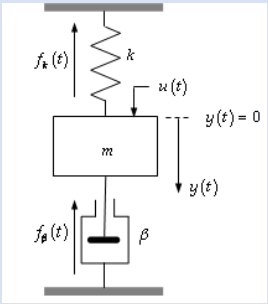
Orden	Orden 0	Orden 1	Orden 2
Definición	La ecuación diferencial no posee derivadas, su respuesta temporal y frecuencia no experimentará cambios.	Los sistemas de primer orden se representan por una ecuación diferencial de primer orden. Contienen un elemento que almacena energía y otro que la disipa.	Un sistema es de segundo orden cuando tiene dos elementos de almacenamiento de energía y otros dos que la disipan.
Fórmula en función de (t)	$y(t) = k \cdot x(t)$	$a_1 \cdot \frac{dy(t)}{t} + a_0 \cdot y(t) = x(t)$ $y(t) = A \cdot k\left(1 - e^{-\frac{t}{T}}\right)$	$a_2 \cdot \frac{d^2y(t)}{dt^2} + a_1 \cdot \frac{dy(t)}{dt} + a_0 \cdot y(t) = x(t)$ $\tau_v^2 \cdot \frac{d^2c_{(t)}}{dt^2} + 2\zeta\tau_v \cdot \frac{dc_{(t)}}{dt} + c_{(t)} = k \cdot r_{(t)}$
Fórmula en función de (S)		$\frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{k}{(1 + T \cdot S)}$	$\frac{C_{(s)}}{R_{(s)}} = \frac{k \cdot \omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2}$
Constantes	k = Sensibilidad del sistema.	k = $\frac{1}{a_0} = S$ensibilidad. $T = \frac{a_1}{a_0}$ = Constante de tiempo. A = Amplitud ante entrada escalón.	k = Ganancia estática o ganancia en estado estacionario. τ_v = Constante de tiempo no amortiguada. ζ = Coeficiente de amortiguamiento.
Ejemplo	 *Ilustración 24 Sistema de orden 0 (Fuente: [27])*	 *Ilustración 25 Sistema de nivel de líquidos. (Fuente: [28])*	 *Ilustración 26 Sistema de orden 2 (Fuente: [29])*

Tabla 3 Funciones de transferencia según el orden del sistema.

3.7.2.1.1.1 Sistemas de Orden 2

Estudiaremos la función de segundo orden porque es la que nos permite relacionar los parámetros de amortiguación y tiempo de establecimiento en el campo de la automática con amortiguación y otros parámetros programables en el controlador de sala X.8.I.

A partir de estos parámetros podremos obtener valores de aquellas variables que nos expresan de una manera más tangible el comportamiento de un sistema. Las principales variables estudiadas son:

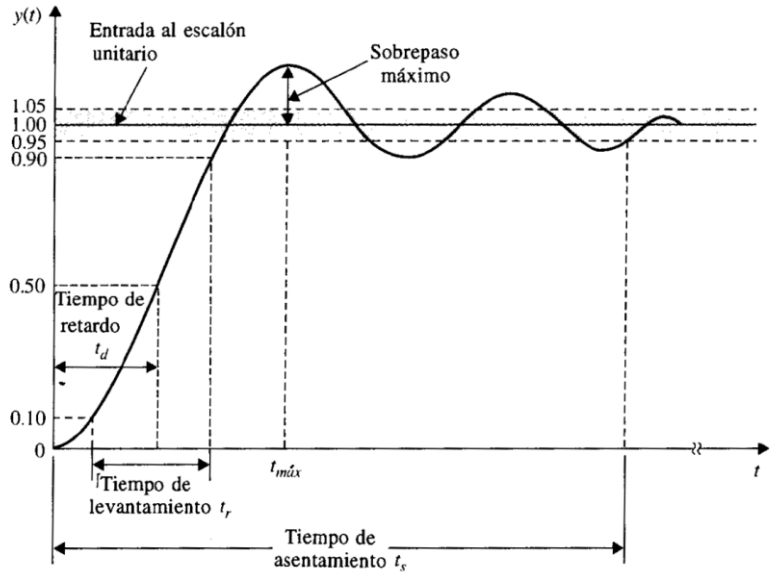


Ilustración 27 Respuesta típica al escalón unitario de un sistema de control. (Fuente: [30])

- Tiempo de asentamiento (***T_s***):

  Nos permitirá medir si nuestro sistema es más ágil en el momento de adaptarse en los cambios en la demanda.

$$T_s = \frac{4}{\varsigma \cdot \omega_n} \quad criterio\ del\ 2\%$$

- Sobrepaso máximo (***M_p***):

  Nos permitirá calcular los puntos clave que disminuyen la calidad de nuestro sistema, ya que son los puntos de mayor desviación de la presión de consigna.

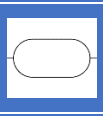
$$M_p = e^{-\frac{\pi \cdot \zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}}}$$

3.7.2.2 *Acciones básicas de control*

A partir del estudio de las principales funciones de transferencia en automática procederemos al cálculo de las funciones de los principales componentes de nuestro circuito.

Los cálculos pueden encontrarse en el Anexo ”1.5 Cálculo de las funciones de transferencia de los principales elementos de un circuito.”. Se recoge un resumen de las principales funciones de transferencia y constantes obtenidas con estos cálculos en la Tabla 4.

Tabla 4 Resumen de las funciones de transferencia de los elementos del circuito neumático.

Símbolo	Equipo	Función de transferencia	Variables
	Compresor de tornillo variable R.160.N_X.10 AC	$P_a(s) = \frac{195.12}{s^3} + \frac{332.322}{s^2} + \frac{7.9893}{s}$	
	Compresor de tornillo fijo R.160.I_X.7,5	$P_a(s) = \frac{85.15 + 105.85 \cdot e^{-0.49 \cdot s}}{s}$	
	Compresor de tornillo fijo R.250.I_X.7,5 A	$P_a(s) = \frac{129.449 + 159.651 \cdot e^{-0.8367 \cdot s}}{s}$	
	Secador refrigerativo	Resistencia “a”	“a” es una constante hallada experimentalmente.
	Filtro	Resistencia “a”	“a” es una constante hallada experimentalmente.
	Depósito	$G_{(s)} = \frac{a}{s}$	“a” es una constante hallada experimentalmente.
	Válvula de regulación de caudal	$G_{(s)} = K_v$	$K_v = \frac{Q_f - Q_i}{P_f - P_i} \left[\frac{ft^3/min}{psi}\right]$

4 METODOLOGÍA

Para alcanzar el objetivo planteado inicialmente en este trabajo se ha seguido la metodología esquematizada a continuación y que se detalla en los siguientes subapartados.

Ilustración 28 Metodología implementada en este Trabajo Fin de Máster.

4.1 MÉTODO DE ANÁLISIS DE DATOS

La toma de datos sobre el funcionamiento de los compresores y equipos neumáticos está detallada en el apartado Modos de funcionamiento y potencias y consumos de los compresores de GSW (en estado estacionario).

El proceso de monitorización de los compresores se explica a continuación:

4.1.1 Cómo funciona el SMART MONITORING

Disponemos de compresores de la marca Ingersollrand. Los compresores están bajo el dominio de controladores de la gama Intelligisys. Si estos controladores son puestos en modo servicio,

nos proporcionarán un puerto de lectura de datos usando el protocolo de comunicación Modbus.

4.1.1.1 Modbus

Modbus es un protocolo de comunicación abierto, utilizado para transmitir información a través de redes en serie entre dispositivos electrónicos. Este protocolo industrial estándar fue creado por Modicon, ahora Schneider Electric, a finales de los 70 para la comunicación entre controladores lógicos programables (PLC).

Su simplicidad y el hecho de que los fabricantes pueden incorporarlo en sus productos sin cargo alguno ha ayudado a que se convierta en el método más popular de conexión de dispositivos electrónicos industriales.

Principalmente los dispositivos modbus se clasifican en dos grupos:

- Maestros: aquellos que solicitan o escriben la información.
- Esclavos: aquellos que suministran la información.

En realidad, esto significa que un dispositivo esclavo no puede ofrecer información; debe esperar a que un maestro la solicite.

En una red Modbus estándar, hay un maestro y hasta 247 esclavos, cada uno con una dirección de esclavo única de 1 a 247.

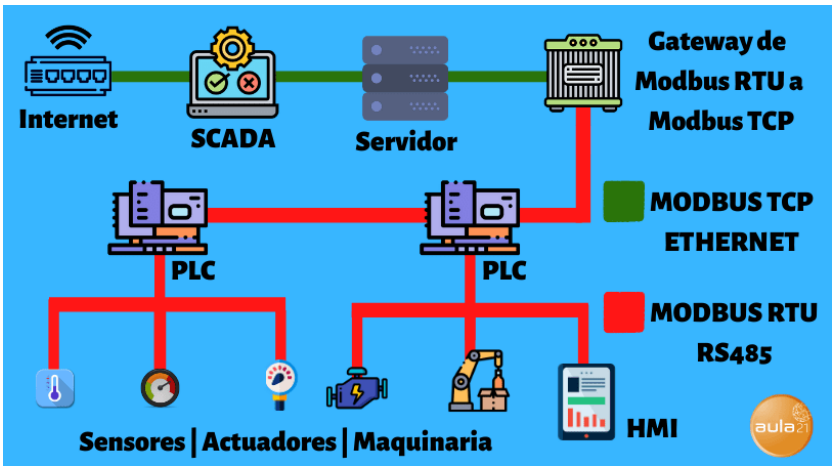


Ilustración 29 Red modbus. (Fuente: [31])

Esta red de comunicación industrial usa los protocolos RS232/RS485/RS422. Por otro lado, existen varios tipos de versiones en el protocolo Modbus para el puerto serie y Ethernet, que se utilizan para atender las necesidades específicas de los sistemas de automatización industrial en las empresas. Por ejemplo, Modbus TCP se utiliza para Ethernet, y Modbus RTU y Modbus ASCII para los puertos serie. Las más comunes son:

- Modbus RTU
- Modbus TCP
- Modbus ASCII
- Modbus Plus

El controlador de Ingersollrand nos proporciona una señal de salida analógica en modo el Modbus RTU con protocolo RS485 [31].

4.1.1.2 Shield

Trataremos de conectar esa salida a RaspberryPi4 al ordenador que utilizamos para tratar los datos y verlos online, es decir, es nuestra pasarela. Para poder leer esta señal con la pasarela, necesitamos traducir esa señal analógica a una digital. Actualmente existe un traductor que se conecta al puerto GPIO de la RaspberryPi4 y es capaz de hacernos esta traducción.

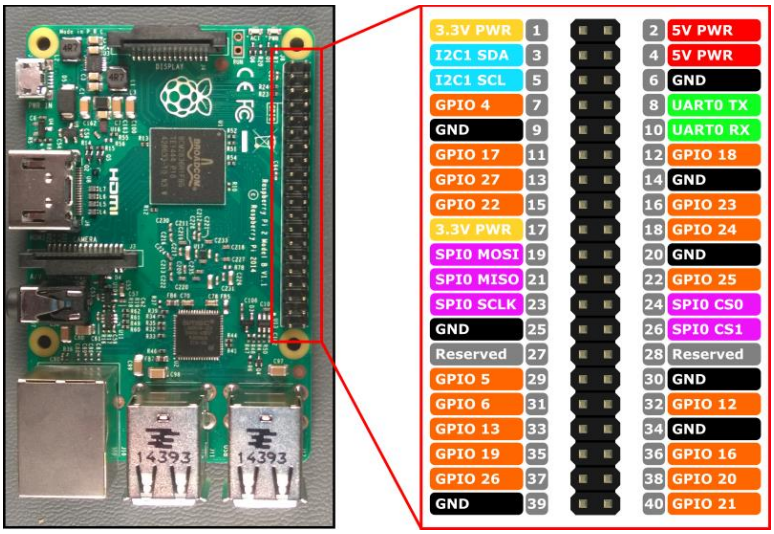


Ilustración 30 Puerto GPIO [General Purpose Input/Output]. (Fuente: [32])

4.1.1.3 Kura

La comunicación con este puerto se realiza utilizando la herramienta Kura; un gestor de paquetes de lectura y escritura, el cual posee una librería de aplicaciones, entre ellas el driver que permite la lectura e interpretación de señales MODBUS a través del Shield.

Seguidamente subimos esta aplicación a una base de datos, este proceso no es detallado por no comprometer la seguridad del producto.

4.1.1.4 Grafana

En último lugar, se utiliza una aplicación que es capaz de dibujar los datos de la base de datos en tiempo real.

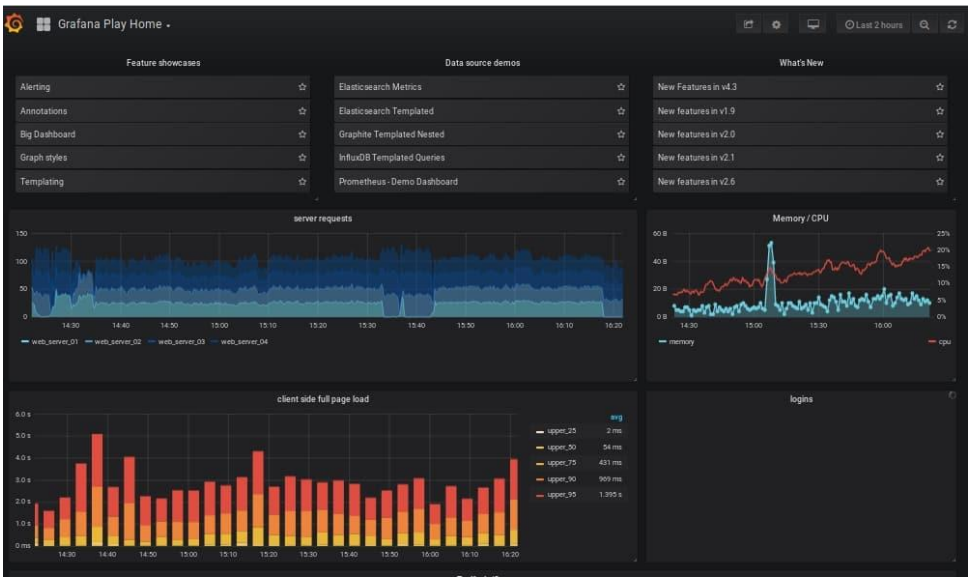


Ilustración 31 Interfaz de usuario de Grafana. (Fuente: [33])

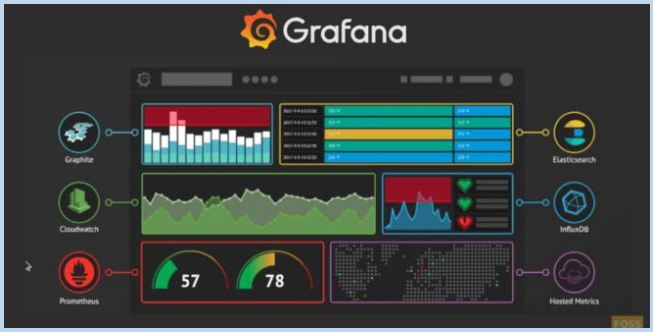
Grafana es una herramienta hecha en software libre, específicamente con licencia Apache 2.0, ideada por Torkel Ödegaard en enero de 2014.

Esta herramienta de monitorización está escrita en **Lenguaje Go** (creado por Google) y **Node.js LTS** y con una fuerte Interfaz de Programación de Aplicaciones (API), lo que permite conectarla a cualquier servicio de internet y automatizar procesos con ella.

4.1.1.5 Resumen

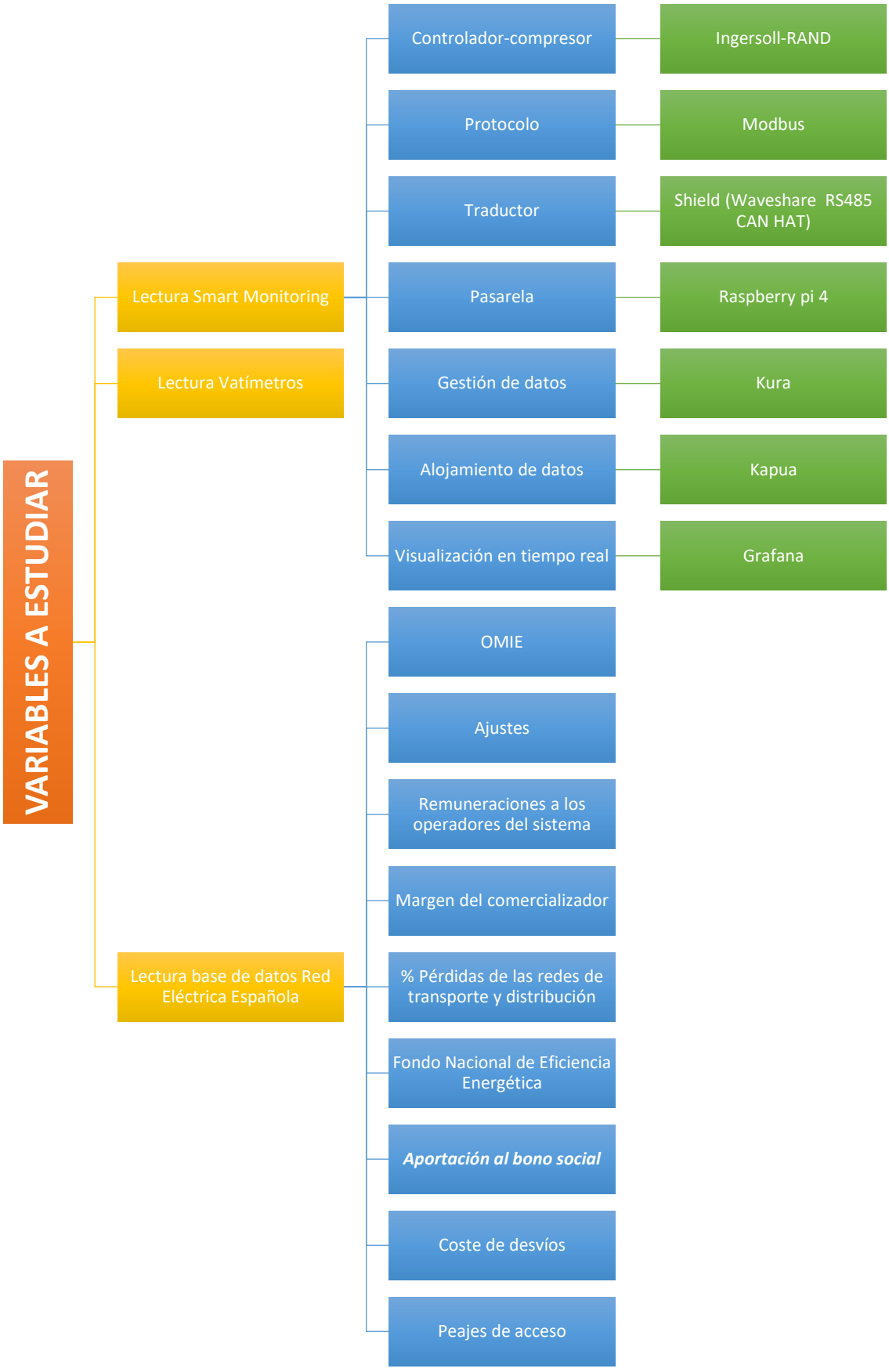
Por lo tanto, se tienen 2 compresores de dos marcas distintas con sus controladores propios.

Tabla 5 Tabla resumen del proceso de monitorización.

PROCESO	APLICACIÓN REAL
Controlador-compresor	Ingersoll-RAND
Protocolo	Modbus
Traductor	Shield (Waveshare RS485 CAN HAT) (El shield se conecta a la Rapberry por los pines, llamados GPIO [General Purpose Input/Output])
Pasarela	Raspberry pi 4
Almacenamiento de datos interno (SQL en java)	kura™
Alojamiento de datos en servidor externo (SQL en html)	Kapua
Visualización esquemática	

4.2 VARIABLES A ESTUDIAR

Las principales variables que estudiaremos del circuito son:



4.2.1 Lectura a través de Smart Monitoring

Los valores de presiones a medir serán:

- Presión de consigna asignada por el x8i.
- Presión a la salida del colector de aire.
- Presión a la entrada de producción.

En cuanto a la medida de caudal esta se realizará en:

- Caudal a la salida del colector de aire.

4.2.2 Lectura a través de vatímetros

En lo referente a los consumos se analizará:

- Cuanta potencia activa consumen los generadores de aire.

La lectura se hace a través de la monitorización e integración con la plataforma de un vatímetro que tiene asociado cada compresor.

Ilustración 32 Analizador de redes o vatímetros de los compresores de GSW.

4.2.3 Lectura de la base de datos de Red Eléctrica Española

El cálculo del coste de la energía depende del tipo de contrato, si es a precio fijo o indexado. En lo referente a precio indexado, los precios se publican en OMIE (Operador de Mercado Eléctrico Designado) [34].

El indexado de cada comercializadora posee su propia fórmula de cálculo; dependen del precio de mercado, y del FEE (o margen de la comercializadora):

Definición precio indexado a OMIE: El Importe del término de energía por periodo tarifario de cada factura se obtendrá multiplicando el precio calculado de acuerdo a la siguiente fórmula, por el consumo de energía neto de cada ciclo de medida.

Precio Indexado =

$$[(OMIE + AJUSTES + RO + MC) \cdot (1 + PR(\%)) + FNEE + BS] \cdot (1 + CD(\%)) + ATR$$

Donde:

- $OMIE$ = Operador del Mercado Ibérico de Energía, precio promediado para cada periodo tarifario del resultado de la casación del mercado diario de electricidad español.
- $AJUSTES$ = Incluye, entre otros términos, los costes de servicios de ajuste, interrumpibilidad, pagos por capacidad, y demás conceptos de la energía suministrada en el mercado diario.
- RO = Remuneraciones a los operadores del sistema (REE) y del mercado (OMIE).
- MC = Margen del comercializador definido en las condiciones particulares.
- $PR(\%)$ = Pérdidas de las redes de transporte y distribución.
- $FNEE$ = Fondo nacional de eficiencia energética.
- BS = Aportación al bono social.
- $CD(\%)$ = Coste de desvíos (2%).
- ATR = Peajes de acceso.

Por lo tanto, para obtener el precio indexado es necesario tener en cuenta como se recoge a continuación:

OMIE

- Valores del mercado regulado.
- Obtenidos a partir de la API de REE.
- Real Decreto-ley 10/2022, (BOE-A-2022-7843).

Ajustes (0.0488 €/kWh)

- Precio promedio del precio de referencia del gas natural para las ofertas de los generadores marginales.
- El mecanismo ya ha sido **refrendado formalmente por la Comisión Europea y estará vigente desde el 14 de junio de 2022 hasta el 31 de mayo de 2023**.
- Incluye entre otros términos los costes de servicios de ajuste, interrumpibilidad, pagos por capacidad y demás conceptos de la energía suministrada en el mercado diario.
- Real Decreto-ley 10/2022, (BOE-A-2022-7843) [90].

RO (0.000141 €/kWh)

- En el segundo artículo de la Resolución de 16 de diciembre de 2021 (BOE-A-2021-21208), de la Comisión Nacional de los Mercados y la Competencia; se establece la cuantía de retribución del operador del sistema eléctrico para 2022 y los precios a repercutir a los agentes para su financiación.
- Artículo de la Resolución de 16 de diciembre de 2021, de la Comisión Nacional de los Mercados y la Competencia.

MC (0.000532 €/kWh)

- Siguiendo el RD del margen comercial COR para el 2018 (BOE-A-2016-12274) y extrapolándolo a nuestro año.
- Los valores de los componentes variables de la TOVP y el coste de eficiencia energética serán calculados y fijados para cada uno de dichos años 2017 y 2018.
- El proceso de cálculo actualmente es el de este decreto, tal y como dictó el tribunal supremo en la Sentencia del 17 de abril de 2017 [88].

PR (15%)

- Indica el valor marginal en que aumentarían las pérdidas del sistema al aumentar en una unidad la generación en cada nudo de la red eléctrica.
- Porcentaje calculado por la *Comisión Nacional de los Mercados y la Competencia (CNMC)* [91].
- Real Decreto 1183/2020, (BOE-A-2020-17278)

FNEE (0.000235 €/kWh)

- Orden TED/275/2021 del 18 de marzo, (BOE-A-2021-4631) [97].

BS (0.030539 €/kWh día y cliente)

- El Real Decreto-ley 7/2016, (BOE-A-2016-12274) , estableció unos nuevos criterios de reparto y determinó que la financiación corriera a cargo de todas las comercializadoras de energía en función de su número de clientes. *Anexo I del informe. Pág. 7-22.* [102].
- A partir de estos datos "cye-energía" ha extraído cuanto repercutirá el coste en la factura media española [103].

CD (2%)

- Es la diferencia entre la energía medida en barras de central y la energía programada en el mercado.
  - En puntos de consumo en alta tensión, pueden tener pérdidas entre el 2 y el 7%.
  - En puntos de baja tensión, estos números se pueden disparar hasta el 14%.
- Real Decreto 661/2007 (BOE-A-2007-10556)

ATR (0.000194 €/kWh)

- Precios de los términos de potencia y términos de energía activa de los suplementos territoriales de la Comunidad Autónoma de Cantabria.
- Orden TEC/271/2019, de 6 de marzo [97].
- Orden TED/1098/2021 del 8 de octubre (BOE-A-2021-16478) [98], artículo 4, apartado c); a partir del 1 de agosto de 2013 [99].

4.2.3.1 Obtención del precio promediado (OMIE)

La red eléctrica española pone a nuestra disposición una API (Interfaz de Programación de Aplicaciones) [35]; el sistema de información de la red se llama “esios” [36], y permite consultar una serie de índices donde están almacenados desde la cantidad de centrales en funcionamiento clasificando su tipo de combustible de generación, hasta el valor de mercado, dependiendo de la zona de España, del coste eléctrico en función del kWh [37].

La obtención de los valores no tiene una gran complejidad de código, sin embargo, debemos tener en cuenta que a partir del 1 de agosto de 2021 cambió la normativa de clasificación de las variables de precio kWh tal y como se puede ver en la siguiente gráfica [38]:

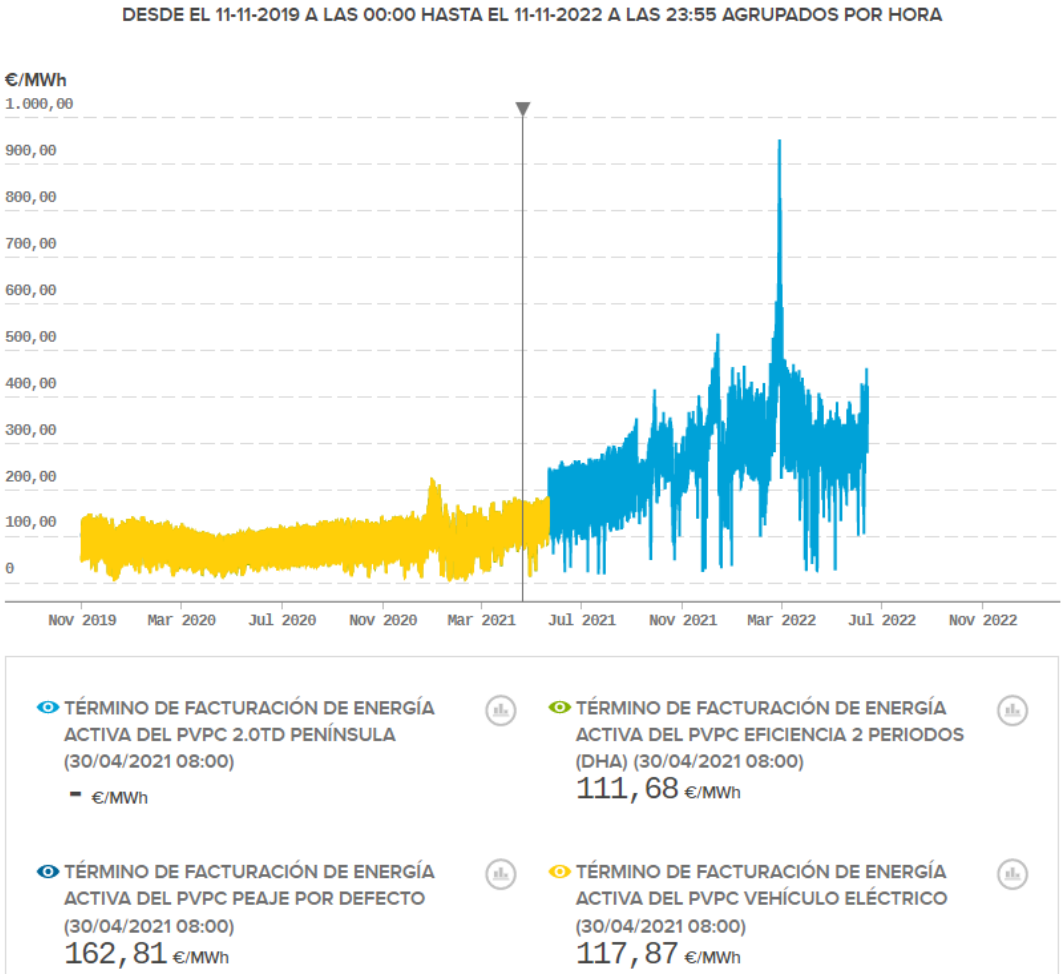


Ilustración 33 Desglose término de facturación antes del 1 de agosto de 2021. (Fuente: [38])

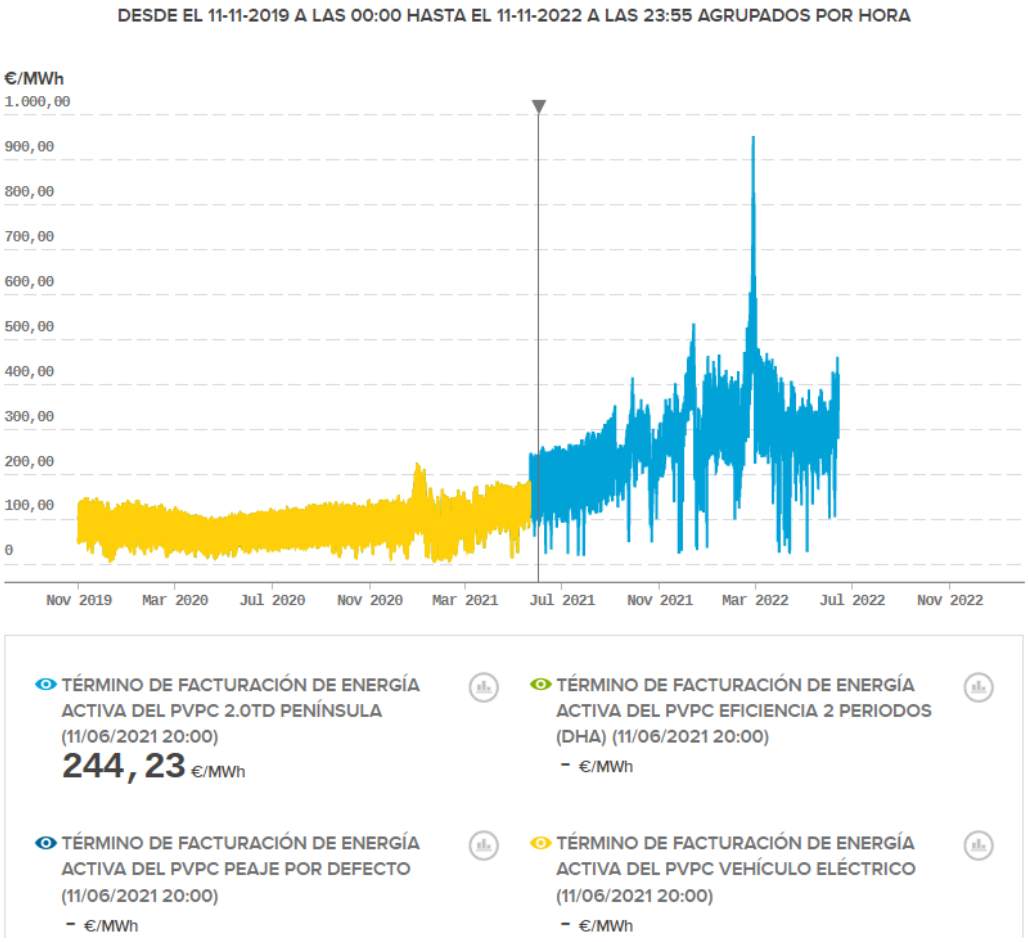


Ilustración 34 Desglose término de facturación después del 1 de agosto de 2021. (Fuente: [38])

A partir del 2021-06-01 el sistema de facturación cambia; pasa de estar desglosado en:

1. TÉRMINO DE FACTURACIÓN DE ENERGÍA ACTIVA DEL PVPC PEAJE POR DEFECTO (A); Instrucción: 10229.
2. TÉRMINO DE FACTURACIÓN DE ENERGÍA ACTIVA DEL PVPC EFICIENCIA 2 PERIODOS (DHA); Instrucción: 10230.
3. TÉRMINO DE FACTURACIÓN DE ENERGÍA ACTIVA DEL PVPC VEHÍCULO ELÉCTRICO (DHS); Instrucción: 10231.

A ser un solo término general:

1. TÉRMINO DE FACTURACIÓN DE ENERGÍA ACTIVA DEL PVPC 2.0TD (A); Instrucción: 1001.
2. TÉRMINO DE FACTURACIÓN DE ENERGÍA ACTIVA DEL PVPC 2.0TD suma componentes (da lo mismo); Instrucción: 10391.

La forma más sencilla de obtener los valores en Python es siguiendo las siguientes instrucciones.

4.2.3.1.1 Importaciones

```
from os import environ, getenv
import urllib.parse
```

4.2.3.1.2 Definición del intervalo de fechas a analizar

Se realiza usando datetime [39], [40].

```
# Definition
start_date_y_m_d = '2022-06-21'
start_date_h_m_s = '00:00:00'

end_date_y_m_d = '2022-06-22'
end_date_h_m_s = '00:00:00'

#SOLO HAY DATOS HASTA 2021-06 para DHA
# Calculate
start_date = f'{start_date_y_m_d}T{start_date_h_m_s}Z'
end_date = f'{end_date_y_m_d}T{end_date_h_m_s}Z'

start_date_datetime = datetime.datetime.strptime(start_date, '%Y-%m-
%dT%H:%M:%SZ')
end_date_datetime = datetime.datetime.strptime(end_date, '%Y-%m-
%dT%H:%M:%SZ')

#Encoding to url
start_date_url = urllib.parse.quote(start_date)
end_date_url = urllib.parse.quote(end_date)
```

4.2.3.1.3 Variables

```
variable = 'indicators'
change_variable_datetime = datetime.datetime.fromisoformat('2021-06-01')
if start_date_datetime > change_variable_datetime:
    indicador = 1001
    # indicador = 10391
elif end_date_datetime < change_variable_datetime:
    indicador = 10229
elif start_date_datetime < change_variable_datetime or end_date_datetime >
change_variable_datetime:
    raise ValueError('Estamos dentro del rango de cambio de índice, divide la
fecha o mejora el código para que haga dos Requests.')
else:
    raise KeyError('Error desconocido.')

indicador
```

4.2.3.1.4 Keys, tokens and API constants

```
TOKEN = getenv('ELECTRICITY_AUTH_TOKEN',electricity_auth_token)    # Authentication token
provided by esios
url =
f'https://api.esios.ree.es/{variable}/{indicador}?start_date={start_date_url}&end_date={end_date
_url}'
electricity_headers = {
            'Accept':'application/json; application/vnd.esios-api-v2+json',
            'Content-Type':'application/json',
            'Host':'api.esios.ree.es',
            'Authorization':'Token token=' + TOKEN
            }
```

4.2.3.1.5 Resultado

Se obtiene el precio de cada fracción de hora, la hora y el precio mínimo, máximo, y el valor medio.

```
def get_request_result(response):
    code = response.status_code
    success = response.ok
    info = response.reason
    if success:
        content_response = response.json()
        if content_response == None:
            raise NameError('Content none')
        else:
            content = json.dumps(json.loads(response.text), indent=3, ensure_ascii=False)
    else:
        raise RuntimeError(
            f'La respuesta del backedn_client falló. \n'
            f'Información del problema: {info}. \n'
            f'Response: {response}'
        )
    return code, success, content, info

response = requests.request("GET",url, headers=electricity_headers)
code, success, content, info = get_request_result(response)

if response.status_code == 200:
    json_data = json.loads(response.text)
    valores = json_data['indicator']['values']
    df = pd.read_json(json.dumps(json_data, indent=3, ensure_ascii=False))
    valores_df = pd.read_json(json.dumps(valores, indent=3, ensure_ascii=False))
    valores_peninsulares_df = valores_df[valores_df['geo_id'] == 8741]   # Código de precio
peninsular.
```

```
    valores_peninsulares_df.loc[:,'datetime_utc'] =
[utc.localize(datetime.datetime.strptime(entry, '%Y-%m-%dT%H:%M:%SZ'))   for entry in
valores_peninsulares_df['datetime_utc']]
    valores_peninsulares_df.loc[:,'datetime_local'] = [entry.replace(tzinfo=None)  for entry in
valores_peninsulares_df['datetime']]
    valores_peninsulares_df.loc[:,'value'] = [round(precio/1000, 4)   for precio in
valores_peninsulares_df['value']]

    valores_peninsulares_df.to_csv(f'../3-results/Coste_electrico_peninsular_{start_date_y_m_d}-
{end_date_y_m_d}.csv', encoding='utf-8', header=True)

    if len(valores) == 0:
        raise ValueError('Lista vacía.')
    else:
        precios = list(valores_peninsulares_df['value'].values)

        hora = 0
        for precio in precios:
            print("%s-%s horas - %s €" %(str(hora).zfill(2), str(hora+1).zfill(2), precio))
            hora += 1

        valor_min = min(precios)
        valor_max = max(precios)
        valor_med = round(np.mean(precios),2)

        print("Precio mínimo: %s" % str(valor_min))
        print("Precio máximo: %s" % str(valor_max))
        print("Precio medio: %s" % str(valor_med))
```

Resultado del código:

Antes del 1 de agosto de 2021 usaremos como OMIE el:

1. TÉRMINO DE FACTURACIÓN DE ENERGÍA ACTIVA DEL PVPC PEAJE POR DEFECTO (A); Instrucción: 10229.

Después de esa fecha usaremos el:

1. TÉRMINO DE FACTURACIÓN DE ENERGÍA ACTIVA DEL PVPC 2.0TD (A); Instrucción: 1001.

Los valores del precio en euros del kWh para el mercado regulado peninsular son los mostrados en la Ilustración 35.

```
00-01 horas - 0.3073 €
01-02 horas - 0.2845 €
02-03 horas - 0.2834 €
03-04 horas - 0.2635 €
04-05 horas - 0.2659 €
05-06 horas - 0.2688 €
06-07 horas - 0.3279 €
07-08 horas - 0.3321 €
08-09 horas - 0.344 €
09-10 horas - 0.2779 €
10-11 horas - 0.2766 €
11-12 horas - 0.2736 €
12-13 horas - 0.2928 €
13-14 horas - 0.3111 €
14-15 horas - 0.2626 €
15-16 horas - 0.277 €
16-17 horas - 0.2853 €
17-18 horas - 0.2893 €
18-19 horas - 0.3562 €
19-20 horas - 0.3751 €
20-21 horas - 0.4221 €
21-22 horas - 0.4713 €
22-23 horas - 0.3851 €
23-24 horas - 0.3645 €
Precio mínimo: 0.2626 €
Precio máximo: 0.4713 €
Precio medio: 0.32 €
```

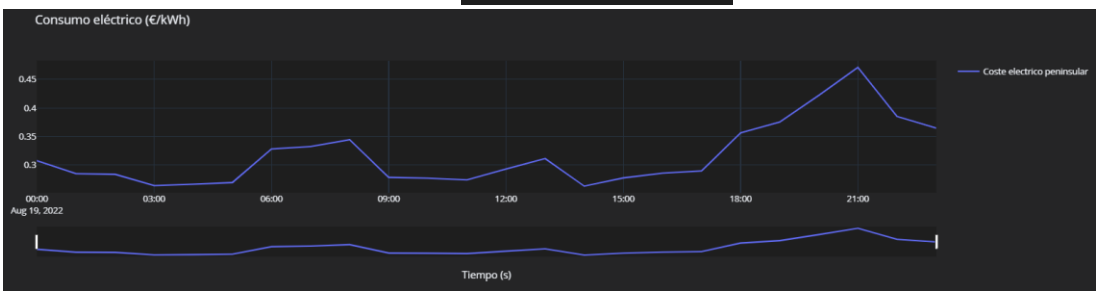


Ilustración 35 Resultado y representación del coste eléctrico peninsular en un día.

Si sustituimos todos los valores obtendremos la siguiente fórmula:

Precio Indexado =

$$[(OMIE + AJUSTES + RO + MC) \cdot (1 + PR(\%)) + FNEE + BS] \cdot (1 + CD(\%)) + ATR$$

$$[(OMIE + 0.0488 + 0.000141 + 0.000532) \cdot (1 + 0.15) + 0.000235 + 0.030539] \cdot (1 + 0.02)) + 0.000194$$

Aplicando la sustitución en código sería:

```
# Asignación de variables y cálculo del coste eléctrico
OMIE = np.array(precios_df['value'].values) # €/kWh
AJUSTES = 0.0488 # €/kWh
RO = 0.000141 # €/kWh
MC = 0.000532 # €/kWh
PR = 0.15 # % en tanto por uno.
FNEE = 0.000235 # €/kWh
BS = 0.030539 # €/kWh
CD = 0.02 # % en tanto por uno.
ATR = 0.000194 # €/kWh

precio_real = ((OMIE + AJUSTES + RO + MC) * (1 + PR) + FNEE + BS) * (1 + CD) + ATR
precio_min = min(precio_real)
precio_max = max(precio_real)
precio_med = round(np.mean(precio_real),2)

print("Precio real mínimo: %s" % str(precio_min))
print("Precio real máximo: %s" % str(precio_max))
print("Precio real medio: %s" % str(precio_med))
```

```
Precio real mínimo: 0.39764510899999994
Precio real máximo: 0.6424502089999998
Precio real medio: 0.46
```

Podemos encontrar una comparativa una gráfica entre el precio del OMIE o coste eléctrico frente al precio real calculado en la Ilustración 36.

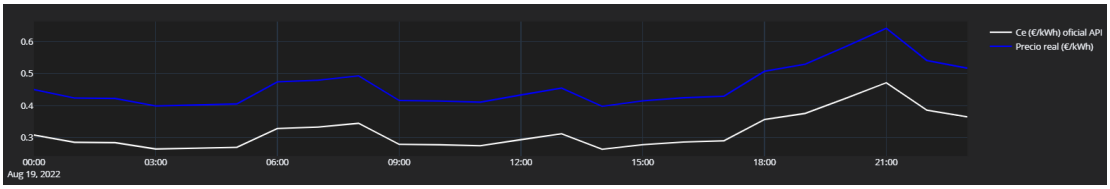
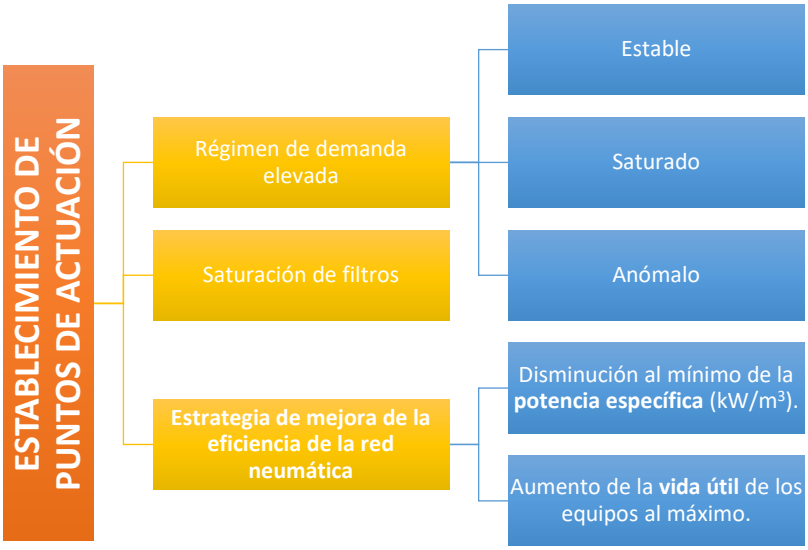


Ilustración 36 Representación del coste eléctrico peninsular y el precio eléctrico real (azul) en un día.

4.3 ESTABLECIMIENTO DE PUNTOS DE ACTUACIÓN

En el establecimiento de los puntos de actuación se tuvieron en consideración los aspectos recogidos a continuación:



El 05/10/2021 se realizó una auditoría energética inicial de la red neumática usada en el proceso de fabricación del "Tren de Laminación" de la empresa GSW, su nombre no es revelado por confidencialidad con la empresa.

Durante la ejecución de la auditoría se analizaron los principales factores a los que se les podría aplicar una propuesta de mejora:

1) Régimen de demanda elevada: estable, saturado y anómalo
2) Régimen para demanda reducida
3) Saturación de filtros
4) Calidad del aire: Humedad
5) Calidad de servicio/Banda de presión

En cada uno de los factores se extrajeron una serie de defectos de sistema y sus propuestas de mejora correspondientes como se explican a continuación.

4.3.1 Régimen de demanda elevada: estable, saturado y anómalo

Se observó que el compresor variable trabaja por el régimen óptimo de funcionamiento tal y como se observa en la Ilustración 37, en amarillo en compresor variable R.160.N:

Ilustración 37 En la parte inferior, régimen de trabajo del compresor variable.

En otro régimen de consumo se vio que el compresor COM1, debido a la mala configuración del sistema, se encendía y apagaba en intervalos cortos de tiempo, afectando a su vida útil:

Ilustración 38 El COM1 (reserva) es el que regula el sistema, en lugar del compresor variable.

En ambos casos se observan dos parámetros que se deben tener en cuenta en el estudio de mejora económica del proyecto:

1) **Potencia específica** $\left(P_e = \frac{P_{\text{absorbida}}[kW]}{Q_{\text{FAD}}[m^3/s]}\right)$: gráfica en rojo, conforme aumenta, peor es el rendimiento económico de los compresores; esto supondrá un mayor coste en la factura de la luz.
2) **Vida útil**: Funcionando fuera del régimen de trabajo óptimo o sometiendo un compresor a ciclos cortos de carga y descarga se acorta la vida útil de estos, lo que supondrá un coste de mantenimiento o remplazo mayor.

4.3.2 Saturación de filtros

Los datos recopilados permiten realizar un análisis del impacto que tienen diversas actividades de mantenimiento sobre la instalación. En este caso, se realizó un cambio de los filtros de la instalación el 7 de Julio de 2021.

Esta actuación ha supuesto una **reducción de 0,36 bares** en la banda de presión de la instalación. Dado que cada 1.0 bar que se reduce la pérdida de presión, se ahorra un 7% de la potencia eléctrica consumida por el compresor, este acto ha supuesto un ahorro de 2.52% de ahorro.

Nuestro valor añadido se basa en la disminución del tiempo de respuesta ante un fallo de un componente y como afecta este al consumo de los compresores o a la vida útil de los equipos.

Antes

$$\Delta P_{ANTES} = 6{,}91 - 6{,}20 = 0{,}71\ bar$$

Después

$$\Delta P_{DESPUES} = 6{,}78 - 6{,}43 = 0{,}35\ bar$$

Ilustración 39 Comparativa de pérdida de presiones antes y después de un mantenimiento de los filtros.

Dado que la única manera de analizar la eficacia de la actuación sería comparándola con una situación igual en la que la única diferencia hubiera sido que no existiera la monitorización, y por tanto hubiera habido un tiempo de respuesta tan grande que compensara la monitorización, la capitalización de esta propuesta de mejora entra en el campo de la subjetividad de momento.

El ahorro capital estaría en el ahorro de potencia eléctrica multiplicado por la diferencia entre los tiempos de respuesta de los escenarios pre y post mejora de la estrategia.

Los demás puntos de la auditoría se enfocan en la mejora de la calidad del servicio y del tiempo de respuesta ante incidentes.

4.3.3 Estrategia de mejora de la eficiencia de la red neumática

La estrategia del funcionamiento óptimo de la red tiene como variables de entrada la monitorización del caudal y presión a la salida del colector y como variables de salida bandas de presión de los compresores, controlados por el Secuenciador x8i.

La mejora de la eficacia de la red neumática se basa en dos principios que deben guardar un equilibrio:

- Disminución al mínimo de la **potencia específica** (kW/m^3).
- Aumento de la **vida útil** de los equipos al máximo.

Una vez terminada la auditoría se compara la disminución de la potencia específica total con respecto al sistema antes de su mejora, cómo se traduce ésta en la disminución de consumo eléctrico durante un año; y aplicando el coste de la factura eléctrica se muestra el ahorro económico obtenido.

Respecto al aumento de la vida útil: se realiza una previsión de la tasa de retorno de cada compresor teniendo en cuenta su vida útil antes y después de la aplicación de la estrategia.

El modelo de compra-alquiler tendrá en cuenta de manera inicial estos dos factores a la hora de desarrollar el cálculo de retorno económico. El tercer factor es la fluctuación de la demanda de caudal del cliente, y el cuarto el coste-tiempo invertido en el correcto mantenimiento y desarrollo de la estrategia óptima para su red. Si una empresa necesita de varias auditorías al año para adaptar su red a su ciclo de trabajo le terminará compensando pagar por un servicio de aire comprimido.

Actualmente el mercado está pivotando hacia un nuevo modelo de producción en el que se eliminan las ramas que no aportan valor añadido a la empresa, se preservan aquellas con mayor know-how y rentabilidad y se subcontratan aquellas que son necesarias, pero no forman parte del proceso productivo. Un ejemplo de esto es el traslado de almacenamiento digital que realizó Netflix de sus películas a AWS, el servicio de almacenamiento web de Amazon [41]. El valor añadido de Netflix al mercado era ofrecer video-streaming bajo demanda, suplirlo con producciones propias y recomendar películas a los usuarios en función de sus visualizaciones; el mantenimiento de la infraestructura para alojar el contenido y transmitirlo sin retraso suponía pérdidas teniendo en cuenta el coste de mantenimiento de servidores y tal servicio tanto en trabajadores como, tiempo y dinero.

En el caso que nos ocupa, la empresa experta en aire comprimido es Velfair, y el costo-beneficio del uso y mantenimiento de compresores es mayor que el de GSW debido al know-how adquirido de la compañía, sus acuerdos con proveedores y la economía de escala.

Una vez desarrollado el ejemplo trataremos nuestro primer punto de actuación; estudiaremos la tasa de retorno y el rendimiento económico del compresor R.160.N tratando la vida útil de este en función de su uso y la potencia específica que desarrolla.

4.4 ANÁLISIS EFICIENCIA DE PUNTOS DE ACTUACIÓN

El punto de eficiencia principal a estudiar en el estado estacionario sería una mejora de la calidad del servicio. El porcentaje de calidad de servicio se determina como el porcentaje de tiempo que la señal de presión se encuentra dentro de la banda de presión, a mayor calidad de servicio mejor es la respuesta del sistema ante cambios en la demanda del caudal.

Una mejora en la calidad del servicio refleja no solamente el incremento de la estabilidad de la señal de presión y caudal para una demanda inestable, y por tanto la productividad de la fábrica; si no una reducción de la variación de la presión respecto al punto de consigna, es decir, una reducción de sobrepresiones y supresiones producidas por un sistema con un bajo amortiguamiento. Una reducción en la producción de presiones indicará una reducción en el consumo eléctrico necesario para la producción de esas presiones.

Como disponemos de la herramienta que nos arroja el coste de la electricidad para cada intervalo de tiempo de una hora, podremos calcular con gran precisión el ahorro total económico que ha supuesto esa reducción del consumo en los compresores.

Por otro lado, la estabilidad de la señal gracias a la correcta secuenciación de los compresores supone una reducción de los ciclos de carga y descargas de estos.

Una reducción en la frecuencia de encendido y apagado de los compresores supone un aumento de su vida útil.

Esta afirmación, proporcionada por los técnicos, ha querido ser demostrada mediante el análisis del histórico del mantenimiento de compresores en la empresa, lamentablemente la digitalización de este proceso comenzó en el 2018, por lo que no ha podido ser probada ya que ningún compresor en la base datos ha llegado al final de su vida útil. Sin embargo, la experiencia de estos es motivo de consideración en el análisis del rendimiento económico en la inversión que supone la compra y mantenimiento de un compresor.

En teoría los costes de mantenimiento también deberían aumentar si un compresor es sometido a ciclos de apagado y encendido a plena carga, al igual que cualquier máquina, véase el ejemplo más cercano, el mantenimiento de un coche conducido por una persona joven de entre 18 y 30 años al conducido por una de entre 40 y 50. Este es un parámetro que las aseguradoras tienen en cuenta a la hora de calcular tasas de retorno. Sin embargo, nos surge el mismo problema que en el anterior caso, no disponemos del histórico de reparaciones para potenciarlo; solamente el de mantenimiento rutinario, y este se hace siguiendo las instrucciones del fabricante que van en función de las horas de trabajo acumuladas del compresor y su modelo.

La aplicación y resolución de estos factores en GSW se estudiarán en el apartado “5.4 ESTUDIO TRAS APLICAR EL X.8.”.

5 CASO DE ESTUDIO: GSW

5.1 PROCESO DE IMPLEMENTACIÓN

A continuación, se detalla de forma esquemática el proceso de implementación del controlador de sala para intentar alcanzar un ahorro en el consumo eléctrico de la red de compresores existente en la empresa GSW:

Ilustración 40 Etapas de implementación del controlador de sala.

5.2 DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN BAJO ESTUDIO

5.2.1 Instalación de GSW

La instalación consta de 4 compresores cuyas características se recogen en los siguientes apartados, de un sistema de tratamiento de aire constituido por: prefiltros, secadores, postfiltros y tres depósitos para aumentar la estabilidad del caudal.

A la izquierda se puede observar la electrónica que gestiona el sistema de producción de aire y la forma de acceder a ella para una monitorización en tiempo real del circuito.

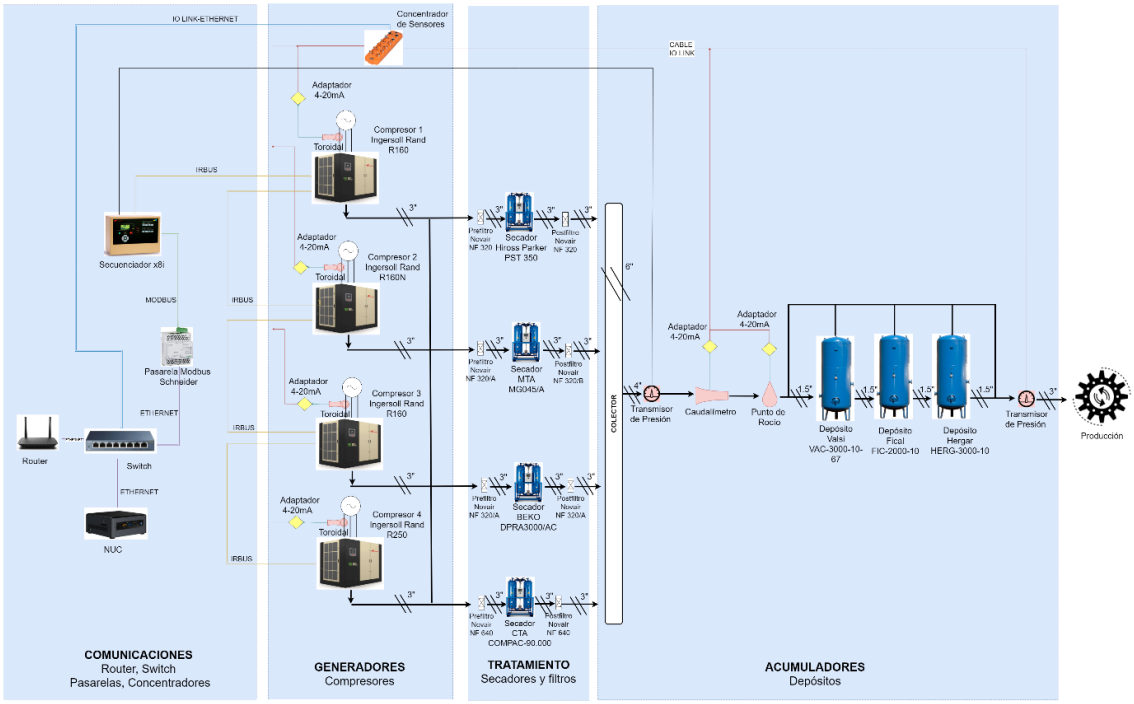


Ilustración 41 Diagrama representativo de la instalación de GSW.

El plano de la instalación puede encontrarse en el anexo “PLANOS”.

A continuación, se procede a clasificar los tipos de componentes usados para la generación y mantenimiento de aire y su impacto en la caída de presión y régimen de caudal.

5.2.1.1 Comunicaciones

Controlador de compresores de Ingersolrand X.8.I monitorizado con una pasarela Raspberry pi 4.

5.2.1.2 Generación de aire

En la siguiente tabla se recogen los datos característicos de la instalación calculados a lo largo de este apartado.

Tabla 6 Tabla resumen de la generación en GSW.

Compre-sor	Modelo	Presión nominal de descarga [Pm] $(barg)$	Caudal-Capacidad (FAD) [Q] (m^3/min)	Potencia útil nominal [NP] (kW)	Potencia consumida en carga $[P_a](kW)$	Potencia consumida en descarga $[P_a](kW)$
COM1	R.160.I_X7.5	7	29.45	160	191	85.15
COM2	R.160.N_X10	de 4.5 a 10 Escogida (6.5)	de 9.15 a 25	160	$P_a = 6.5527 \cdot Q_{FAD} - 0.2428$	No posee, es un compresor variable.
COM3	R.160.I_X7.5	7	29.45	160	191	85.15
COM4	R.250.I_A7.5	7	50.2	250	289.1	129.449
TOTAL				730		

Los análisis del comportamiento del R.160 y del RS.250.I_A.7,5 se encuentran explicados posteriormente en el apartado Modos de funcionamiento y potencias y consumos de los compresores de GSW (en estado estacionario).

5.2.1.3 Tratamiento de aire

Se analizan los principales equipos de tratamiento de aire para tener en cuenta la caída de presión que estos suponen en el sistema y tratar de desarrollar sus funciones de transferencia.

5.2.1.3.1 Prefiltros

Los prefiltros son elementos diseñados para eliminar las impurezas, residuos y partículas indeseadas que pueda contener el aire. Se aplica antes del secador para no dañarlo ya que a bajas temperaturas los residuos pueden solidificar y erosionar las paredes del secador.

Tabla 7 Tabla resumen de los prefiltros en GSW.

Compresor	Marca del Prefiltro	Modelo	Grado EF	Caudal volumétrico [Q] (m^3/min)	$\Delta P[bar]$	Potencia consumida en carga $[P_a](kW)$	Conexión en (“) y (mm)
COM1	MTA Novair	NF 320	P	2070/60=34.5	0.04	0	DN100=4”=101.6mm
COM2	MTA Novair	NF 320/A	A	34.5	0.05	0	DN100=4”=101.6mm
COM3	MTA Novair	NF 320/A	A	34.5	0.05	0	DN100=4”=101.6mm
COM4	MTA Novair	NF 640	A	4110/60=68.5	0.05	0	DN150=6”=152,4mm

La diferencia entre las letras de los filtros implica qué tipo de cartucho están usando. Los B suelen ser para postfiltrado, mientras que los A para prefiltrado.

5.2.1.3.2 Secadores refrigerativos

Los secadores eliminan gran parte de la humedad en el aire licuándola y desechándola mediante purgadores, suponen una gran caída de presión por el esfuerzo al que el aire es sometido.

Tabla 8 Tabla resumen de los secadores en GSW.

Compresor	Marca del Secador	Modelo	Caudal volumétrico [Q] (m^3/min)	$\Delta P[bar]$	Potencia consumida en carga $[P_a](kW)$	Conexión en (“) y (mm)
COM1	Parker	Hiross PST350-A40035014EI	35		3.06	63,5mm
COM2	MTA	MG045/A	45		4.2	DN100=4”=101.6mm
COM3	Beko	DPRA3000/AC	3000/60=50	0.14	4.80	DN100=4”=101.6mm
COM4	CTA	COMPAC-90.000	5400/60=90		11.19	DN150=6”=152,4mm

5.2.1.3.3 Postfiltros

Las características principales de los postfiltros presentes en la instalación de aire comprimido de la empresa GSW son:

Tabla 9 Tabla resumen de los postfiltros en GSW.

Compresor	Marca del Prefiltro	Modelo	Grado EF	Caudal volumétrico [Q] (m^3/min)	$\Delta P[bar]$	Potencia consumida en carga $[P_a](kW)$	Conexión en (“) y (mm)
COM1	MTA Novair	NF 320	P	2070/60=34.5	0.04	0	DN100=4”=101.6mm
COM2	MTA Novair	NF 320/B	A	32	0.05	0	DN100=4”=101.6mm
COM3	MTA Novair	NF 320/A	A	32	0.05	0	DN100=4”=101.6mm
COM4	MTA Novair	NF 640	A	4110/60=68.5	0.05	0	DN150=6”=152,4mm

5.2.1.4 Acumulación de aire

La acumulación de aire se hace mediante depósitos, el depósito se utiliza para amortiguar el comportamiento del sistema.

Tabla 10 Tabla resumen de los depósitos en GSW.

Marca del Depósito	Modelo	Volumen [V] (m^3)	Presión máxima admisible	Potencia consumida en carga $[P_a](kW)$	Conexión en (“) y (mm)
Valsi	VAC-3000-10	3	10	0	2”=50.8mm
Fical	FIC-2000-10	2	10	0	2”=50.8mm
Hergar	HERG-3000-10	3	10	0	2”=50.8mm

5.3 AUDITORÍA ENERGÉTICA INICIAL

5.3.1 Modos de funcionamiento y potencias y consumos de los compresores de GSW (en estado estacionario).

5.3.1.1 R.160

5.3.1.1.1 Estados de funcionamiento

Durante el modo Automático, el compresor puede encontrarse en los siguientes estados de funcionamiento:

- Preparado para arrancar (Standby) [prep. para arrancar].

- Modo de carga [bajo carga].
- Modo de carga parcial (marcha con carga y velocidad reducida; sólo en compresores n) [marcha con carga].
- Marcha en vacío [sin carga].

5.3.1.1.2 R.160.I_X.7,5

Se trata de un compresor fijo. Este compresor no posee modos de funcionamiento inteligentes, es decir, no es capaz de modular su producción de aire comprimido en función de la demanda de aire comprimido. Simplemente puede funcionar en carga o en descarga.

Dado que utilizaremos un controlador de sala X.08.i para controlar el funcionamiento del compresor, la carga y descarga del compresor vendrá asignada por el controlador de sala, y esta se hará en función de la demanda. Dada la naturaleza de nuestro problema a resolver, será necesario calcular los consumos del compresor en descarga y en carga.

5.3.1.1.2.1 Potencias y consumos

A través de su ficha técnica (”ENGINEERING DATA SHEET”) se observa que nuestro modelo es exactamente el RS.160.I_X.7,5 con refrigeración por Aire (AC); el primer número corresponde a la Potencia Útil del motor eléctrico del compresor, y el segundo a la presión de operación máxima del compresor (depósito incluido).

Model Name		**R160I-X7.5**	
GENERAL PERFORMANCE DATA			
Maximum Operating Pressure [2]	barg (psig)	7.5 (110)	
Rated Discharge Pressure	barg (psig)	7 (100)	
Minimum Operating Pressure	barg (psig)	4.5 (65)	
Capacity FAD [1]	m³/min (cfm)	29.45 (1040)	
Maximum Operating Ambient Temperature	°C (°F)		
Minimum Operating Ambient Temperature	°C (°F)		
Maximum System Temperature Setting	°C (°F)		
Nominal Power - Main Motor	kW (HP)		
Main Motor Efficiency [3]	Percent		
Pkg. Input Power with Fan Motor - Air Cooled [4]	kW	191.0	
Pkg. Input Power with Fan Motor - Water Cooled [4]	kW	182.6	
Specific Power - Air Cooled [4][5]	kW/m3/min (kW/100cfm)	6.49	(18.37)
Specific Power - Water Cooled [4][5]	kW/m3/min (kW/100cfm)	6.21	(17.58)

Ilustración 42 Ficha técnica de un R.0160.I_X.7,5. (Fuente: [42])

De esta hoja podemos extraer la potencia nominal activa de 160 kW y la potencia de consumo en estado de carga nominal, es decir, la potencia consumida cuando el compresor entrega su potencia útil nominal. Llamada “Package Input Power with Fan”, tiene un valor de 191.0 kW.

En carga

Estudiados estos valores podemos determinar que en carga tenemos:

Tabla 11 Potencia útil y consumo eléctrico en carga de un R.160.I_X.7,5.

	En carga
Potencia útil [kW]	160
Consumo eléctrico [kW]	191.0

En descarga

La ”ENGINEERING DATA SHEET” no nos proporciona el consumo eléctrico del compresor cuando este está en descarga, en este estado, el rotor sigue girando ya que conserva una inercia, pero no se produce una potencia útil que se transforme en una compresión del aire.

Sin embargo, tampoco se permite la parada completa del rotor; tener un compresor en arranque parada implicaría un desgaste mecánico y eléctrico muy alto, y esto derivaría en una vida útil mucho más corta.

Para poder conocer el consumo en descarga debemos estudiar la hoja de datos técnicos del motor eléctrico del compresor:

Ingersoll Rand Industrial Technologies	MOTOR DATA SHEET – THREE
Motor CPN	**Machine**
23414329H	R160i/R132i HA

Frame	: 315	
Nominal output	: 160	kW
Frequency	: 50	Hz
Poles	: 4	
Maximum load speed	: 1485	rpm
Slip	: 1.06	%
Voltage	: 400 ± 10%	V
Nominal load current (SF 1.00)	: 283	A
Locked rotor current	: 2170	A
I1/In	: 7.67	
Star Delta starting current	: 750	A
Nominal load torque	: 1027.3	N.m

Ilustración 43 Ficha técnica del motor eléctrico de un R.160.I_X.7,5. (Fuente: [42])

MOTOR NAMEPLATE					
TYPE	315	kW	160	CCN	23414329
VOLT	400V±10%	AMP	283	s/n	
S.F.	1.15	S.F. AMP	326	Conn	Δ
ENCL	IP55	RPM	1485	Hz	50
Eff	95.8	PF	0.85		
INS	F	Lp dB(A)	68		
DUTY	S1	M AMB	46°C	WEIGHT	1180kg

Ilustración 44 Ficha técnica del motor eléctrico de un R.160.I_X.7,5. (Fuente: [42])

El parámetro que buscamos es “No load Current”, lamentablemente, no se encuentra ese valor en ninguna de las dos fichas técnicas. Tendremos que aplicar el porcentaje de consumo calculado en RS.250.I_A.7,5.

“También podemos determinar que un compresor consume en descarga un 44.58% que, en carga, según el catálogo de ingersollrand este valor se reduce hasta un 30% en los nuevos compresores, pero dado que estos tienen ya miles de horas de uso, supondremos un 44.58% de consumo.” [Cálculo del consumo en descarga pág 86]

Aplicando estos valores a los de la tabla de potencias “en carga”, obtendremos la tabla de valores del compresor siguiente:

Tabla 12 Potencia útil y consumo eléctrico en carga y descarga de un R.160.I_X.7,5.

	En carga	En descarga
Potencia útil [kW]	160	71.33
Consumo eléctrico [kW]	191	85.15

5.3.1.1.2.2 Función Potencia_absorbida-Caudal del R.160.I_X.7,5

Se trata de una función escalonada.

Dado que el caudal del compresor en carga es $Q_{FAD} = 29.45 \left[\frac{m^3}{min}\right]$ en el Sistema Internacional de unidades posee un valor de $Q = 0.49 \left[\frac{m^3}{s}\right]$.

$$P_a(Q) = \begin{cases} 0\ [kW], & Q = 0 \left[\frac{m^3}{s}\right] \\ 85.15\ [kW], & 0 < Q < 0.49 \left[\frac{m^3}{s}\right] \\ 191\ [kW], & Q = 0.49 \left[\frac{m^3}{s}\right] \end{cases}$$

Sin embargo, en la industria y en este estudio trabajamos en valores de FAD (Free Air Delivery), a la hora de hacer el cálculo transitorio dividiremos o multiplicaremos los valores por 60 para adaptarlo al problema en cuestión.

$$P_a(Q_{FAD}) = \begin{cases} 0\ [kW], & Q_{FAD} = 0 \left[\frac{m^3}{min}\right] \\ 85.15\ [kW], & 0 < Q_{FAD} < 29.45 \left[\frac{m^3}{min}\right] \\ 191\ [kW], & Q_{FAD} = 29.45 \left[\frac{m^3}{min}\right] \end{cases}$$

La potencia específica del compresor es:

$$\boxed{P_e = 6.49 \frac{kW/m^3}{min}}$$

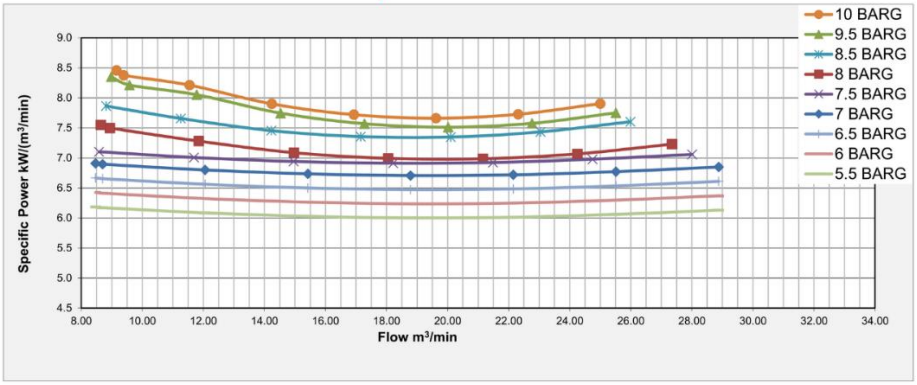
5.3.1.1.3 R.160.N_X.10 AC

Se trata de un compresor variable de Potencia útil 160 kW, que funciona a una presión de 10 barg y está refrigerado por aire (AC). Pero le haremos trabajar a 6.5 barg.

Para el cálculo del consumo (variable) de un compresor variable debemos estudiar su curva de funcionamiento:

R160n AC

R160n 50Hz AC at different pressures



	5.5barg	6.0barg	6.5barg	7.0barg	7.5barg	8.0barg	8.5barg	9.5barg	10.0barg
Capacity @ Max Speed FAD m³/min	28.88	28.88	28.88	28.88	28.01	27.35	25.99	25.51	25.00
Capacity @ Min Speed FAD m³/min	8.47	8.47	8.47	8.47	8.58	8.64	8.81	8.98	9.15
Turndown Percentage	71%	71%	71%	71%	69%	68%	66%	65%	63%
Package Input Power @Max Speed kW	177.0	184.0	190.9	197.8	197.7	197.7	197.6	197.7	197.6

The data above show calculated non-tested results and need to be seen as "General expected outcome" of the performances of the unit.
In case of conflicts, data from the "Engineering Datasheet" of the unit should be seen as primary source of information.

26

Ilustración 45 Régimen de funcionamiento de un R.160.N_X.10 AC. (Fuente: [42])

R160n AC

R160n 50Hz AC at different pressures

		Max	A	B	C	D	E	Min
Capacity FAD m³/min	10 barg	25.00	22.31	19.62	16.93	14.24	11.55	9.15
	9.5 barg	25.51	22.77	20.02	17.27	14.53	11.78	8.98
	8.5 barg	25.99	23.05	20.10	17.15	14.22	11.26	8.81
	8 barg	27.35	24.25	21.16	18.05	14.97	11.85	8.64
	7.5 barg	28.01	24.75	21.49	18.22	14.96	11.69	8.58
	7 barg	28.88	25.52	22.15	18.79	15.42	12.06	8.47
	6.5 barg	28.88	25.52	22.15	18.79	15.42	12.06	8.47
	6 barg	28.88	25.52	22.15	18.79	15.42	12.06	8.47
	5.5 barg	28.88	25.52	22.15	18.79	15.42	12.06	8.47
Package Input Power kW	10 barg	197.6	172.4	150.3	130.7	112.5	94.8	77.4
	9.5 barg	197.7	172.5	150.4	130.8	112.5	94.9	75.0
	8.5 barg	197.6	171.3	147.7	126.2	106.0	86.2	69.3
	8 barg	197.7	171.4	147.8	126.2	106.1	86.2	65.2
	7.5 barg	197.7	172.7	148.8	125.9	103.8	81.9	60.9
	7 barg	197.8	172.8	148.8	126.0	103.9	82.0	58.5
	6.5 barg	190.9	166.7	143.6	121.6	100.2	79.1	56.5
	6 barg	184.0	160.7	138.4	117.2	96.6	76.2	54.4
	5.5 barg	177.0	154.6	133.2	112.7	93.0	73.4	52.4
Specific Power kW/m³/min	10 barg	7.9	7.7	7.7	7.7	7.9	8.2	8.5
	9.5 barg	7.7	7.6	7.5	7.6	7.7	8.1	8.4
	8.5 barg	7.6	7.4	7.3	7.4	7.5	7.7	7.9
	8 barg	7.2	7.1	7.0	7.0	7.1	7.3	7.6
	7.5 barg	7.1	7.0	6.9	6.9	6.9	7.0	7.1
	7 barg	6.8	6.8	6.7	6.7	6.7	6.8	6.9
	6.5 barg	6.6	6.5	6.5	6.5	6.5	6.6	6.7
	6 barg	6.4	6.3	6.2	6.2	6.3	6.3	6.4
	5.5 barg	6.1	6.1	6.0	6.0	6.0	6.1	6.2

The data above show calculated non-tested results and need to be seen as "General expected outcome" of the performances of the unit.
In case of conflicts, data from the "Engineering Datasheet" of the unit should be seen as primary source of information.

27

Ilustración 46 Régimen de funcionamiento de un R.160.N_X.10 AC. (Fuente: [42])

Los valores que nos interesan son para una presión de 6.5 bar, la presión de demanda de la instalación:

Tabla 13 Régimen de funcionamiento de un R.160.N_X.10 AC a 6.5 bar. (Fuente: [42])

	Max	A	B	C	D	E	Min
Caudal-Capacidad (Q_{FAD}) $\left[\frac{m^3}{min}\right]$	28.88	25.52	22.15	18.79	15.42	12.06	8.47
Pabsorbida [kW]	190.9	166.7	143.6	121.6	100.2	79.1	56.5
Potencia específica $\left[\frac{kW}{m^3/min}\right]$	6.6	6.5	6.5	6.5	6.5	6.6	6.7

El modo de funcionamiento del compresor consiste en modificar el caudal hasta alcanzar la presión objetivo.

Con un aumento o disminución de las revoluciones del motor se consigue un aumento o disminución del caudal de aire entrante en el depósito, y con la válvula de aire abierta, se traduce en una variación directa de la presión del circuito.

Podemos relacionar entonces directamente el caudal con las revoluciones del motor, y estas con el consumo eléctrico de este; la tabla y la gráfica mostradas nos proporcionan esa relación.

A partir de los valores de la tabla podemos calcular la línea de tendencia. Por suerte la relación entre la Potencia consumida y el caudal FAD es casi lineal:

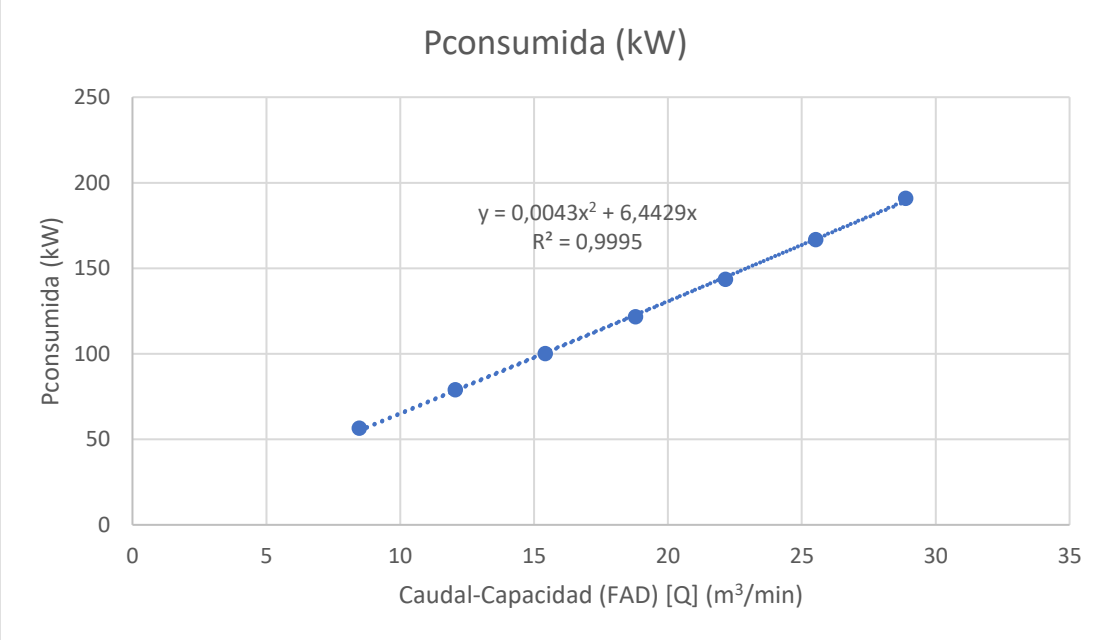


Ilustración 47 Aproximación polinómica de 2º grado (forzada en el [0,0] de la relación Potencia-caudal del R.160.N_X.10 AC a 6.5 bar).

Pero para una mejor estimación de la curva, aproximaremos con una línea de tendencia polinómica.

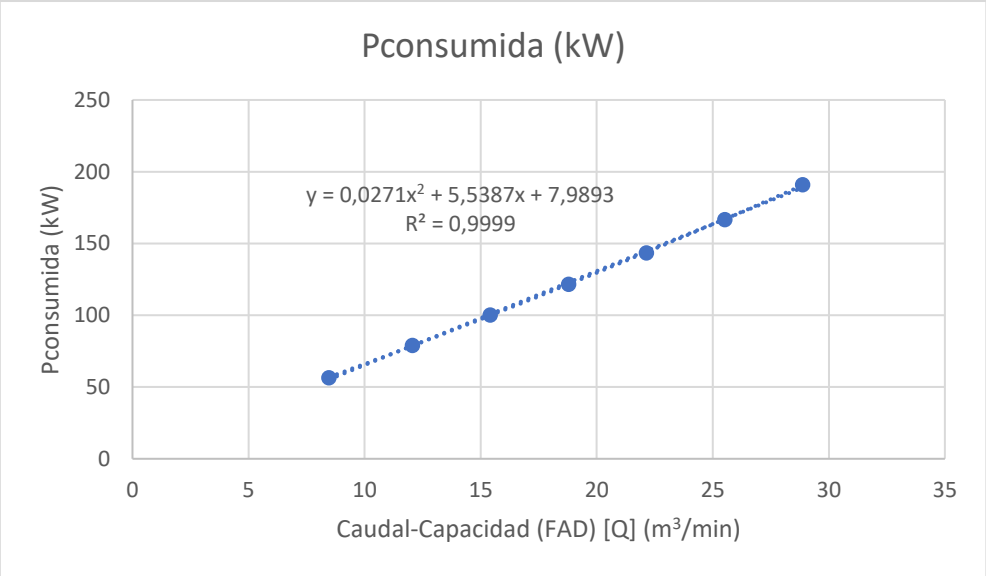


Ilustración 48 Aproximación polinómica de 2º grado de la relación Potencia-caudal del R.160.N_X.10 AC a 6.5 bar.

5.3.1.1.3.1 Función Potencia_absorbida-Caudal del R.160.N_X.10 AC

La ecuación es:

$$P_{\text{consumida}} = P_{\text{absorbida}} = P_a = 0.0271 \cdot Q_{\text{FAD}}^2 + 5.5387 \cdot Q_{\text{FAD}} + 7.9893\ [kW]$$

con una $R^2 = 0.9999$.

Si forzamos el corte de la línea de tendencia en (0,0) obtenemos que:

$$P_{\text{a}} = 0.0043 \cdot Q_{\text{FAD}}^2 + 6.4429 \cdot Q_{\text{FAD}}\ [kW]$$

Aunque la R^2 disminuye a 0.9995

Como el primer término es casi despreciable, y aumenta demasiado la complejidad de los cálculos, nos quedaremos con la ecuación polinómica de grado 1:

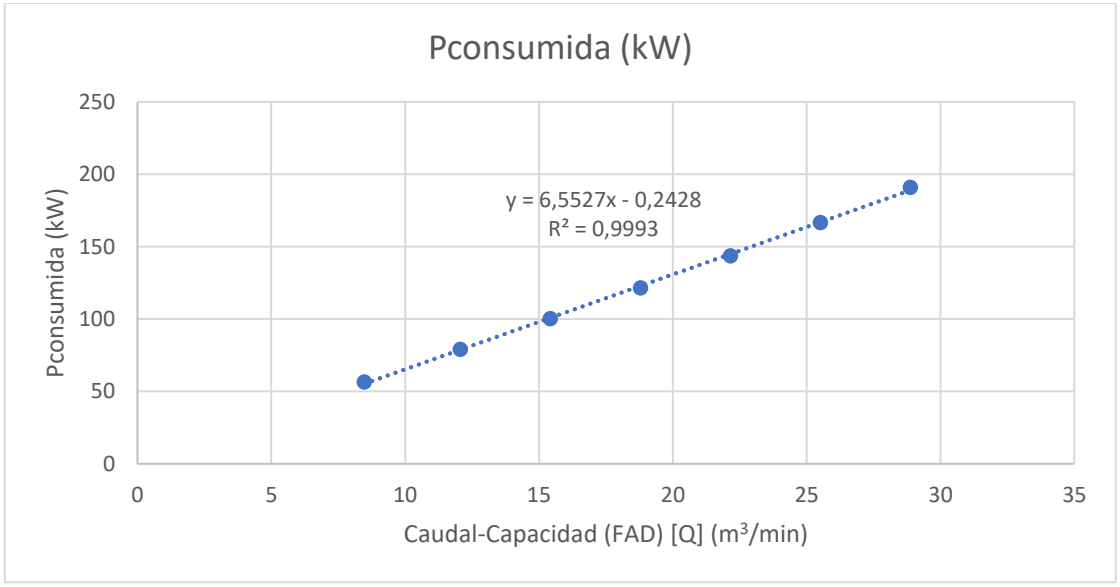


Ilustración 49 Aproximación polinómica de 1º grado de la relación Potencia-caudal del R.160.N_X.10 AC a 6.5 bar.

$$\boxed{P_{\text{a}} = 6.5527 \cdot Q - 0.2428\ [kW]}$$

Aunque la R^2 disminuye a 0.9993, sigue siendo asumible.

Observando la fórmula podemos ver que la relación tiene un gran peso en la pendiente, la relación es casi lineal.

La potencia específica del compresor es:

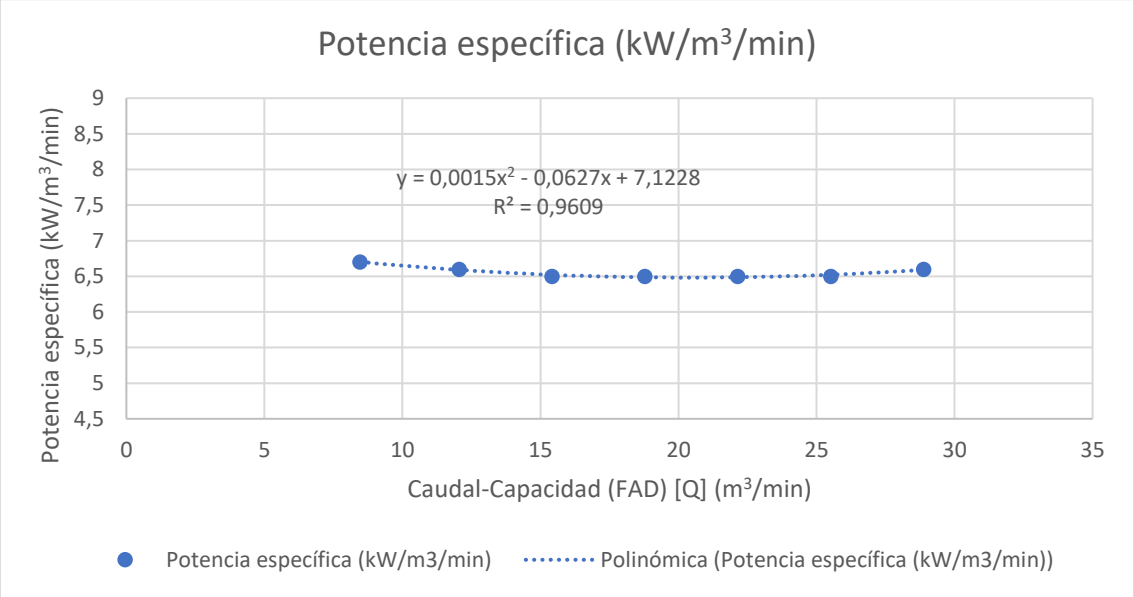


Ilustración 50 Potencia específica del R.160.N_X.10 AC a 6.5 bar.

Calculamos la potencia específica a partir de la ecuación polinómica de mayor R^2.

$$P_{\text{específica}} = P_e = \frac{P_a[kW]}{Q_{\text{FAD}}[m^3/s]} = 0.0271 * Q_{\text{FAD}} + 5.5387 + \frac{7.9893}{Q_{\text{FAD}}}\left[\frac{kW}{m^3/min}\right]$$

Una simplificación para cálculos futuros sería calcular la ecuación a partir de la de primer grado:

$$P_e = \frac{P_a[kW]}{Q_{\text{FAD}}[m^3/s]} = 6.5527 - \frac{0.2428}{Q_{FAD}}\left[\frac{kW}{m^3/s}\right] \simeq \boxed{6.5527\left[\frac{kW}{m^3/min}\right]}$$

Observando la fórmula podemos ver que la relación tiene un gran peso en la constante, la relación es casi constante, el punto de menor valor de la potencia específica es el punto de mayor rendimiento del compresor.

5.3.1.2 RS.250.I_A.7,5

Se trata de un compresor fijo. Este compresor tiene modos de funcionamiento inteligentes, es decir, es capaz de modular su producción de aire comprimido en función de la demanda de aire comprimido.

5.3.1.2.1 Estados de Funcionamiento

5.3.1.2.1.1 Modo modulación

Se puede seleccionar el modo de control de "MODULACIÓN" durante el procedimiento de fijar el punto de control en un compresor que tenga instalado la opción de modulación. Este modo conecta la presión regulada de la válvula (MV) al cilindro de aire. La presión regulada disminuye con el aumento de la presión del sistema. Es decir, la válvula de admisión estrangula el flujo de aire que llega al compresor. La válvula del modulador está fijada en la fábrica de modo que el compresor modulará aproximadamente a 60% de la capacidad nominal antes de que se alcance la presión fuera de línea.

- Si la presión del sistema continúa aumentando, el compresor descargará en el punto de control de presión fuera de línea.
- Si la presión del sistema disminuye a menos del punto de control fijado en línea, el compresor descargará en el modo de control de modulación [43].

5.3.1.2.1.2 Presión máxima de modulación

La versión más reciente del software SG Intellisys tiene un nuevo parámetro dentro de los puntos de programación del cliente para permitir un mejor control de cuándo entra en modulación el compresor. El nuevo punto de programación se denomina modulación máxima, y permite al Intellisys controlar el punto máximo de modulación de la unidad antes de descargar el compresor. El nuevo punto de programación funcionará, por lo tanto, en combinación con el parámetro adelante/atrás para procurar un control más exacto de la presión del sistema [43].

Gama del punto de programación de la presión máxima de modulación es:

- On Line + 0.5 Bar (7 psi)
- Off Line + 0.5 Bar (7 psi)

Una vez seleccionado MOD/ACS, el Intellisys decide sobre el modo más eficiente de controlar la unidad. En principio el compresor se pone en marcha en control ACTIVADO-DESACTIVADO y sólo cambiará al modo modulación si se cumple la siguiente condición:

- El compresor debe cargar y descargar 3 veces para entrar en modo modulación.
- Si el compresor funciona sin carga durante 3 minutos, la máquina retorna a conectado/desconectado.

Las opciones MODULACIÓN Y MOD/ACS están desactivadas si el compresor está instalado en un sistema secuenciador, es decir, a un sistema ISC o similar.

5.3.1.2.1.3 Modulación porcentaje de carga (%)

El porcentaje. de modulación de carga permite al Intellisys presentar una pantalla que muestra al cliente o al ingeniero de servicio técnico la carga actual del compresor. El Intellisys utiliza las señales procedentes del transductor de presión 1AVPT para calcular la carga del compresor. Entonces el Intellisys visualiza este valor en forma de porcentaje desde 60% hasta 100% en grados incrementales de 5%.

VACUUM (PSI)	INTELLISYS DISPLAY
0.0 - 0.9	FULL LOAD
0.9 - 1.5	LOAD IS 95%
1.5 - 2.1	LOAD IS 90%
2.1 - 2.9	LOAD IS 85%
2.9 - 3.5	LOAD IS 80%
3.5 - 4.1	LOAD IS 75%
4.1 - 4.8	LOAD IS 70%
4.8 - 5.6	LOAD IS 65%
5.6 - 6.5	LOAD IS 60%
13.0 - 13.6	UNLOADED

Ilustración 51 Porcentajes de modulación de carga de un R.S.250.I_A.7,5. (Fuente: [43])

Dado que utilizaremos un controlador de sala X.8.I para controlar el funcionamiento del compresor, este no seguirá ninguno de los modos de funcionamiento anteriormente descritos, la carga y descarga del compresor vendrá asignada por el controlador de sala, y esta se hará en función de la demanda. Dada la naturaleza de nuestro problema a resolver, no será necesario calcular los consumos en estos modos de funcionamiento; será necesario calcular los consumos del compresor en descarga y en carga [43].

5.3.1.2.2 Potencias y consumos

Nuestro modelo es exactamente el RS.250.I_A7.5 con refrigeración por Aire (AC); el primer número corresponde a la Potencia útil del motor eléctrico del compresor, y el segundo a la presión de operación máxima del compresor (depósito incluido) [43].

Model			RS250i-A7.5
GENERAL PERFORMANCE DATA			
Maximum Target Operating Pressure	(2)	barg (psig)	7.5 (109)
Rated Discharge Pressure		barg (psig)	7.0 (102)
Minimum Operating Pressure		barg (psig)	4.5 (65)
Maximum Operating Ambient Temperature		°C (°F)	46 (115)
Minimum Operating Ambient Temperature		°C (°F)	2 (36)
Maximum System Temperature Setting		°C (°F)	109 (228)
Nominal Power - Main Motor		kW (HP)	250 (335)
Main Motor Efficiency	(3)	%	96.0%
Capacity FAD	(1)	m^3/min (CFM)	50.2 (1773)
Package Input Power with Fan - Air Cooled	(4)	kW	289.1
Specific Power - Air Cooled	(4)(5)	kW/m^3/min (kW/100CFM)	5.8 (16.3)

Ilustración 52 Ficha técnica de un de un R.S.250.I_A.7,5. (Fuente: [42])

De esta hoja podemos extraer la potencia nominal activa de 250 kW y la potencia de consumo en estado de carga nominal, es decir, la potencia consumida cuando el compresor entrega su potencia útil nominal, llamada “Package Input Power with Fan” y tiene un valor de 289.1 kW.

5.3.1.2.2.1 En carga

Estudiados estos valores podemos determinar que en carga tenemos:

Tabla 14 Potencia útil y consumo eléctrico en carga de un RS.250.I_A.7,5.

	En carga
Potencia útil [kW]	250
Consumo eléctrico [kW]	289.1

5.3.1.2.2.2 En descarga

La ”ENGINEERING DATA SHEET” no nos proporciona el consumo eléctrico del compresor cuando este está en descarga, en este estado, el rotor sigue girando ya que conserva una inercia, pero no se produce una potencia útil que se transforme en una compresión del aire.

Sin embargo, tampoco se permite la parada completa del rotor; tener un compresor en arranque parada implicaría un desgaste mecánico y eléctrico muy alto, y esto derivaría en una vida útil mucho más corta.

Para poder conocer el consumo en carga debemos estudiar la hoja de datos técnicos del motor eléctrico del compresor:

Ingersoll Rand Industrial Technologies	MOTOR DATASHEET - THREE PHASE INDUCTIO	
	MOTOR CCN#	**MACHINE**
	49077886	ARES - 250kW
Frame:	315L	
Nominal Output:	250	kW
Frequency:	50	Hz
Poles:	4	Poles
Rated Speed:	1490/1491/1492	RPM
Slip:	0.55/0.55/0.56	%
Voltage:	380/400/415	Volts
Nominal load current (In) @ 1.0SF:	469/463/462	Amps
Locked Rotor Current (I1):	4305.0	Amps
I1/In:	9.3	
Star Delta Starting Current:	1450.0	Amps
No load Current:	210.0	Amps
Nominal Torque:	1600	Nm

Ilustración 53 Ficha técnica del motor eléctrico de un RS.250.I_A.7,5. (Fuente: [42])

Ingersoll Rand.

IE3 IEC60034-1

3~ Motor	M3BP 315LKC 4 IMB35/IM2001						2016
1271878-1			AMB +46°C				
No.						Ins. cl. F	IP 55
V		Hz	kW	r/min	A	cos φ	Duty
380	D	50	250	1490	469	0.84	S1
400	D	50	250	1492	463	0.81	S1
415	D	50	250	1492	462	0.78	S1

CCN number 49077886 SF 1.21

IE3-96.0%(100%)-96.0%(75%)-95.5%(50%)

Product code 3GBP312830-ADL +VC

7222BECBM Nmax 1800 r/min

NU222ECM/C3 6319/C3 1625 kg

ABB Oy, Motors and Generators
Strömbergin Puistotie 5A
Vaasa, Finland

Ilustración 54 Ficha técnica del motor eléctrico de un RS.250.I_A.7,5. (Fuente: [42])

El parámetro que buscamos es “No load Current”, que posee un valor de 210.0 Amps.

Si observamos atentamente las corrientes de carga (“Nominal load current (In) @ 1.0SF”), podremos ver que tenemos varios datos; esto es debido a que este motor eléctrico está preparado para funcionar a diferentes tensiones (”Motor is suitable for 380V, 400V, and 415V power supply”).

Para una simplificación en los cálculos de consumos, haremos estos a una tensión de línea en el motor de 380V ($\sqrt{3} * 220[V]$).

Comprobación de la potencia útil

La potencia útil del motor de 250V debe ser el consumo eléctrico nominal del motor multiplicado por el rendimiento de este (”Main Motor Efficiency”) de un 96%; recordemos que un motor tiene pérdidas mecánicas, en el devanado del cobre y por acciones del campo magnético en el “hierro” [44].

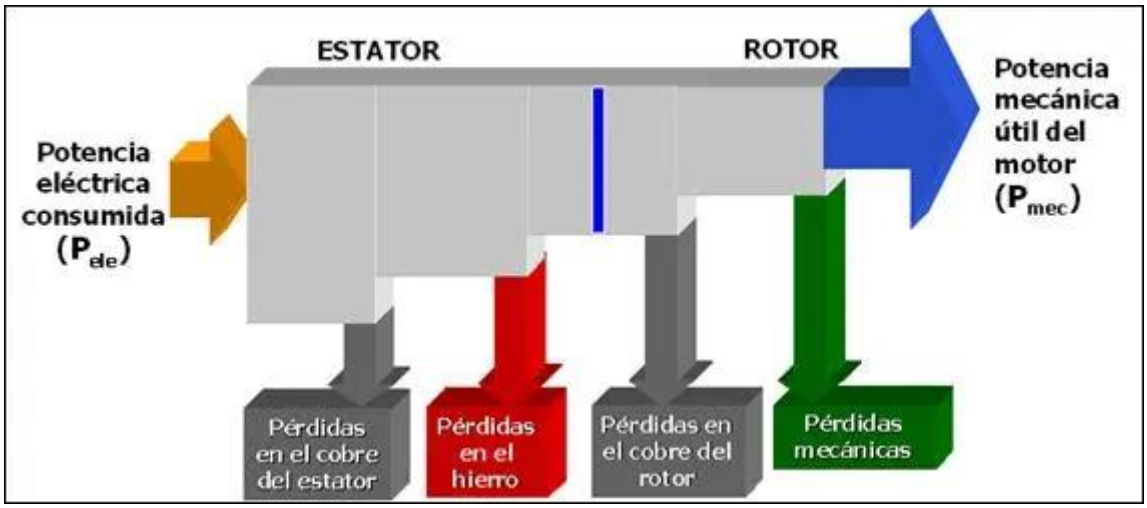


Ilustración 55 Potencia y pérdidas de un motor eléctrico. (Fuente: [44])

La potencia útil de un motor es el producto de la potencia consumida por un rendimiento, este rendimiento será menor conforme mayores pérdidas tenga en el cobre, en el hierro (por corrientes de Foucault), o mecánicas. Procedemos a calcular la potencia útil como el producto entre la potencia eléctrica consumida por un motor y su rendimiento.

$$\mathrm{P_{útil}} = P_u = P_{\mathrm{elec}} * \frac{\eta}{100} = \left(\sqrt{3} * U_L * I_L * cos(\phi)\right) * \frac{\eta_{\mathrm{motor}}}{100}$$

$$P_{\mathrm{u}} = \left(\sqrt{3} * 380 * 469 * 0.84\right) * \frac{96}{100} * \frac{1kW}{1000W} = 259.296[kW] * 0.96 = 248.924[kW] \simeq 250[kW]$$

Si comprobamos la potencia eléctrica consumida por el motor (259.296[kW]), podemos observar que no coincide con la potencia eléctrica consumida por el compresor (289.1[kW]); esto quiere decir que tenemos unas pérdidas eléctricas originarias en unas pérdidas mecánica y térmicas derivadas del proceso físico de compresión del aire. El rendimiento térmico del compresor es entonces:

$$\eta_{\mathrm{térmico}} = \frac{\text{Potencia eléctrica consumida por el motor}}{\text{Potencia eléctrica consumida por el compresor}} = \frac{259.296[kW]}{289.1[kW]} * 100 = 89.69\ \%$$

Podemos determinar entonces que la Potencia útil del compresor es:

$$P_{\mathrm{útil}} = P_{\mathrm{absorbida}} * \eta_{\mathrm{motor}} * \eta_{\mathrm{térmico}}$$

Comprobada la potencia nominal, procedemos a calcular el consumo eléctrico del motor eléctrico en descarga.

Cálculo del consumo en descarga

Para un "No load Current" de 210.0 A y una tensión de línea de 380 V.

$$P_{\mathrm{útil\ sin\ carga}} = P_{\mathrm{u\text{-}NL}} = \left(\sqrt{3} * 380 * 210 * 0.84\right) * \frac{96}{100} * \frac{1kW}{1000W} = 116.102[kW] * 0.96 = 111.458[kW]$$

$$P_{\mathrm{a\text{-}NL}} = \frac{P_{\mathrm{u\text{-}NL}}}{\eta_{\mathrm{motor}} * \eta_{\mathrm{térmico}}} = \frac{111.458[kW]}{0.96 * 0.8969} = 129.449[kW]$$

La tabla de valores del compresor se resume en la siguiente:

Tabla 15 Potencia útil y consumo eléctrico en carga y descarga de un RS.250.I_A.7,5.

	En carga	En descarga
Potencia útil [kW]	250	111.458
Consumo eléctrico [kW]	289.1	129.449

También podemos determinar que un compresor consume en descarga un 44.58% que en carga. De acuerdo con el catálogo de Ingersollrand este valor se reduce hasta un 30% en los nuevos

compresores, pero dado que estos tienen ya miles de horas de uso, supondremos un 44.58% de consumo.

5.3.1.2.3 Función Potencia_absorbida-Caudal del RS.250.I_A.7,5

Al igual que en el caso del R.160.I_X.7,5, obtenemos una función escalonada.

$$P_a(Q_{FAD}) = \begin{cases} 0\ [kW], & Q_{FAD} = 0\ \left[\frac{m^3}{min}\right] \\ 129.449\ [kW], & 0 < Q_{FAD} < 50.2\ \left[\frac{m^3}{min}\right] \\ 289.1\ [kW], & Q_{FAD} = 50.2\ \left[\frac{m^3}{min}\right] \end{cases}$$

La potencia específica del compresor es:

$$\boxed{P_e = 5.8 \frac{Kw/m^3}{min}}$$

5.3.2 Secuencia de compresores y comportamiento del sistema en estado estacionario calculada

De una manera resumida, las ecuaciones obtenidas son:

R.160.I_X.7,5

$$P_a(Q_{FAD}) = \begin{cases} 0\ [kW], & Q_{FAD} = 0\ \left[\frac{m^3}{min}\right] \\ 85.15\ [kW], & 0 < Q_{FAD} < 29.45\ \left[\frac{m^3}{min}\right] \\ 191\ [kW], & Q_{FAD} = 29.45\ \left[\frac{m^3}{min}\right] \end{cases}$$

$$\boxed{P_e = \frac{P_a[kW]}{Q_{FAD}[m^3/s]} = 6.49 \left[\frac{kW}{m^3/min}\right]}$$

R.160.N_X.10 AC

$$\boxed{P_a = 6.5527 \cdot Q_{FAD} - 0.2428\ [kW]} \quad 8.47 < Q_{FAD} < 28.88 \left[\frac{m^3}{min}\right]$$

$$P_e \simeq \boxed{6.5527 \left[\frac{kW}{m^3/min}\right]}$$

RS.250.i_A.7,5

$$P_a(Q_{FAD}) = \begin{cases} 0\ [kW], & Q_{FAD} = 0\ \left[\frac{m^3}{min}\right] \\ 129.449\ [kW], & 0 < Q_{FAD} < 50.2\ \left[\frac{m^3}{min}\right] \\ 289.1\ [kW], & Q_{FAD} = 50.2\ \left[\frac{m^3}{min}\right] \end{cases}$$

$$\boxed{P_e = 5.8\left[\frac{kW}{m^3/min}\right]}$$

Observando detenidamente, el compresor RS.250.i_A.7,5 es el más eficiente, al poseer la menor potencia específica. A mayor potencia específica, más potencia consume un compresor para entregar el mismo caudal.

5.3.2.1 Secuenciación

Entonces el compresor RS.250.I_A.7,5 deberá, ser en proporción, el compresor que más debe trabajar. En segundo lugar, tendría que ser el R.160.I_X.7,5 y por último el R.160._X.10 AC; esa debería ser la secuencia de funcionamiento de compresores más eficiente del circuito.

Sin embargo, al ser uno de los compresores variables y el resto fijo, no podremos satisfacer la demanda en el estado transitorio, es decir, nuestra banda de presión será muy alta si solo usamos compresores fijos y el caudal demandado se encuentra en un punto que la suma de estos no pueda satisfacer.

Por otro lado, el cliente ha pedido expresamente que tratemos de trabajar solo con tres de los cuatro compresores, dejando un R.160.i_X.7,5 solo para casos de emergencia. En consecuencia, la secuencia de compresores programada en el X8I será la siguiente:

- Prioridad 1: Compresor 2 (R.160.N_X.10 AC) y 4 (RS.250.I_A.7,5).
- Prioridad 2: Compresor 1 (R.160.I_X.7,5).
- Prioridad 3: Ninguno.
- Prioridad 4 (Emergencias): Compresor 3 (R.160.I_X.7,5).

Recordemos cómo va a incorporar el X.8.I a estos compresores:

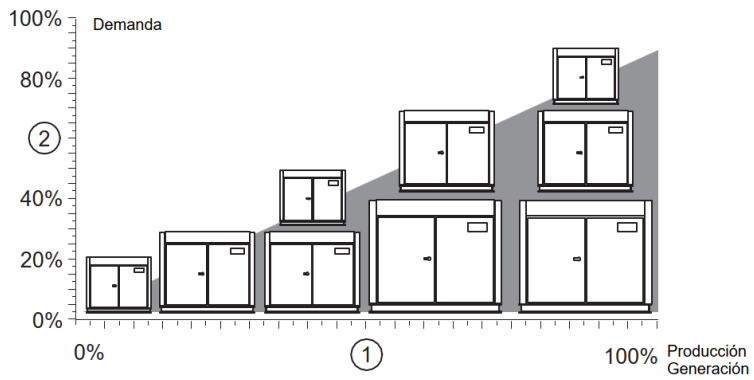


Ilustración 56 Secuencia de funcionamiento de los compresores. (Fuente: [26])

Esta secuencia se puede resumir en la siguiente función escalonada, podríamos calcular de forma teórica la potencia absorbida en función del caudal de consumo:

$$P_a(Q) = \begin{cases} P_{a_{R.160.N\_X.10}}(Q)[kW], & 0 < Q < 28.88\left[\frac{m^3}{min}\right] \\ P_{a_{R.250.I\_A.7,5}}(Q) + P_{a_{R.160.N\_X.10}}(Q)[kW], & 28.88 < Q < 78.08\left[\frac{m^3}{min}\right] \\ P_{a_{R.250.I\_A.7,5}}(Q) + P_{a_{R.160.N\_X.10}}(Q) + P_{a_{R.160.I-X.7,5}}(Q)[kW], & 78.08 < Q < 108.33\left[\frac{m^3}{min}\right] \\ P_{a_{R.250.I\_A.7,5}}(Q) + P_{a_{R.160.N\_X.10}}(Q) + 2 \cdot P_{a_{R.160.I-X.7,5}}(Q)[kW], & 108.33 < Q < 137.78\left[\frac{m^3}{min}\right] \end{cases}$$

Los rangos de caudales se forman por los rangos de trabajo de cada compresor.

Este sería el régimen estacionario más eficiente. La demostración y cálculo de los porcentajes introducidos en el controlador se explica más adelante.

5.3.3 Cálculo de los parámetros de amortiguación y demás variables del estado transitorio del circuito

5.3.3.1 Función de transferencia del circuito a partir de las gráficas

Dada la complejidad de la simulación de los parámetros que corresponden a los elementos neumáticos del circuito; se ha decidido que, ya que poseemos hecha una monitorización del circuito, trataremos de extraer una función de transferencia a partir de la monitorización de sus variables medidas. Para ello nos apoyaremos en la herramienta "System Identification Toolbox" de Matlab [45], [46].

En primer lugar, debemos de tomar una decisión importante. Nuestra información monitorizada tiene una frecuencia variable, es decir, el tiempo de paso es inconstante. Este problema supone una complejidad mayor tanto en el desarrollo de funciones, así como predecir funcionamientos del sistema de manera matemática. Podemos abordar el problema de tres formas:

1) Redefinir los datos a partir de los extraídos, inventando los que faltan a partir de los existentes, buscando la primera frecuencia de valor fijo que se produzca con el menor número de datos añadidos posibles.
2) Destruir datos hasta equiparar la frecuencia del sistema al tiempo entre muestreo más grande que haya.
   a) Naturalmente escogeremos muestras en la que los cortes hayan sido el menor número posible.
3) Una combinación del primer método y el segundo.
4) Trabajar con una frecuencia variable.
   a) System Identification es capaz de trabajar con lo que denomina Nonequal Sampling [47]:

      "Nonequal Sampling

      The property SamplingInstants gives the sampling instants of the data points. It can always be retrieved by get (Dat,'SamplingInstants') (or Dat.s) and is then computed from Dat.Ts and Dat.Tstart. SamplingInstants can also be set to an arbitrary vector of the same length as the data, so that nonequal sampling can be handled. Ts is then

automatically set to [ ]. Most of the estimation routines, though, do not handle unequally sampled data."

Sin embargo, las funciones se verán reducidas.

La solución tomada en este trabajo es la primera; interpolar los datos de los que no se dispone a partir de los datos contiguos usando dos métodos distintos.

1. Una primera interpolación real aplicada según concepto teórico.
2. Una segunda interpolación para rellenar la primera y última columna de nuestro dataframe.

Estas son respectivamente:

1. **Spline**: Los splines son curvas polinómicas definidas a trozos, el trazador más común es el cúbico (de grado 3) [48]. El método de los splines ajusta funciones polinómicas en las que las variables independientes son X e Y. Es similar a una interpolación global mediante regresión, pero ahora esta interpolación se lleva a cabo localmente. En general producen resultados muy buenos con la ventaja de poder modificar una serie de parámetros en función del tipo de distribución espacial de la variable. La ventaja fundamental del método de *splines* respecto a los basados en medias ponderadas es que, con estos últimos, los valores interpolados nunca pueden ser ni mayores ni menores que los valores de los puntos utilizados para interpolar. Por tanto, resulta imposible interpolar correctamente máximos y mínimos [49].
2. **Limit**: Interpolación con límite hacia delante o hacia atrás, se escoge en ambas direcciones para rellenar los valores de los extremos y eliminar el dataframe de todo valor nulo [50], [51].

Se ha escogido el tipo de interpolación por Spline de grado 3 por su mejor desempeño en variables de presión y caudal [52].

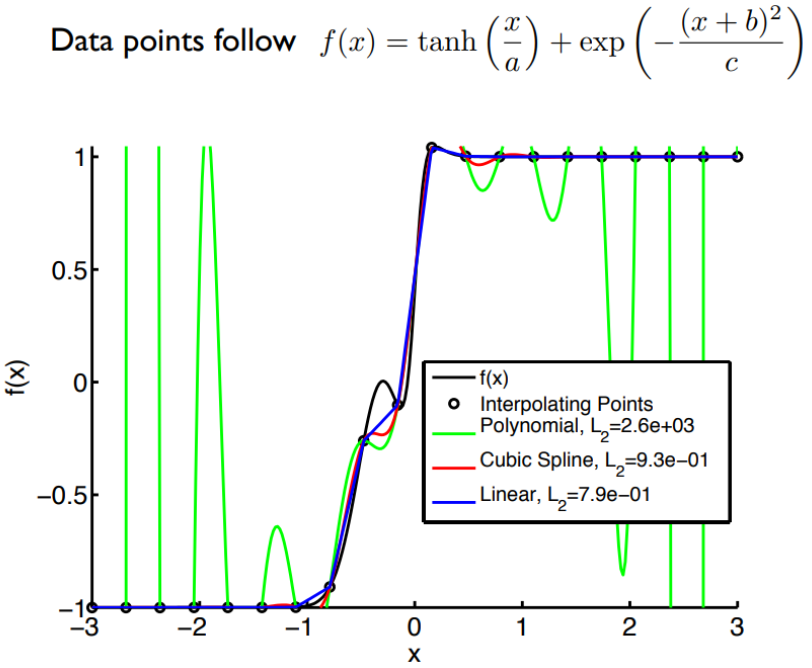


Ilustración 57 Demostración de mejor interpolación para una función f(x). (Fuente: [52])

El extracto de código en Python que interpola, usando la librería de “Pandas” es:

```
filled_dataframe = dataframe.interpolate('spline', order=3)
filled_dataframe = dataframe.interpolate(limit=1, limit_direction='both')
```

El resultado en nuestro análisis en Grafana sería pasar de un conjunto de valores con la siguiente forma:

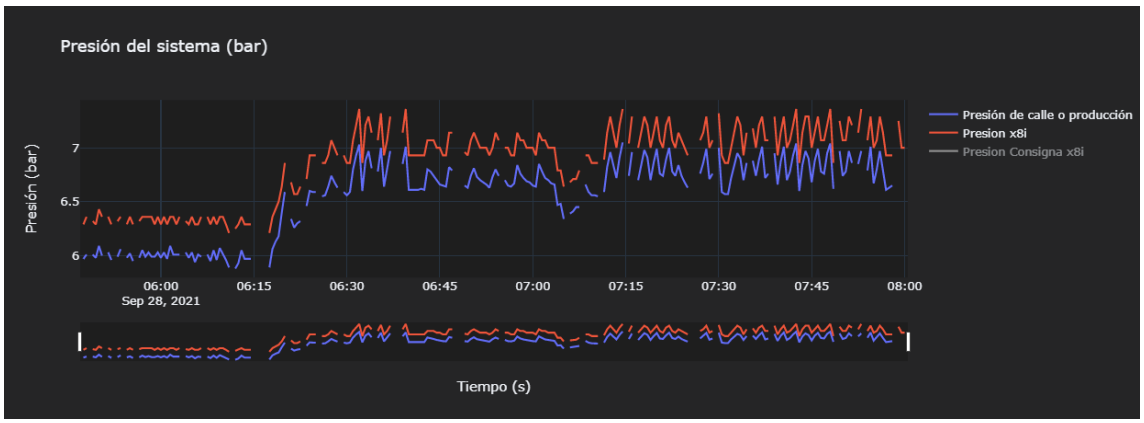


Ilustración 58 Presión antes de la interpolación.

A uno con la siguiente:

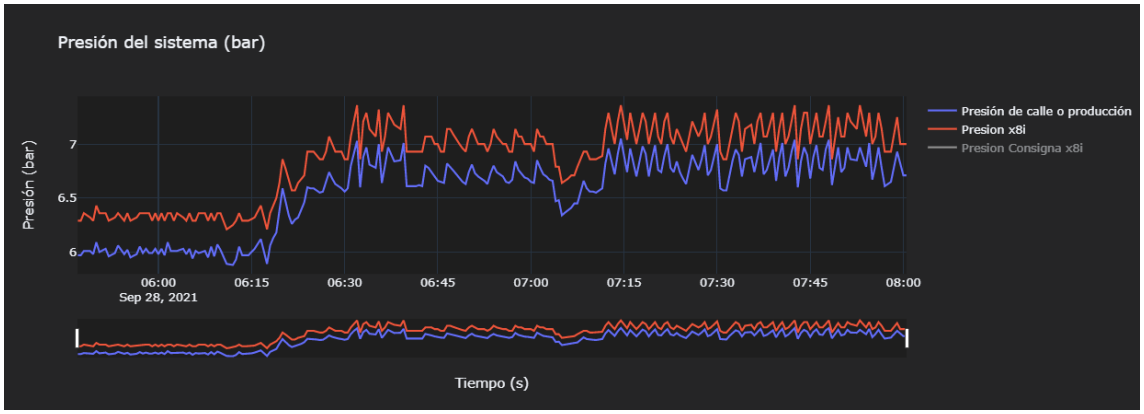


Ilustración 59 Presión después de la interpolación.

Los pasos en el uso del programa son [53]:

1. En el menú "Import data", se selecciona la opción "Data Time", que permitirá seleccionar nuestro grupo de datos, se coloca además un "Tiempo de Muestreo" de 0.1 s, que es el mismo con los que se obtuvieron los datos. En la Ilustración 61 se muestra la ventana principal con los datos experimentales importados en la herramienta System identification.

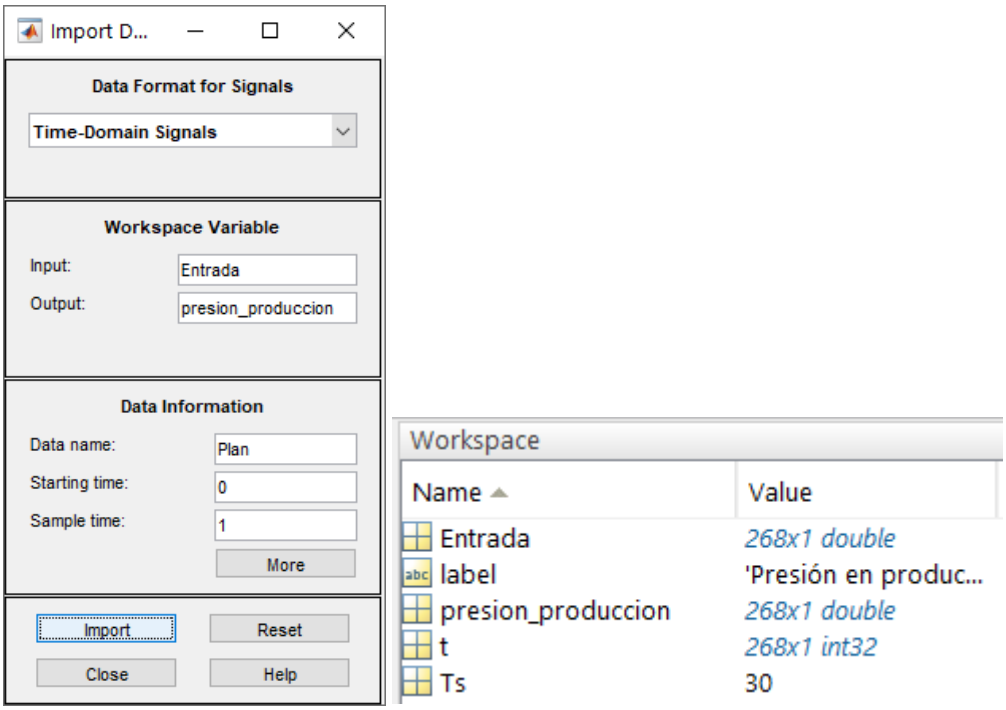


Ilustración 60 Variables de entrada y salida introducidas.

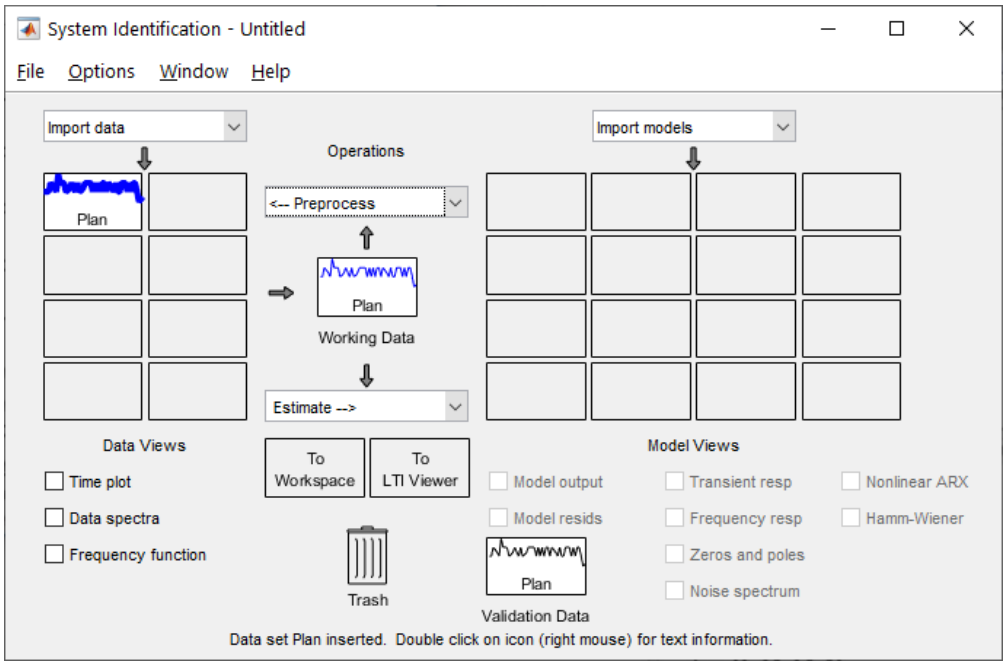


Ilustración 61 Ventana principal de Herramienta System Identification. (Fuente: [46])

En el menú "Process", se selecciona la opción "Select", que nos permitirá seleccionar que grupo de datos queremos utilizar, seleccionaremos la primera mitad para la estimación del modelo, y la segunda mitad para el proceso de validación. En la Ilustración 62 se muestran los datos importados originales en la herramienta System Identification. La simulación se hará considerando una entrada escalón para el sistema completo, pero más tarde se desarrollará por qué esta aproximación no es válida.

En la Ilustración 63 Datos originales y obtenidos de la planta real.Ilustración 63 se muestran los datos de estimación, que fueron obtenidos seleccionando la primera mitad de los datos principales, y en la Ilustración 61 se muestra los datos de validación, que fueron obtenidos seleccionando la segunda mitad de los datos principales.

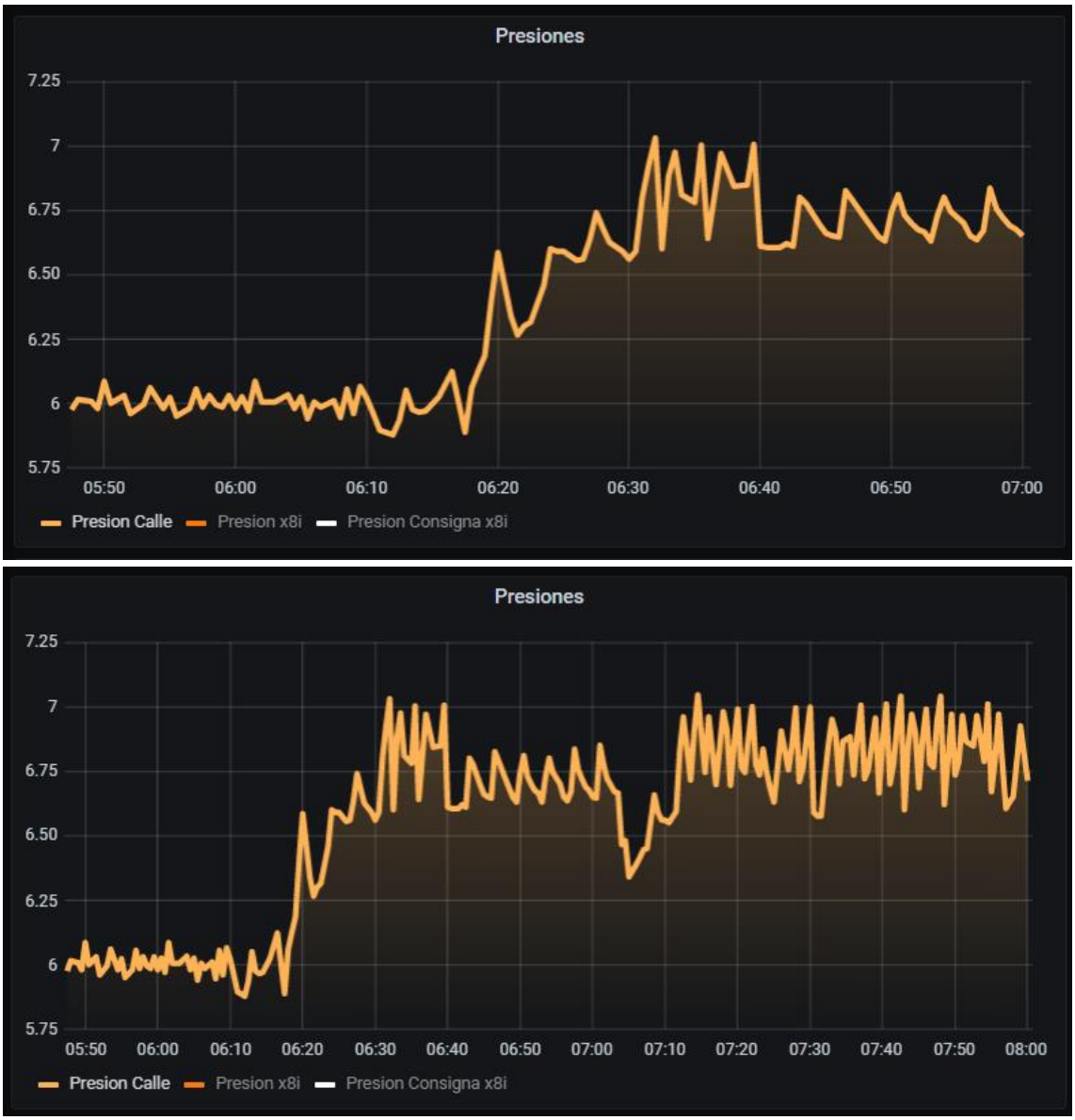


Ilustración 62 Presión de Calle (Presión a la entrada de producción).

Ilustración 63 Datos originales y obtenidos de la planta real.

2. En el menú "Estímate", se selecciona la opción "Process Model" y seleccionamos un modelo con 2 Polos y 1 Zero reales. En la Ilustración 64 se muestra el modelo utilizado para describir el comportamiento de la planta. Dando click en "Estímate" se obtiene la siguiente función de transferencia:

$$G(s) = Kp * \frac{1+Tz*s}{(1+Tp1*s)(1+Tp2*s)}$$

$$Kp = 280.8$$
$$Tp1 = 2.3334e+06$$
$$Tp2 = 1.0468$$
$$Tz = 5980.8$$

3. Con la opción "Model Output" podemos visualizar cuanto se ajusta el modelo estimado a la respuesta real del sistema mediante la opción "Best Fits", que muestra que el modelo obtenido se asemeja en un 54.88%. La Ilustración 65 muestra la comparación entre la señal real y los datos obtenido por el modelo.

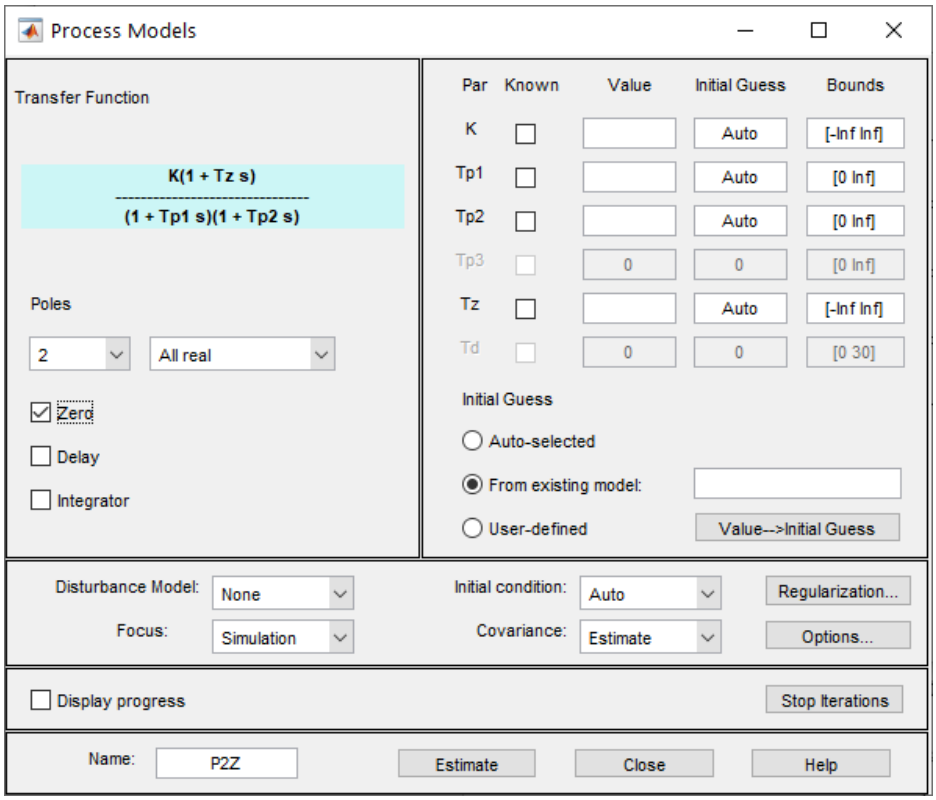


Ilustración 64 Modelo utilizado para la estimación de la función de transferencia.

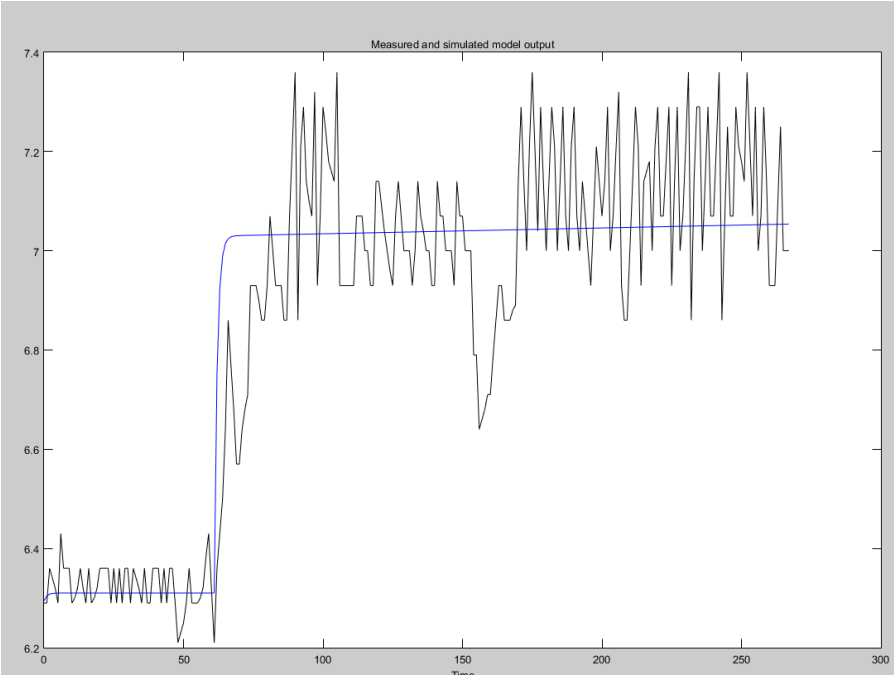


Ilustración 65 Comparación entre la señal real y los datos estimados del modelo.

4. La opción "LTI Viewer" permite visualizar la respuesta del modelo a una entrada escalón unitario, como se muestra en la Ilustración 66, mientras que la opción "Zeros and Poles" permite visualizar el lugar geométrico de las raíces del sistema, mostrado en la Ilustración 67.

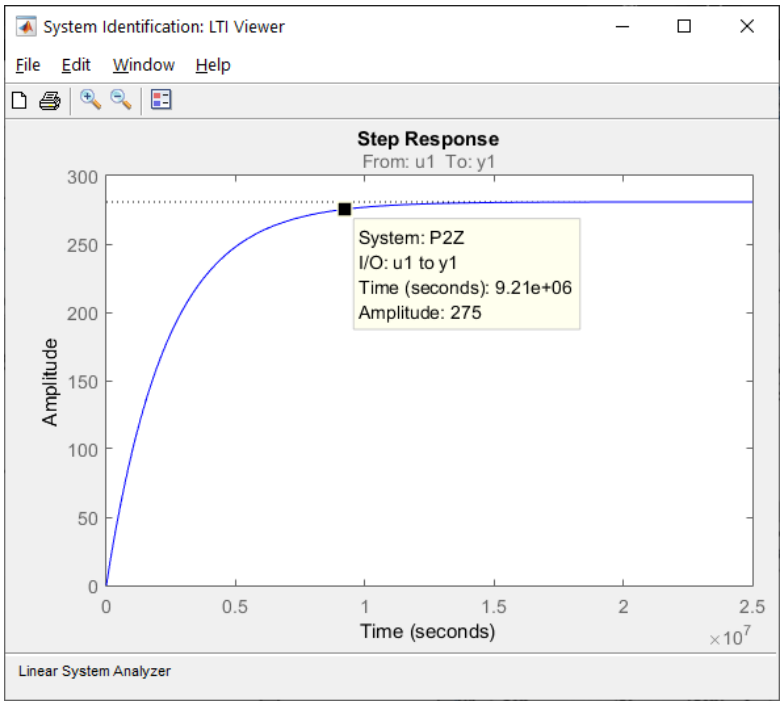


Ilustración 66 Respuesta del modelo estimado al escalón unitario.

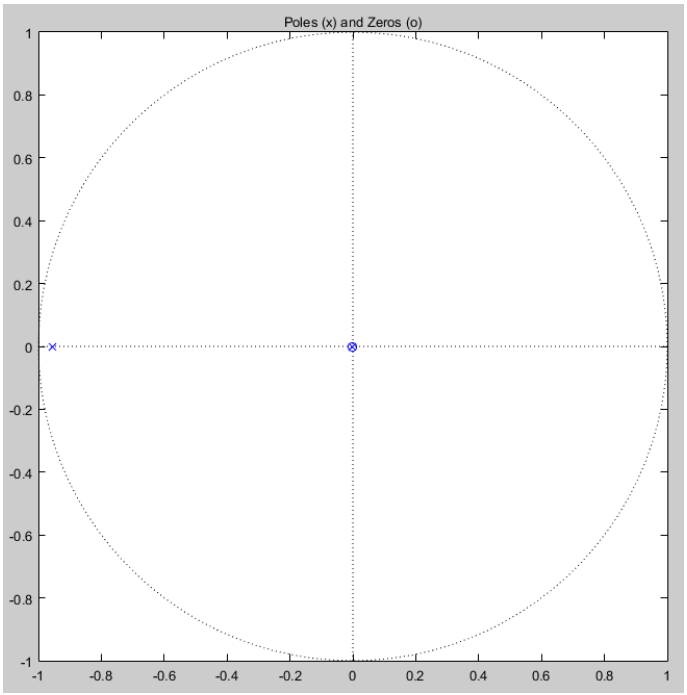


Ilustración 67 Lugar geométrico de las raíces del modelo estimado.

Sin embargo, no podemos aplicar los cálculos a estos valores, ya que el programa solo permite calcular la función de transferencia en sistemas con una entrada ante una acción en concreto; es decir, podemos obtener la función de transferencia a partir de una curva, si sabemos la acción que originó esa curva; una entrada de tipo impulso, de tipo escalón o de tipo rampa, por ejemplo.

Para el ejemplo hemos considerado una entrada de tipo escalón general que provocaría la curva estudiada.

Dado que la entrada es múltiple, no podemos establecer una acción en concreto. Es necesario obtener la función de transferencia de cada compresor y modelar el sistema a partir de las cuatro funciones. Debido a que no se tienen (docplayer.es) las (doi.org) mediciones aisladas de estos; la única solución entonces es estudiar el comportamiento del circuito en global cuando se acciona solo un compresor, eliminar la componente asociada a los demás equipos y realizar las operaciones. Este planteamiento solo es válido si suponemos que la relación entre la presión añadida al sistema y los compresores; y entre los propios compresores es lineal.

Es decir, si el sistema generara 100, y un compresor 20, al añadir el compresor, el sistema generaría (teóricamente) 120, y si al resultado le quitara los 100 del resto del circuito, podría estudiar con los 20 resultante de la resta.

Esta aproximación es demostrable si observamos los valores del caudalímetro. Al ser unidireccional nos arroja los valores del caudal producido para satisfacer la demanda. Si un compresor pasa de descarga a carga el incremento del caudal en la instalación es igual al caudal que debería producir el compresor.

5.3.3.1.1 Cálculo para el Compresor 1 (R.160.I_X.7,5)

Escogemos los comportamientos del sistema para la acción de impulso:

Ilustración 68 Respuesta de presión y caudal para una entrada impulso del Compresor 1.

En naranja se muestra la presión de red, es decir, la presión a la salida de los 4 compresores y el tratamiento del aire mediante filtrado y secado. La presión perdida teóricamente en ese proceso; es decir, desde la salida de los compresores hasta el colector sería de 0.43 Bar para el conjunto. La presión se está midiendo a la salida del colector.

Posteriormente se tiene una caída de presión derivada y un desfase en el tiempo provocado por los tres depósitos. Esto se puede ver reflejado en la curva azul “Presión en producción”.

La caída de presión asociada a los depósitos es de 0.37 bar. Desde el punto de producción de aire hasta el punto de su consumo, en producción, existen 10 m de distancia equivalente; aplicando la relación entre longitud equivalente y caída de presión ("Pérdidas singulares") obtenemos que la caída de presión provocada por este valor es de:

$$\Delta P_{13}^{L} = \frac{10 \cdot 450 \cdot 1333.3^{1.85}}{76.2^{5} \cdot 6.5} = 0.1628\ bar$$

La caída de presión no influye en el cálculo del amortiguamiento, pero es una constante a tener en cuenta en el detrimento de la salida del sistema.

La función de transferencia obtenida a partir de los datos es:

$$G(s) = \frac{0.1579 \cdot s + 0.0008364}{s^2 + 0.3968 \cdot s + 0.0007161}$$

5.3.3.1.2 Cálculo para el Compresor 2 (R.160.N_X.10 AC)

Para una respuesta impulso se extraen los valores de la siguiente gráfica:

Ilustración 69 Respuesta de presión y caudal para una entrada impulso del Compresor 2.

Como el compresor es variable, de entre los 4 es el más susceptible a entrar en acción en función de la demanda, por lo que encontrar valores de salida para una demanda constante es tarea complicada. Sin embargo, para comprobar la función extraída con una entrada escalón (en vez de impulso), se puso en prueba la idea de observar el cambio en la presión cuando el compresor deja de estar funcionando. La función invertida de ese resultado muestra el funcionamiento del compresor 2.

Ilustración 70 Respuesta de presión y caudal para una entrada invertida escalón del Compresor 2.

La función de transferencia obtenida a partir de los datos es:

$$G(s) = \frac{0.1678 \cdot s + 0.0009578}{s^2 + 0.3756 \cdot s + 0.0008272}$$

5.3.3.1.3 Cálculo para el Compresor 3 (R.160.I_X.7,5)

A partir de dos medidas de impulso se calcula la función de transferencia del Compresor 3.

Ilustración 71 Respuestas de presión y caudal para una entrada impulso del Compresor 3.

La función de transferencia obtenida a partir de los datos es:

$$G(s) = \frac{0.1475 \cdot s + 0.0009865}{s^2 + 0.2568 \cdot s + 0.0005968}$$

5.3.3.1.4 Cálculo para el Compresor 4 (RS.250.I_A.7,5)

A partir de dos medidas escalón se calcula la función de transferencia del Compresor 4.

Ilustración 72 Respuestas de presión y caudal para una entrada escalón del Compresor 4.

La función de transferencia obtenida a partir de los datos es:

$$G(s) = \frac{0.1985 \cdot s + 0.0010475}{s^2 + 0.2568 \cdot s + 0.0007589}$$

5.3.3.2 Construcción del sistema en Simulink

Como vamos a tener en cuenta la función de transferencia de los depósitos la calculamos como:

$$G_{(s)} = \frac{V}{n} \cdot \left(-ln\left(P_{(0)_i}\right) - 0.5772 - ln(s)\right)$$

En nuestro caso el volumen total de los depósitos es 8 m^3 y el índice politrópico lo suponemos 6 y la presión a la entrada 6.2 bar; el punto mínimo de presión. La función de transferencia de los depósitos resulta en:

$$G_{(s)} = \frac{8}{6} \cdot (-ln(6.2) - 0.5772 - ln(s))$$

Simulink no permite aplicar una función neperiana así que los depósitos son añadidos como un polo:

$$G_{(s)} = 0.5751 \cdot \frac{1}{s}$$

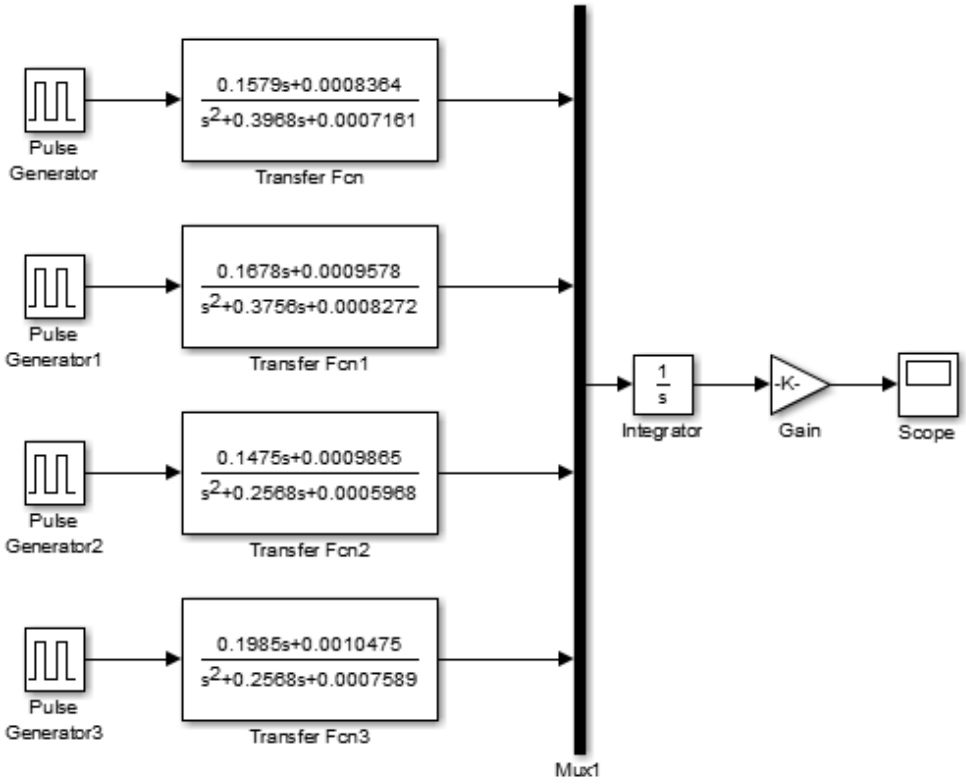


Ilustración 73 Simulación del circuito neumático en el campo de la neumática usando Simulink.

La introducción del X.8.I supone añadir un controlador PID en lazo cerrado que aproxime el funcionamiento del sistema a una función de transferencia de segundo orden:

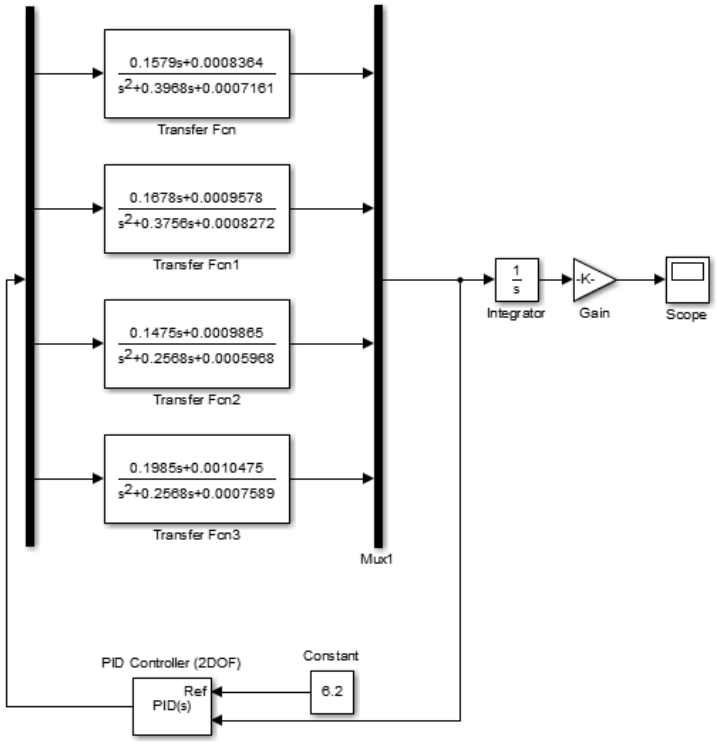


Ilustración 74 Simulación del circuito neumático en el campo de la neumática usando Simulink, con un controlador de sala X.8.I.

La constante de referencia que deberá seguir el X.8.I es la presión de consigna, asignada con el valor de 6.2 Bar.

5.3.4 Determinación de las constantes del X.8.I

5.3.4.1 En el estado transitorio

Se podría intentar remodelar el sistema hasta alcanzar una función de transferencia de segundo orden, pero debido a la complejidad de la operación y a la simplificación de este estado, se ha recurrido al ensayo de prueba y error. La búsqueda consiste en modificar los valores del controlador hasta conseguir una salida lo más parecida a un sistema críticamente amortiguado y con el menor tiempo de establecimiento. Una vez obtenida esa salida se extraen los valores introducidos en el PID. Como el X.8.I permite modificar sus parámetros de amortiguación y tiempo de establecimiento, se sabe que la función que lo defina tiene que ser del tipo:

$$G_{(s)} = \frac{k \cdot \omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2}$$

Dónde:

k = Ganancia estática o ganancia en estado estacionario.

ω_n = Frecuencia natural no amortiguada.

ζ = Coeficiente de amortiguamiento.

Finalmente obtenemos unos valores de ζ= 0.7 y $\omega_n = 7.69 \cdot 10^{-4} Hz$ y ***c(t$_{(p)}$)*** el valor de la salida en el tiempo pico = 6.2 Bar. El tiempo de asentamiento siguiendo el criterio del 2% es $T_s = \frac{4}{\varsigma \cdot \omega_n} = \frac{4}{6.2 * 7.69 \cdot 10^{-4}} = 838.96 \cong \boxed{839s}$

Teniendo en cuenta la relación entre tolerancia y amortiguación descrita en el manual del X.8.I recogido en el Anexo, aplicaremos unos valores de tolerancia (TO) iguales a los del máximo sobre impulso de la señal, para que la señal de salida no escape del margen de actuación de la tolerancia en los extremos de la banda de presión. Una amortiguación (DA) igual al valor del coeficiente de amortiguamiento calculado. La tasa de cambio de presión del sistema $\left(CP = \frac{dP}{dt}\right)$ no aplica en nuestro caso ya que el sistema es siempre el mismo; definiéndose el sistema como la secuencia de funcionamiento de compresores calculada previamente cuando se estableció su secuenciación.

El valor del máximo sobreimpulso o sobrepaso máximo se define como:

$$M_p = \frac{c_{(t_p)} - c_{(\infty)}}{c_{(\infty)}} = e^{-\frac{\pi \cdot \zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}}}$$

En nuestro caso:

$$TO = M_p = e^{-\frac{\pi \cdot 0.7}{\sqrt{1-0.7^2}}} = 0.046\ Bar$$

El ajuste de la banda de presión a 0.3 bar, definido entre 6.8 y 6.5 bar. Sabemos que la presión buscada en la instalación es de 6.2 bares pero hemos de tener en cuenta la pérdida de presión en los depósitos de 0.37 bares.

5.3.4.2 En el estado estacionario

A partir de la secuenciación de los compresores calculada previamente:

$$P_a(Q) = \begin{cases} P_{a_{R.160.N\_X.10}}(Q)[kW], & 0 < Q < 28.88 \left[\frac{m^3}{min}\right] \\ P_{a_{R.250.I\_A.7,5}}(Q) + P_{a_{R.160.N\_X.10}}(Q)[kW], & 28.88 < Q < 78.08 \left[\frac{m^3}{min}\right] \\ P_{a_{R.250.I\_A.7,5}}(Q) + P_{a_{R.160.N\_X.10}}(Q) + P_{a_{R.160.I-X.7,5}}(Q)[kW], & 78.08 < Q < 108.33 \left[\frac{m^3}{min}\right] \\ P_{a_{R.250.I\_A.7,5}}(Q) + P_{a_{R.160.N\_X.10}}(Q) + 2 \cdot P_{a_{R.160.I-X.7,5}}(Q)[kW], & 108.33 < Q < 137.78 \left[\frac{m^3}{min}\right] \end{cases}$$

Calculamos los porcentajes a introducir en el X.8.I:

5.3.4.2.1 Cálculo porcentajes

5.3.4.2.1.1 Capacidad máxima

Es definida como la capacidad máxima de entrega de caudal del compresor con referencia al compresor de mayor capacidad. Es decir, si el compresor RS.250.I entrega el máximo caudal, 50.2 m^3/min, y el compresor R.160.N entrega 28.88 m^3/min, los porcentajes serán una proporción de estos dos:

$$50.2 \left[\frac{m^3}{min}\right] \longrightarrow 100\%$$
$$28.88 \left[\frac{m^3}{min}\right] \longrightarrow x\%$$

El porcentaje de capacidad máxima del R.160.N será $\frac{28.88}{50.2} \cdot 100\% \simeq 58\%$. De manera homóloga calculamos el porcentaje del R.160.I: $\frac{29.45}{50.2} \cdot 100\% \simeq 59\%$.

5.3.4.2.1.2 Capacidad mínima

Es definida como la capacidad mínima de entrega de caudal del compresor con referencia al compresor de mayor capacidad. Es decir, si el compresor RS.250.I entrega el máximo caudal, 50.2 m^3/min, y el compresor R.160.N entrega como mínima 8.47 m^3/min, los porcentajes serán una proporción de estos dos:

$$50.2 \left[\frac{m^3}{min}\right] \longrightarrow 100\%$$
$$8.47 \left[\frac{m^3}{min}\right] \longrightarrow x\%$$

El porcentaje de capacidad mínima del R.160.N será $\frac{8.47}{50.2} \cdot 100\% \simeq 17\%$. No se aplica a los compresores fijos ya que su entrega mínima de caudal es de 0 m^3/min, por lo que no poseen capacidad mínima.

5.3.4.2.1.3 Eficiencia mínima

La eficiencia mínima corresponde al punto de generación de caudal de aire a partir del cual un compresor es más eficiente que el resto. Por eso se llama punto de eficiencia mínima, ya que se trata del punto más bajo (mínimo) de funcionamiento del compresor en el que será el más eficiente.

Este punto no aplica a nuestro caso porque solo disponemos de un compresor variable, es decir, interesa que este siempre funcionando y conforme crece la demanda de caudal se vayan sumando nuevos compresores.

Para este caso se especifica que el porcentaje de eficiencia mínima del compresor variable debe ser igual al porcentaje resultante de la división de la potencia específica del compresor de mayor capacidad entre la potencia específica del compresor variable.

$$\%Eficiencia_{mínima} = \frac{P_e^{RS.250.I}}{P_e^{RS.160.N}} = \frac{5.8\left[\frac{kW}{m^3/min}\right]}{6.5527\left[\frac{kW}{m^3/min}\right]} \simeq 89\%$$

Así, en el caso de que esté funcionando el compresor variable R.160.N y aumente la demanda de caudal hasta un punto que pueda satisfacer el R.250.I, el cambio se producirá cuando el R.160.N alcance el 89% de su capacidad y no el 100%, ya que a partir de 89% es más eficiente el R.250.I.

Un ejemplo del caso de aplicación para el cálculo de la eficiencia mínima con dos compresores variables, se estudia en la industria de Birla, donde poseen dos compresores variables de diferente potencia específica. En ese caso sabemos que el compresor R.250.NE será más eficiente que el R.160.N a partir de 22.2 m^3/min de generación. Y la forma de calcularlo se explica así:

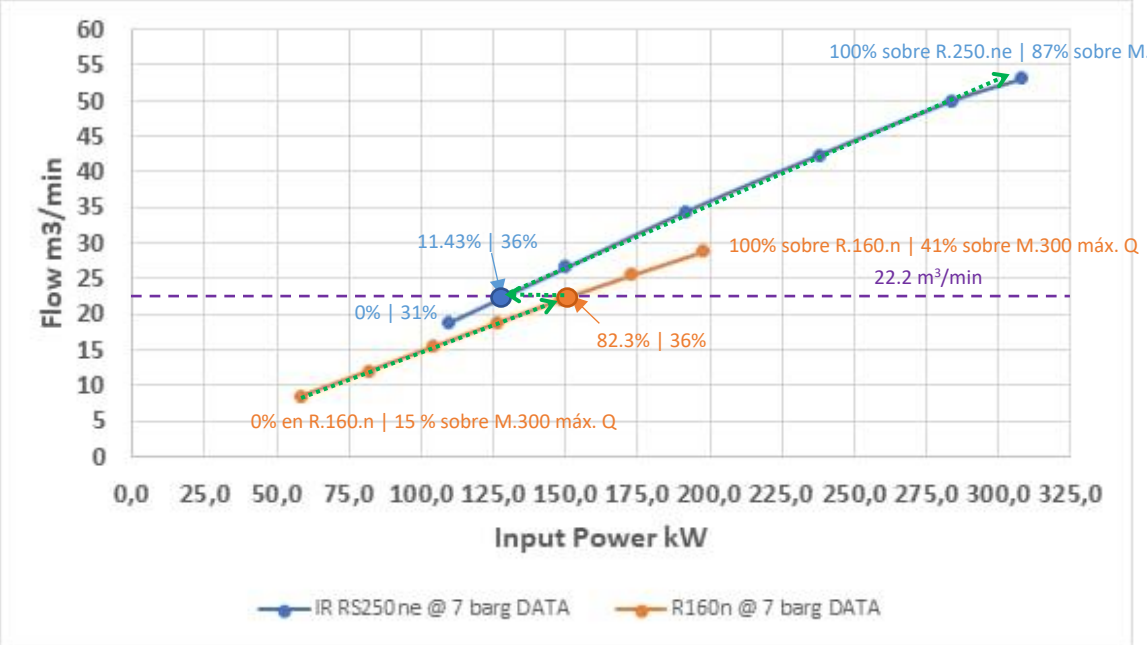


Ilustración 75 Relación entre potencia y caudal de dos compresores variables y su secuencia de cambio.

Si se observa detenidamente, el R.250.NE es más eficiente que el R.160.N en todos sus puntos, esto se puede corroborar comparando las potencias específicas:

$$P_{e_{R.160.N\_X.10}} = 6.5527 \left[\frac{kW}{m^3/s}\right]$$

V

$$P_{e_{R.250.NE}} = 5.7492 \left[\frac{kW}{m^3/s}\right]$$

A mayor potencia específica, más potencia consume un compresor para entregar el mismo caudal.

Por este motivo realizamos el cambio al compresor menos eficiente lo antes posible, a un 82.3% de la capacidad del R.160.N; pero empezando a trabajar desde el 11.43% de capacidad del R.250.NE. Al caudal de 22 m^3/min.

El porcentaje de eficiencia mínima del generador se calcula multiplicando la relación del caudal de funcionamiento de eficiencia mínima con respecto al caudal del compresor de máxima capacidad, multiplicado por el porcentaje de capacidad máxima del compresor que queremos que actué. Es decir:

$$\%Eficiencia_{mínima} = \frac{22.2 \left[\frac{m^3}{min}\right]}{60.2 \left[\frac{m^3}{min}\right]} = 36\%$$

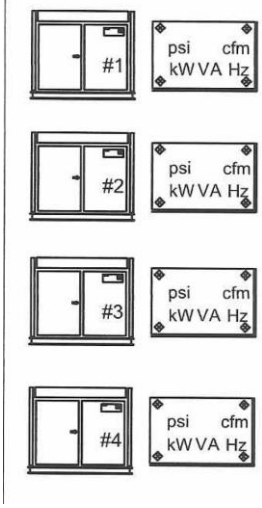
Como el compresor R.160.N es eficiente de 0 a 22.2 m^3/min, su punto de eficiencia mínimo sería a los 0 m^3/min, su valor de % de eficiencia mínima sería 0% o nulo.

5.3.4.2.2 Programación X.8.i con los valores y porcentajes calculado

Anotamos los valores en el documento "X8I_Formulario de puesta en marcha.pdf".

FORMULARIO DE PUESTA EN SERVICIO DEL X8I

Cliente GSW	Contacto	Ref. Cliente:
	Teléfono	Ref. Interna:
Instalación/Ubicación		Fecha de puesta en servicio
Software	N de serie	Ingeniero de puesta en servicio



Fabricante Compresor 1	R160I - X7.5	
Modelo/Tipo Compresor 1		
Presión de trabajo de compresor 1	7	bar/psi
Volumen plena carga Compresor 1	29.45	cfm
Fabricante Compresor 2	R160 N - X10	
Modelo/Tipo Compresor 2		
Presión de trabajo de compresor 2	6.5	bar/psi
Volumen plena carga Compresor 1	9.15 - 25	cfm
Fabricante Compresor 3	R160 I - X7.5	
Modelo/Tipo Compresor 3		
Presión de trabajo de compresor 3	7	bar/psi
Volumen plena carga Compresor 3	29.45	cfm
Fabricante Compresor 4	R250 I - A7.5	
Modelo/Tipo Compresor 4		
Presión de trabajo de compresor 4	7	bar/psi
Volumen plena carga Compresor 4	50.2	cfm

Ilustración 76 Propiedades de los compresores de la instalación.

Para que el controlador de sala X.8.i siga la secuencia registrada debemos definir los porcentajes de funcionamiento de los compresores:

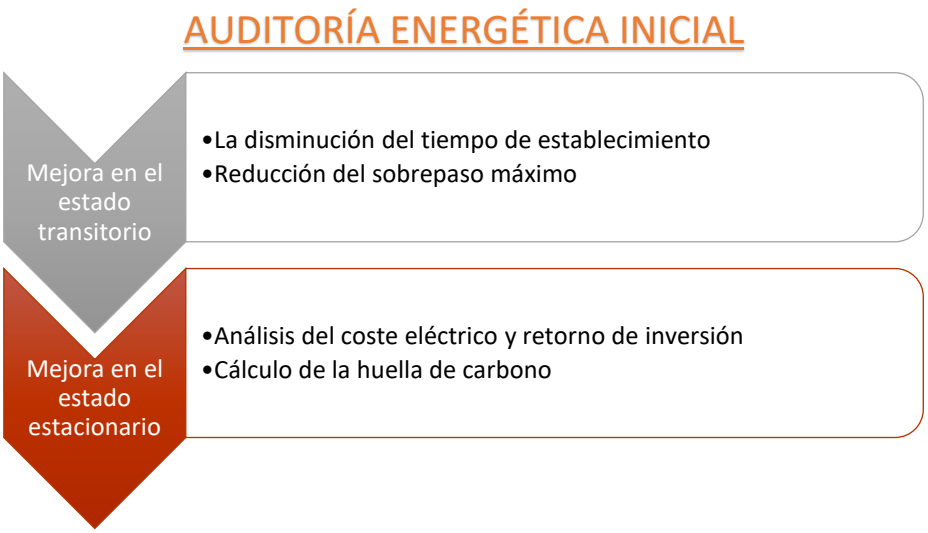
			☑ R. 160 I - X.7,5 ☑
C03	01	Tipo nº 1 de compresor	☐ IR-PCB ☐ IRV-PCB ☐ IR-485 ☐ IRV-485
C03	-	Tiempo de arranque	10 10 Sec
C03	-	Capacidad máx.	80 59 %
C03	-	Capacidad mín.	0 %
C03	-	Eficiencia mín.	%
			☑ R. 160.N - X.10 ☑
C03	02	Tipo 2 de compresor	☐ IR-PCB ☐ IRV-PCB ☐ IR-485 ☐ IRV-485
C03	-	Tiempo de arranque	10 10 Sec
C03	-	Capacidad máx.	100 58 %
C03	-	Capacidad mín.	55 17 %
C03	-	Eficiencia mín.	80 84 %
			☑ R.160.I - X.7,5 ☑
C03	03	Tipo 3 de compresor	☐ IR-PCB ☐ IRV-PCB ☐ IR-485 ☐ IRV-485
C03	-	Tiempo de arranque	10 10 Sec
C03	-	Capacidad máx.	90 59 %
C03	-	Capacidad mín.	0 %
C03	-	Eficiencia mín.	%
			☑ R. 250 I - A. 7,5 ☑
C03	04	Tipo 4 de compresor	☐ IR-PCB ☐ IRV-PCB ☐ IR-485 ☐ IRV-485
C03	-	Tiempo de arranque	10 10 Sec
C03	-	Capacidad máx.	100 100 %
C03	-	Capacidad mín.	0 %
C03	-	Eficiencia mín.	%

Ilustración 77 Porcentajes de funcionamiento introducidos en el controlador de sala X.8.I.

Los porcentajes nos permiten definir el comportamiento del sistema de manera estacionaria.

5.4 ESTUDIO TRAS APLICAR EL X.8.I

Tras la auditoría energética inicial y una vez establecida la secuenciación de los compresores de la instalación, se procedió a comprobar la idoneidad de la solución planteada, para ello se evaluaron los aspectos mostrados a continuación:



5.4.1 Mejora en el estado transitorio

Lamentablemente no ha habido tiempo de monitorización para comprobar la mejora en el estado transitorio de una manera más detallada, pero en términos generales se ha observado una mejora en la estabilidad del sistema observando una reducción en la amplitud de onda y

frecuencia de la presión, así como la entrada en un ciclo de carga y descarga de los compresores tal como se indica en la Ilustración 78.

Ilustración 78 Ejemplo de entrada en ciclo del compresor 3 antes de la aplicación del X.8.I.

La disminución del tiempo de establecimiento ha sido imperceptible.

5.4.2 Mejora en estado estacionario

A partir de la presión de fábrica, se determina la calidad de servicio de la red neumática, considerando ésta como el porcentaje del tiempo que el suministro de aire comprimido está dentro de la banda de presión objetivo.

Para este estudio, se ha considerado una presión objetivo/consigna (media del registro histórico disponible):

- Antes de X.8.I: 6,2 bar
- Después de X.8.I: 6,5 bar

Ilustración 79 Banda de presión y presión de consigna de la presión.

En la ilustración se muestra en azul la banda de presión y en rojo la presión de consigna.

Se consideran distintas bandas de presión para ver la calidad de servicio ofrecido. El porcentaje de calidad de servicio se determina como el porcentaje de tiempo que la señal de presión se encuentra dentro de la banda de presión, a mayor calidad de servicio mejor es la respuesta del sistema ante cambios en la demanda del caudal.

Tabla 16 Estudio de la calidad del servicio en función de la banda de presión antes del X.8.I.

Banda de Presión (bar)	Banda de Presión (bar)	Calidad de servicio (%)	Encima límite superior (%)	Debajo límite inferior (%)
± 1,0	(5,2-7,2)	99,43	0,54	0,03
± 0,9	(5,3-7,1)	99,28	0,68	0,03
± 0,8	(5,4-7,0)	97,54	2,43	0,03
± 0,7	(5,5-6,9)	93,66	6,30	0,05
± 0,6	(5,6-6,8)	89,09	10,79	0,11
± 0,5	(5,7-6,7)	83,40	16,18	0,42
± 0,4	(5,8-6,6)	75,64	22,60	1,76
± 0,3	(5,9-6,5)	66,45	27,24	6,31

Tabla 17 Estudio de la calidad del servicio en función de la banda de presión después del X.8.I.

Banda de Presión (bar)	Banda de Presión (bar)	Calidad de servicio (%)	Encima límite superior (%)	Debajo límite inferior (%)
± 1,0	(5,5-7,5)	100,00	0,00	0,00
± 0,9	(5,6-7,4)	100,00	0,00	0,00
± 0,8	(5,7-7,3)	100,00	0,00	0,00
± 0,7	(5,8-7,2)	100,00	0,00	0,00
± 0,6	(5,9-7,1)	100,00	0,00	0,00
± 0,5	(6,0-7,0)	99,96	0,03	0,01
± 0,4	(6,1-6,9)	99,63	0,13	0,24
± 0,3	(6,2-6,8)	98,02	0,85	1,12

Gráficamente, considerando la banda de ± 0,3 bar con la que se consigue una calidad de servicio del 98%:

Ilustración 80 Estudio de la banda de presión antes del X.8.I.

Ilustración 81 Estudio de la banda de presión después del X.8.I.

Si la banda de presión antes de la aplicación del X.8.I era de ± 0,9 bar y después de la aplicación del X.8.I, para la misma calidad de servicio se ha podido reducir la banda de presión a ± 0,3 bar, obteniendo un ahorro en la producción de 0.6 bar.

5.4.2.1 Análisis del coste eléctrico y retorno de inversión

Por temas de confidencialidad establecidos por la empresa, los valores del retorno de la inversión han sido alterados; no se han tenido en cuenta el coste eléctrico real pagado por la empresa sino una aproximación. Del mismo modo el porcentaje de ahorro eléctrico debido a la mejora de la calidad del servicio se ha sustituido por la expresión que arrojan los técnicos a cargo del desarrollo de los compresores:

"Cada 1 bar de presión que se reduzca, se ahorra un 7% de la energía eléctrica consumida por el compresor"

La finalidad del proyecto era demostrar esa afirmación mediante el análisis del consumo y su relación con la presión. Entonces, aplicando esta expresión al ahorro en la producción del 0.6 bar, para un estudio realizado en compresores con un régimen de funcionamiento de 8760 h al año, y una potencia total de 730 kW; a un precio del kWh de 0,15 €/kWh, nuestro ahorro económico anual es de:

$$0.6[bar] \cdot 0.07\left[\frac{ahorro\ eléctrico}{bar}\right] \cdot 730[kW] \cdot 8760\left[\frac{h}{año}\right] \cdot 0.15\left[\frac{€}{kWh}\right] = 40287.24\ €/año$$

Si quisiéramos calcular una tasa de retorno de la inversión, sin tener en cuenta los supuestos ahorros en coste de mantenimiento y reparaciones por los motivos comentados anteriormente en el análisis de eficiencia de puntos de actuación, para un coste del proyecto de incorporación del X.8.I de 25533 €, la tasa de retorno de inversión sería:

$$R.O.I = \frac{25533\ €}{40287.24\ €/año} = 0.63\ años$$

5.4.2.2 Huella de Carbono

Con el avance del cambio climático, es importante tener en cuenta en este y otros proyectos cómo influirá el ahorro energético del proyecto en la reducción del antiguamente llamado calentamiento global [54].

La **Huella de carbono** es un indicador ambiental que pretende reflejar «la totalidad de gases de efecto invernadero (GEI) emitidos por efecto directo o indirecto de un individuo, organización, evento o producto».

Ilustración 82 Representación de los factores responsables de la huella de carbono. (Fuente: [55])

La huella de carbono se mide en masa de CO_2 equivalente. Una vez conocido el tamaño y la huella, es posible implementar una estrategia de reducción o compensación.

Entre las medidas correctivas, destacan:

- Reducción de emisiones.
- Pago de tasas ambientales.
- Sustitución de maquinaria e instalaciones por otras más modernas y de mayor eficiencia energética.
- Otros.

Este parámetro sirve de aliciente para optar a subvenciones del estado que buscan la reducción de las emisiones de un país para garantizar una subida de la temperatura de no más de 2ºC sobre niveles preindustriales (Punto de no retorno) y una mayor transparencia del impacto climático de las empresas [56]. Las subvenciones a las que se puede optar por lograr alcanzar una reducción de emisiones se recogen en el BOE-A-2019-5570.

La reducción anual de consumo energético que tiene lugar en la red de compresores analizada en este proyecto es de:

$$0.6[bar] \cdot 0.07\left[\frac{ahorro\ eléctrico}{bar}\right] \cdot 730[kW] \cdot 8760\left[\frac{h}{\text{año}}\right] = 268581.6\ kWh/\text{año}$$

Y el ahorro en toneladas equivalente de petróleo, componente universal para el cálculo de impacto climático sería:

$$\frac{268.581{,}6(\frac{kWh}{\text{año}})}{11.630\ (\frac{kWh}{tep})} = 23.09\frac{tep}{\text{año}}$$

Dependiendo del tipo de combustible usado en la generación de electricidad, supone la siguiente disminución de emisión de CO_2:

Tabla 18 Relación entre Tonelada Equivalente de Petróleo y CO_2 ahorrado.

Combustible	T CO_2/tep	CO_2 ahorrado (T CO_2/año)
Gas natural	2,1	2,1 x 23,09= 48,49 $\frac{T\ CO_2}{año}$
Gasoil	2,9	2,9 x 23,09= 66,96 $\frac{T\ CO_2}{año}$
Carbón natural	3,8	3,8 x 23,09= 87,74 $\frac{T\ CO_2}{año}$

6 CONCLUSIONES

El objetivo de este Trabajo Fin de Máster ha sido explicar y esquematizar el proceso que se debería seguir a la hora de mejorar la eficiencia energética de una instalación de consumo de aire comprimido, de gran tamaño y complejamente secuenciada. En un principio la generación de aire no debe suponer un gran problema de cálculo energético, ya que los compresores son fabricados bajo unos estándares de calidad de consumo que deben seguir. Sin embargo, al igual que ocurre con todos los procesos naturales, cuando su uso crece exponencialmente se hace latente que un pequeño cambio en la secuenciación, buscando la armonización de la producción, puede suponer un gran ahorro de recursos a largo plazo. Para llevar a cabo esta optimización en la secuenciación de operación de los compresores de la instalación se ha seleccionado el controlador de sala X.8.I.

La programación del controlador X.8.I. requiere el cálculo de la función de transferencia real de los compresores. Este cálculo no resultará sino se evalúa cada compresor de forma individualizada, con el resto de los compresores inactivos, y sin influir en el sistema; motivo por el cual el trabajo de investigación solamente es digno de aplicarse actualmente a la industria con reservas.

Los parámetros de control del X.8.I son objetivamente complicados, de forma que ni siquiera los propios ingenieros comerciales son capaces de ponerse de acuerdo en su manera de gestionar sus equipos, lo cual explica por qué Ingersollrand ha sacado al mercado una interfaz llamada IVOX, capaz de regir un X.8.I introduciendo en éste la secuencia de funcionamiento de los compresores, calculada teniendo en cuenta su potencia específica.

Sin embargo, creo que este trabajo ha supuesto un avance en el proceso de análisis y mejora de una instalación neumática de gran capacidad ya que se han introducido conceptos de estado estacionario y transitorio para diferenciar entre rapidez de actuación y consumo a largo plazo.

En primer lugar, la posibilidad de reducir la banda de presión, es decir, la histéresis de la presión generada, así como la reducción del tiempo de establecimiento de la presión, ha permitido mejorar la calidad del servicio y, por tanto, la productividad de la fábrica, ya que ha devenido en la existencia de una mayor estabilidad en la producción.

Por otro lado, se ha conseguido reducir significativamente el consumo en la generación de aire gracias al cálculo de la mejor secuenciación de compresores en función de la demanda, todo ello teniendo en cuenta las curvas de funcionamiento, y en la búsqueda de que sean los compresores de menores potencias específicas los que trabajen.

Además, aunque en menor medida, la modificación de los parámetros de amortiguación para evitar ciclos de carga y descarga, obteniendo así generaciones con respuestas casi planas, ha permitido mejorar la estabilidad del sistema y, de forma sobresaliente, aumentar la vida útil de los compresores, reduciendo así sus costos de mantenimiento.

Finalmente, aunque no por ello menos importante, la conexión directa con la API de la red española nos ha permitido calcular de manera precisa el coste eléctrico que suponía la instalación de aire comprimido, lo cual resulta un valor añadido muy importante para calcular la rentabilidad del proceso en estos tiempos difíciles, entre otros motivos por el aumento de precios de la energía, que estamos viviendo.

Esperemos, como dijo Miklos Lukacs, que los tiempos difíciles sirvan para forjar hombres fuertes, y éstos creen buenos tiempos.

Tras los resultados obtenidos en este trabajo, se puede concluir que los puntos para mejorar la eficiencia de la instalación de aire comprimido analizada serían:

- Una parametrización individual (con el resto apagados) y por tanto más precisa de cada uno de los compresores.
- Obtención de una mejor explicación del funcionamiento del controlador de sala X.8.I y el cálculo de sus parámetros principales.
- Establecimiento de una conexión automática y directa entre el controlador de sala y la sensórica del circuito para que la calibración del sistema se hiciera de manera automática.
- Desarrollo de un panel de mando con un punto deslizante dentro de una barra, representando las infinitas posibilidades entre los dos extremos o regímenes de funcionamiento del sistema.
    - En un extremo, se establecería un régimen del sistema con acción lenta que salvaguardaría la vida útil y el bajo consumo de los compresores. Este caso está pensado para periodos largos de baja actividad industrial y económica.
    - En el otro extremo estaría pensado para el escenario contrario. Un sistema con muy bajo tiempo de reacción (tiempo de establecimiento de señal de caudal), y aunque alto, el menor consumo posible dado el sistema. Este caso sería en periodos de gran actividad industrial y dependencia en una sólida señal de aire.

7 BIBLIOGRÁFIA

[1] Acadenas, «Funcionamiento de un compresor de aire industrial,» 2018. [En línea]. Available: https://www.youtube.com/watch?v=Eq-q_lEF89I. [Último acceso: Mayo 2022].

[2] Atlas copco, «Admisión,» [En línea]. Available: https://www.youtube.com/watch?v=C2lZ_sXH8mg. [Último acceso: Junio 2022].

[3] La energia esta en el aire, [En línea]. Available: https://laenergiaestaenelaire.com/tipos-de-compresores-de-aire/. [Último acceso: Abril 2022].

[4] J. J. P. López, «Diseño de las redes de aire comprimido , Pág 27».

[5] Atlas Copco, «Atlascopco,» [En línea]. Available: https://www.atlascopco.com/es-es/compressors/wiki/compressed-air-articles/choosing-compressor-type. [Último acceso: Enero 2023].

[6] R. Blancafort, «La Vanguardia,» [En línea]. Available: https://www.lavanguardia.com/motor/actualidad/20210605/7502314/coches-motor-aire-interesante-idea-nunca-llego-prosperar.html. [Último acceso: Octubre 2022].

[7] Tusocal, «Tusocal,» [En línea]. Available: https://www.tusocal.com/blog/aplicaciones-del-aire-comprimido-en-la-industria/. [Último acceso: Enero 2022].

[8] «Vima Technology,» [En línea]. Available: https://industrialvima.es/2020/10/14/que-es-la-neumatica-industrial/#:~:text=En un circuito neumático los,los elementos que queramos mover.. [Último acceso: Septiembre 2022].

[9] Union europea, «Norma UNE-EN 1861».

[10] Filtra Shop, «Filtros de sedimentos ¿Qué son y cómo funcionan?,» 04 Noviembre 2022. [En línea]. Available: https://filtrashop.com/filtros-de-sedimentos-que-son-y-como-funcionan/. [Último acceso: Diembre 2022].

[11] Entaban, «Entaban,» 4 Octubre 2019. [En línea]. Available: https://entaban.es/blog/post/115-cuales-son-los-principales-componentes-de-un-circuito-neumatico. [Último acceso: Mayo 2022].

[12] Y. A. y. J. M. C. Çengel, «Denis simulacion numérica, intercambiador de calor,» 2006. [En línea]. Available: https://tesis.pucp.edu.pe/repositorio/bitstream/handle/20.500.12404/5421/SOTOMAYOR_DENIS_SIMULACION_NUMERICA_INTERCAMBIADOR_CALOR_FLUJO_TRANSVERSAL_ALETEADO_ANEXOS.pdf?sequence=2&isAllowed=y. [Último acceso: Mayo 2022].

[13] Ing. Efraín A. Puerto, «Principios del flujo de aire,» 3 Marzo 2013. [En línea]. Available: https://efrainpuerto.wordpress.com/2013/03/03/f4-1/. [Último acceso: Septiembre 2022].

[14] Senati, «Mandos de Máquinas Neumáticas y Electroneumáticas,» Petroperú.

[15] Sapiens man, «Conceptos Básicos de Neumática e Hidráulica,» [En línea]. Available: http://www.sapiensman.com/neumatica/. [Último acceso: Junio 2022].

[16] S. Castaño Giraldo, «Sistemas de Segundo Orden,» [En línea]. Available: https://controlautomaticoeducacion.com/control-realimentado/sistemas-de-segundo-orden/. [Último acceso: Septiembre 2022].

[17] serviare, «Mejora eficiencia energética,» [En línea]. Available: https://www.serviaire.com/como-mejorar-la-eficiencia-energetica-en-instalaciones-de-aire-comprimido/. [Último acceso: Febrero 2022].

[18] Epidor, «Epidor,» [En línea]. Available: https://epidor.com/blog/efecto-venturi-y-sus-caracteristicas/. [Último acceso: Marzo 2022].

[19] Fluidsim, «Introducción fluidsim,» [En línea]. Available: http://blogdefluidsim.blogspot.com/2016/10/introduccion-fluidsim.html. [Último acceso: Mayo 2022].

[20] Famic Technologies, «Simulation in Automation Studio™,» [En línea]. Available: https://www.youtube.com/watch?v=0IY2mrqngFw&t=2527s. [Último acceso: Abril 2022].

[21] FamicTechnologies, «Hydraulic Diagram-Part 4 (Plotter) with Automation Studio P6,» [En línea]. Available: https://www.youtube.com/watch?v=oPGT0Il4uTY&t=43s. [Último acceso: Abril 2022].

[22] Wikipedia, «Simulink,» 29 Junio 2021. [En línea]. Available: https://es.wikipedia.org/wiki/Simulink. [Último acceso: Septiembre 2022].

[23] G. d. I. d. C. UC, «Introduccion a los sistemas de producción automatizados,» Santander.

[24] GSL industrias, «Programación_plc,» 10 Agosto 2021. [En línea]. Available: https://industriasgsl.com/blogs/automatizacion/programacion-plc. [Último acceso: Abril 2022].

[25] Serviaire, «Tipos de controles en compresores de aire,» [En línea]. Available: https://www.serviaire.com/tipos-de-controles-en-compresores-de-aire/. [Último acceso: Febrero 2022].

[26] I. Rand, «Automatización de sistemas, X8l, Manual de utilización,» 2019.

[27] J. Bustos, «Instrumenstación I, Características dinámicas,» 26 Septiembre 2012. [En línea]. Available: https://jorgebustos161002342.blogspot.com/2012/09/tomo-ii-instrumentacion.html. [Último acceso: Enero 2023].

[28] Carakenio73, «Dinámica de un sistema de nivel de líquidos,» Dademuch, 12 Junio 2018. [En línea]. Available: https://dademuch.com/2018/06/12/dinamica-de-un-sistema-de-nivel-de-liquidos/. [Último acceso: Febrero 2022].

[29] Joaquinm13, «https://uhu.es/antonio.barragan/node/364/revisions/956/view,» 11 Abril 2011. [En línea]. Available: https://uhu.es/antonio.barragan/node/364/revisions/956/view. [Último acceso: Junio 2022].

[30] Carakenio73, «Sistema de segundo orden,» 7 Mayo 2020. [En línea]. Available: https://dademuch.com/2020/05/07/sistema-de-segundo-orden/. [Último acceso: Marzo 2022].

[31] Centro de formación técnica para la industria, «Modbus: Qué es y cómo funciona,» [En línea]. Available: https://www.cursosaula21.com/modbus-que-es-y-como-funciona/. [Último acceso: Abril 2022].

[32] Microsoft, «Asignaciones de patillas de Raspberry Pi 2 & 3,» [En línea]. Available: https://docs.microsoft.com/es-es/windows/iot-core/learn-about-hardware/pinmappings/pinmappingsrpi. [Último acceso: Marzo 2022].

[33] Grafana, «Grafana,» [En línea]. Available: https://grafana.com. [Último acceso: Febrero 2022].

[34] Red eléctrica de España, «Omie,» [En línea]. Available: https://www.omie.es/. [Último acceso: Agosto 2022].

[35] Red Hat, «¿Qué es una API?,» [En línea]. Available: https://www.redhat.com/es/topics/api/what-are-application-programming-interfaces. [Último acceso: Febrero 2022].

[36] Red eléctrica de España, «esios.ree.es,» [En línea]. Available: https://www.esios.ree.es/es/pagina/api. [Último acceso: Septiembre 2022].

[37] Red eléctrica de España, «API e·sios Documentation,» [En línea]. Available: https://api.esios.ree.es. [Último acceso: Abril 2022].

[38] Red eléctrica de España, «Término de facturación de energía activa del pvpc 2.0td península,» [En línea]. Available: https://www.esios.ree.es/es/analisis/1001?vis=1&start_date=11-11-2019T00%3A00&end_date=11-11-2022T23%3A55&compare_start_date=10-11-2019T00%3A00&groupby=hour&compare_indicators=1013,1014,1015&geoids=8741&zoom=6&latlng=40.01078714046552%2C-2.98828125. [Último acceso: Septiembre 2022].

[39] Stack overflow, «Datetime help,» [En línea]. Available: https://www.geeksforgeeks.org/python-datetime-strptime-function/#:~:text=Python%20DateTime%20%E2%80%93%20strptime()%20Function&text=strptime()%20is%20another%20method,format%20to%20date-time%20object.. [Último acceso: Septiembre 2022].

[40] Python inc, «datetime — Basic date and time types,» [En línea]. Available: https://docs.python.org/3/library/datetime.html. [Último acceso: Diciembre 2022].

[41] Ámazon, «Caso práctico de Netflix y Amazon Kinesis Data Streams,» 2017. [En línea]. Available: https://aws.amazon.com/es/solutions/case-studies/netflix-kinesis-data-streams/. [Último acceso: Enero 2022].

[42] Ingersoll Rand, «Documentación técnica de equipos».

[43] Ingersoll Rand, «Manual de operador ir,» 2019. [En línea]. Available: https://es.slideshare.net/cauac119/manual-de-instrucciones-de-operador-ir-compresorssep75. [Último acceso: Marzo 2022].

[44] Automatismo_industrial.com, «Potencias de un motor eléctrico,» [En línea]. Available: https://automatismoindustrial.com/curso-carnet-instalador-baja-tension/motores/1-3-3-motores-asincronos/balance-de-potencias/. [Último acceso: Mayo 2022].

[45] Matlab, «System identification, general understanding,» [En línea]. Available: https://es.mathworks.com/videos/introduction-to-system-identification-81796.html. [Último acceso: Noviembre 2022].

[46] Automática EIE, «System Identification Toolbox de MATLAB,» [En línea]. Available: https://www.youtube.com/watch?v=c1Ad-OsHYjM. [Último acceso: Noviembre 2022].

[47] Matlab, «System Identification,» [En línea]. Available: http://users.isr.ist.utl.pt/~alex/micd0506/ident.pdf. [Último acceso: Noviembre 2022].

[48] M. Á. Flores, «Introducción a la interpolación unidimensional con Python,» 31 Marzo 2019. [En línea]. Available: https://medium.com/@hdezfloresmiguelangel/introducci%C3%B3n-a-la-interpolaci%C3%B3n-unidimensional-con-python-1127abe510a1#:~:text=%C2%BFQu%C3%A9%20significa%20hacer%20una%20interpolaci%C3%B3n,la%20interpolaci%C3%B3n%20polin%C3%B3mica%20de%20Lagrange.. [Último acceso: Mayo 2022].

[49] Alonso, «Métodos de interpolación a partir de puntos,» 13 Febrero 2006. [En línea]. Available: https://www.um.es/geograf/sigmur/temariohtml/node43_mn.html. [Último acceso: Mayo 2022].

[50] Delft Stack, «Pandas DataFrame DataFrame.interpolate() Función,» 5 Marzo 2021. [En línea]. Available: https://www.delftstack.com/es/api/python-pandas/pandas-dataframe-dataframe.interpolate-function/. [Último acceso: Mayo 2022].

[51] Note.nkmk.me, «pandas: Interpolate NaN with interpolate(),» 13 Febrero 2022. [En línea]. Available: https://note.nkmk.me/en/python-pandas-interpolate/. [Último acceso: Mayo 2022].

[52] J. Sutherland, «Interpolation ChEn 2450,» [En línea]. Available: https://sutherland.che.utah.edu/2450Notes/Interpolation.pdf. [Último acceso: Mayo 2022].

[53] J. A. P. Siadén, «DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA SCADA CON EL PLC MODICON,» UNIVERSIDAD NACIONAL PEDRO RUIZ GALLO.

[54] Bulletin of Atomic Scientist, «Bulletin of hte Atomic Scientist,» [En línea]. Available: https://thebulletin.org/doomsday-clock/2021-doomsday-clock-statement/. [Último acceso: Septiembre 2022].

[55] Naturlii, «Qué es la huella de carbono y cómo puedes calcular la tuya,» 23 Mayo 2019. [En línea]. Available: http://www.naturlii.com/que-es-la-huella-de-carbono-y-como-puedes-calcular-la-tuya/. [Último acceso: Noviembre 2022].

[56] United Nations, «El Acuerdo de París,» [En línea]. Available: https://unfccc.int/es/process-and-meetings/the-paris-agreement/el-acuerdo-de-paris. [Último acceso: Noviembre 2022].

[57] Renthal services, «Aspectos Técnicos para Seleccionar un Compresor de Aire,» 19 Enero 2017. [En línea]. Available: https://www.renthalservices.com/blog/aspectos-tecnicos-para-seleccionar-un-compresor-de-aire. [Último acceso: Enero 2022].

[58] Ingersoll Rand, «Curso de controladores de sala XNI,» 2012.

[59] V. T. Castillo, Astillero, 2022.

[60] Ingersoll Rand, «X8I_X12I_Quick_Setup_Manual_80445067_ES».

[61] Al-Mustansiriyah, «Experimental Investigation and Mathematical Modelling of Pressure Transfer Function for Air Compressor Mishaal A. AbdulKareem,» University, de Iraq.

[62] MateFacil, «Transformación de una función de transferencia escalonada al régimen de Laplace,» [En línea]. Available: https://www.youtube.com/watch?v=gYZRypo4T4o. [Último acceso: Mayo 2022].

[63] calculadorasonline, «Tranformadora de Laplace online,» [En línea]. Available: https://calculadorasonline.com/calculadora-de-transformada-de-laplace-online/. [Último acceso: Mayo 2022].

[64] Z. F., «Función escalonada,» 25 Junio 2020. [En línea]. Available: https://www.lifeder.com/funcion-escalonada/. [Último acceso: Abril 2022].

[65] R. D. a. P. Wos, «Test of measurement device for the estimation of leakage flow rate in pneumatic pipeline systems».

[66] G. P. M., «Control en cascada de la temperatura para optimizar consumo de combustible de un horno térmico,» Universidad nacional del callao, 2017.

[67] M. B. M. Movilla, «ANÁLISIS DEL COSTE DE LOS DESVÍOS DE LAS ENERGÍAS RENOVABLES EN EL MERCADO DE PRODUCCIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA,» UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID, ESCUELA POLITECNICA SUPERIOR.

[68] dademuch, «Sistemas de primer orden,» [En línea]. Available: https://dademuch.com/2020/09/04/sistemas-de-primer-orden-respuesta-transitoria/. [Último acceso: Mayo 2022].

[69] FamicTechnologies, «Manufacturers' Catalogues in Automation Studio™,» [En línea]. Available: https://www.youtube.com/watch?v=qJF-cKRzNbg. [Último acceso: Mayo 2022].

[70] Ministerio de Industria, Energía y Turismo, «BOE-A-2015-13875,» [En línea]. Available: https://www.boe.es/eli/es/res/2015/12/18/(2). [Último acceso: Septiembre 2022].

[71] Comisión Nacional de los Mercados y la Competencia, «BOE-A-2021-21541,» [En línea]. Available: https://www.boe.es/eli/es/res/2021/12/16/(3). [Último acceso: Septiembre 2022].

[72] Á. P. Ruilope, «Desvíos en el sistema eléctrico: La visión del consumidor,» [En línea]. Available: https://www.magnuscmd.com/es/desvios-en-el-sistema-electrico-la-vision-del-consumidor/. [Último acceso: Septiembre 2022].

[73] Famic Tech, «Edición educacional,» [En línea]. Available: https://www.famictech.com/es/Productos/Automation-Studio/Edici%C3%B3n-Educacional. [Último acceso: Junio 2022].

[74] Electrificación de la Economía, «Energía y sociedad,» [En línea]. Available: https://www.energiaysociedad.es/boletin/como-afecta-a-mi-factura-electrica-la-limitacion-del-precio-del-gas-para-producir-electricidad/. [Último acceso: Septiembre 2022].

[75] C. F. Martin, «Error en estado estacionario,» 2008. [En línea]. Available: https://nanopdf.com/download/1-error-en-estado-estacionario-tipos-de-sistemas_pdf. [Último acceso: Abril 2022].

[76] Ministerio para la Transición Ecológica y el Reto Demográfico, «BOE-A-2021-4631,» [En línea]. Available: https://www.boe.es/eli/es/o/2021/03/18/ted275. [Último acceso: Octubre 2022].

[77] Ingemecanica, «Ingemecanica,» [En línea]. Available: https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn201.html. [Último acceso: Marzo 2022].

[78] Ministerio de industria, «RD margen comercial COR,» [En línea]. Available: https://energia.gob.es/es-ES/Participacion/Documents/Apertura-tramite-audiencia-calculo-margen-comercial/2016_06_27_RD_margen_COR_enviado.pdf. [Último acceso: Enero 2023].

[79] M. Campos, «verdialegal,» [En línea]. Available: https://verdialegal.com/margen-comercializacion/. [Último acceso: Septiembre 2022].

[80] Ministerio de industria, «Memoria RD margen comercial COR,» [En línea]. Available: https://energia.gob.es/es-ES/Participacion/Documents/Apertura-tramite-audiencia-calculo-margen-comercial/2016_06_27_Memoria_RD_margen_COR.pdf. [Último acceso: Agosto 2022].

[81] Ministerio de industria, «Real Decreto-ley 10/2022, de 13 de mayo,» [En línea]. Available: https://www.boe.es/buscar/act.php?id=BOE-A-2022-7843. [Último acceso: Agosto 2022].

[82] Que significado, «Que significado,» [En línea]. Available: https://quesignificado.org/que-es-un-separador-de-aire/. [Último acceso: Marzo 2022].

[83] Ministerio de industria, «Retribución del operador del sistema eléctrico para 2022,» [En línea]. Available: https://www.boe.es/diario_boe/txt.php?id=BOE-A-2021-21544. [Último acceso: Agosto 2022].

[84] Sullair, «Compresores de aire de tornillo rotativo de una etapa,» 02 junio 2022. [En línea]. Available: https://europe.sullair.com/es/products/compresores-de-aire-de-tornillo-rotativo-de-una-etapa-0. [Último acceso: Abril 2022].

[85] Agencia estatal boletín oficial del estado, «Orden TEC/271/2019, de 6 de marzo,» [En línea]. Available: https://www.boe.es/buscar/doc.php?id=BOE-A-2019-3486. [Último acceso: Agosto 2022].

[86] Ministerio para la Transición Ecológica y el Reto Demográfico, «Orden TED/1098/2021, de 8 de octubre,» [En línea]. Available: https://www.boe.es/diario_boe/txt.php?id=BOE-A-2021-16478. [Último acceso: Agosto 2022].

[87] Iberdrola, «Suplementos territoriales Iberdrola,» [En línea]. Available: https://www.iberdrola.es/informacion/suplementos-territoriales. [Último acceso: Agosto 2022].

[88] Gobierno de España, «Norma UNE-EN 1861».

[89] Famic Technologies, «Catálogo fabricantes automation studio,» [En línea]. Available: https://www.famictech.com/es/Productos/Automation-Studio/Cat%C3%A1logos-de-Fabricantes. [Último acceso: Mayo 2022].

[90] Red eléctrica española, «Coeficientes de pérdidas peninsulares,» [En línea]. Available: https://www.ree.es/es/actividades/operacion-del-sistema-electrico/coeficientes-de-perdidas. [Último acceso: Septiembre 2022].

[91] Cye energía, «Cye-energia,» [En línea]. Available: https://www.cye-energia.com/bono-social-mayo-2022/#:~:text=El%20coste%20a%20repercutir%20en,e%20iremos%20informando%20de%20ello.. [Último acceso: Septiembre 2022].

[92] Diferencias.cc, «Diferencias,» [En línea]. Available: https://www.diferencias.cc/absorcion-adsorcion/. [Último acceso: Junio 2022].

[93] Esingenieria.pro, «Esingenieria.pro,» 30 05 2021. [En línea]. Available: https://esingenieria.pro/purgadores-de-vapor-tipos-seleccion-instalacion/. [Último acceso: Enero 2023].

[94] M. Fuertes, «Nergiza,» 12 11 2019. [En línea]. Available: https://nergiza.com/suplemento-territorial-del-2013-en-mi-factura-de-la-luz-de-2019-pero-esto-que-es/. [Último acceso: Agosto 2022].

[95] A. Ghiglia, «kaesertalk,» 3 Febrero 2021. [En línea]. Available: https://ingenieriakaeserargentina.com/2021/02/03/como-determinar-el-consumo-de-aire-comprimido/. [Último acceso: Enero 2023].

[96] D. J. Chen, «Modeling of industrial air compressor system energy,» Purdue University. Indianapolis, Indiana, 2018.

[97] J. C. Gonzalez Prado, «Control en cascada de la temperatura para optimizar consumo de combustible de un horno térmico,» Universidad nacional del callao, Perú, 2017.

[98] A. J. Buenache Vega, «Teoría, diseño y simulación de componentes y circuitos para la docencia interactiva vía web,» Universidad Carlos III de Madrid, 2010.

[99] Comisión Nacional de los Mercados y la Competencia, «Las pérdidas en el sistema eléctrico,» [En línea]. Available: https://blog.cnmc.es/2016/02/08/las-perdidas-en-el-sistema-electrico/. [Último acceso: Agosto 2022].

[100] Comisión Nacional de los Mercados y la Competencia, «La CNMC calcula la aportación que deben hacer las empresas para financiar el bono social eléctrico de los consumidores,» 2019. [En línea]. Available: https://www.cnmc.es/ca/node/373177. [Último acceso: Octubre 2022].

ANEXOS

ÍNDICE ANEXOS

ANEXOS 122
1.1 Aspectos Técnicos para Seleccionar un Compresor de Aire 124
1.2 Configuración del Xe-145M, controlador del RS.250 y del R.160 125
1.2.1 Carpeta de inicio 125
1.2.2 Carpeta de configuración del operador 127
1.3 Resumen del X.4.I, X.8.I, X.12.I: 128
1.3.1 Visión general de la instalación del sistema: 130
1.3.2 Visión general de la instalación 131
1.3.3 Características y funcionalidad de control estándares 132
1.3.4 Configuración de los parámetros en transitorio del X.8.I 135
1.4 Interfaz de manejo 137
1.4.1 Navegación por los menús 137
1.5 Cálculo de las funciones de transferencia de los principales elementos de un circuito. 139
1.5.1 Función de transferencia de un compresor 139
1.5.2 Función de transferencia de un secador 142
1.5.3 Función de transferencia de un filtro 142
1.5.4 Función de transferencia de un depósito 142
1.5.5 Función de transferencia de una válvula 144

1 ANEXOS

1.1 Aspectos Técnicos para Seleccionar un Compresor de Aire

Al hablar de compresores de aire debemos recordar 3 aspectos primordiales [57]:

1) **Presión de aire:** Esta es la presión a la que puede trabajar el compresor y se mide en libras/pulgadas^2 que es lo mismo que **psi** (Pound Per Square Inch). También se utiliza la medida en bares (**bar**), siendo su equivalencia **1 bar = 14,5 psi;** o atm**.**
2) **Caudal o volumen:** Esta es la capacidad que tiene el compresor de comprimir el aire sobre una unidad de tiempo y se mide en **cfm** (cubic feet minute, ft^3/min) que es lo mismo que **pcm** (pies cúbicos por minuto), siendo su equivalencia 1 cfm = 28.31 (**lpm**) o **l/min** (litros por minuto).
3) **Potencia:** En este caso es la capacidad de trabajo que tiene el compresor y se mide en **HP** (Horse Power, caballos de fuerza, 1 HP = 0,74 kW) o en **CV** (Caballos Vapor **1 CV = 0,73 kW**); también se utilizan los **kW** (kilovatios).

Todas las consideraciones anteriores sirven para entender que en el momento de **elegir un compresor de aire** se debe tener en cuenta que los "cfm" dependen de los "psi" del compresor. Es decir, cuando vayamos a seleccionarlo, observaremos que el caudal posible a suministrar va determinado en función de la presión del trabajo del compresor.

Por otro lado, cuanto mayor es la potencia o el caballaje del compresor, más aire puede suministrar el equipo (cfm).

Existen unos coeficientes de corrección de consumo utilizados para calcular por norma genérica el consumo de aire que tendrá nuestra instalación. Para este proyecto no se tendrán en cuenta, ya que desconocemos la cantidad y el tipo de puntos de consumo en la instalación, pero se comentarán brevemente:

- **Coeficiente de uso**: porcentaje de tiempo que es usado un punto de consumo.
- **Coeficiente de simultaneidad**: dado un número de equipos neumáticos, en qué medida estos van a ser utilizados a la vez. Se utiliza para determinar los puntos de consumo máximo y diseñar el caudal que deberá soportar la infraestructura.
- **Coeficiente de mayoración**: Coeficiente de seguridad que mayora las cargas e indica la capacidad en exceso que tiene el sistema por sobre sus requerimientos. Normalmente 1.2.

Para evitar la complejidad del cálculo de la instalación supondremos que suponen un aumento del consumo de aire en un 30%; este porcentaje se lo aplicamos al cálculo general.

1.2 Configuración del Xe-145M, controlador del RS.250 y del R.160

1.2.1 Carpeta de inicio

1.2.1.1 PÁGINA 1 - GENERALIDADES DEL SISTEMA

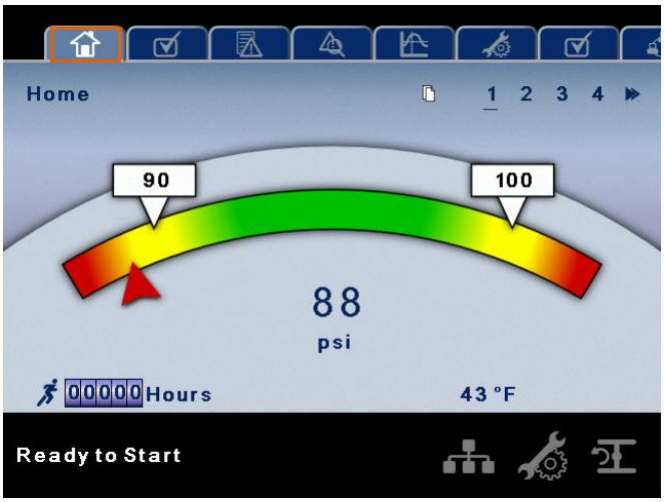


Ilustración 83 Página 1, generalidades del sistema. (Fuente: [26])

Se trata de la pantalla predeterminada de fábrica tras encender el sistema.

- **Load Pressure (Cargar Presión):** indicado en el cuadro blanco y con una flecha de color blanco, que siempre se muestra en la parte central-izquierda del manómetro. El compresor se cargará cuando la presión de descarga del paquete caiga por debajo de este valor.
- **Unload Pressure (Descargar Presión):** indicado en el cuadro blanco y con una flecha de color blanco, que siempre se muestra en la parte central-derecha del manómetro. El compresor se cargará cuando la presión de descarga del paquete aumente por encima de este valor.
- **Presión De Descarga Del Paquete,** se indica por medio de números grandes centrados debajo del manómetro y por medio de la flecha roja. Es la presión del aire que el compresor está suministrando a la planta.
- **Pressure Unit Of Measure (Unidad De Medición De Presión):** Se indica debajo de la presión de descarga del paquete. Se puede seleccionar en la carpeta General Settings (Configuración general).
- **Airend Discharge Temperature (Temperatura De Descarga Del Bloque Compresor):** Se indica por medio de los números de la sección derecha inferior de la pantalla. Esta es la temperatura medida una vez comprimido el aire. **Temperature Unit Of Measure (Unidad De Medida De Temperatura):** Se indica a la derecha de la temperatura de descarga del bloque compresor. Se puede seleccionar en la carpeta gENERAl SETTINgS (Configuración general).
- **Horas De Funcionamiento** indica la cantidad de horas que ha funcionado el compresor.

1.2.1.2 PÁGINAS 3 a 4 – ENTRADAS Y SALIDAS

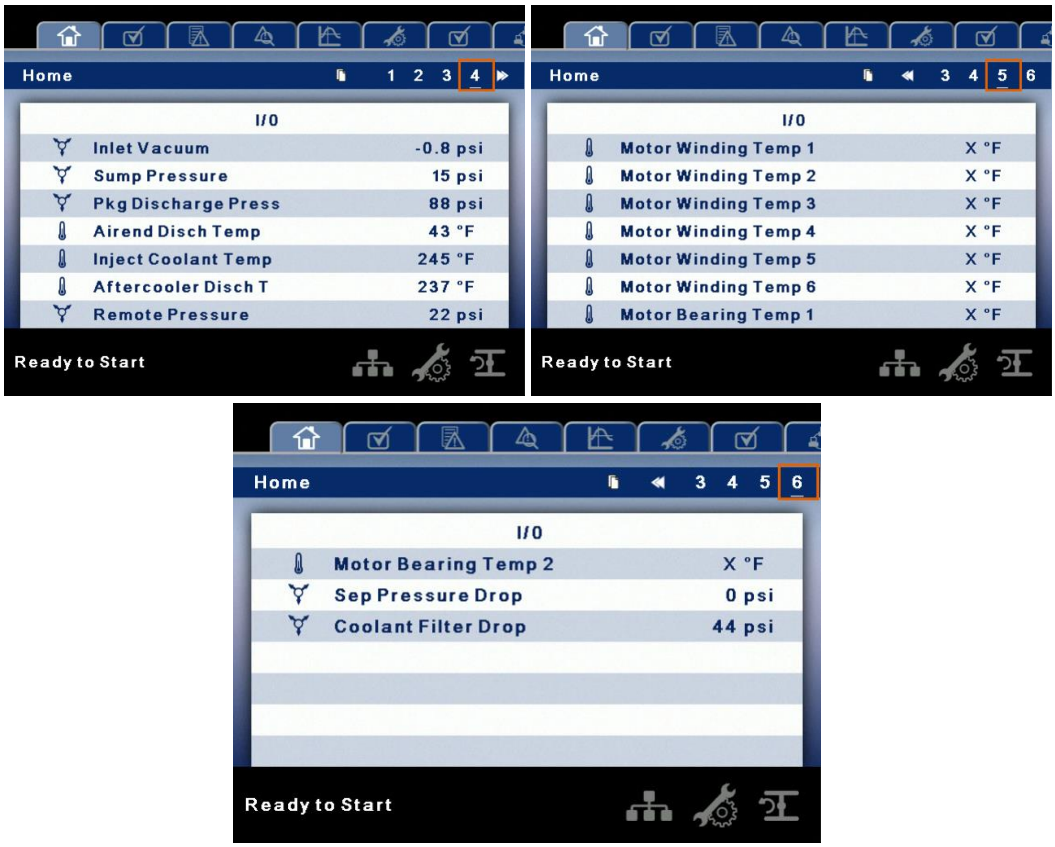


Ilustración 84 Página 3 a 4, Entradas y salidas. (Fuente: [26])

Presión y Temperatura , indicadas por su incono respectivamente.

Cualquier sensor que no esté instalado o que notifique un fallo mostrará el símbolo "X".

- **Presión Del Colector:** la presión del aire que está presente dentro del depósito del colector.
- **Temperatura De Descarga De La Unidad De Compresión:** la temperatura del aceite que sale de la unidad de compresión.
- **Temperatura Del Refrigerante Inyectado:** la temperatura del refrigerante que entra a la unidad de compresión.
- **Temperatura De Descarga Del Postenfriador:** la temperatura del aire cuando sale del enfriador.
- **Caída De Presión Del Filtro De Refrigerante:** la caída de presión en la entrada y salida del filtro de refrigerante.
- **Caída De Presión Del Separador:** la caída de presión en la presión del colector y la presión de descarga del paquete.
- **Remote Pressure (Presión Remota) (Opcional):** un sensor de presión opcional que lee la presión en un punto situado fuera del paquete del compresor. Normalmente debería encontrarse en un depósito común.
- **Temperatura Del Bobinado Del Motor, Del 1 Al 6:** la temperatura de las bobinas del bobinado del motor.
- **Temperatura De Los Cojinetes Del Motor, Del 1 Al 2**: la temperatura de los cojinetes del motor.

1.2.2 Carpeta de configuración del operador

1.2.2.1 PÁGINAS 3-5 OPCIONES DEL OPERADOR

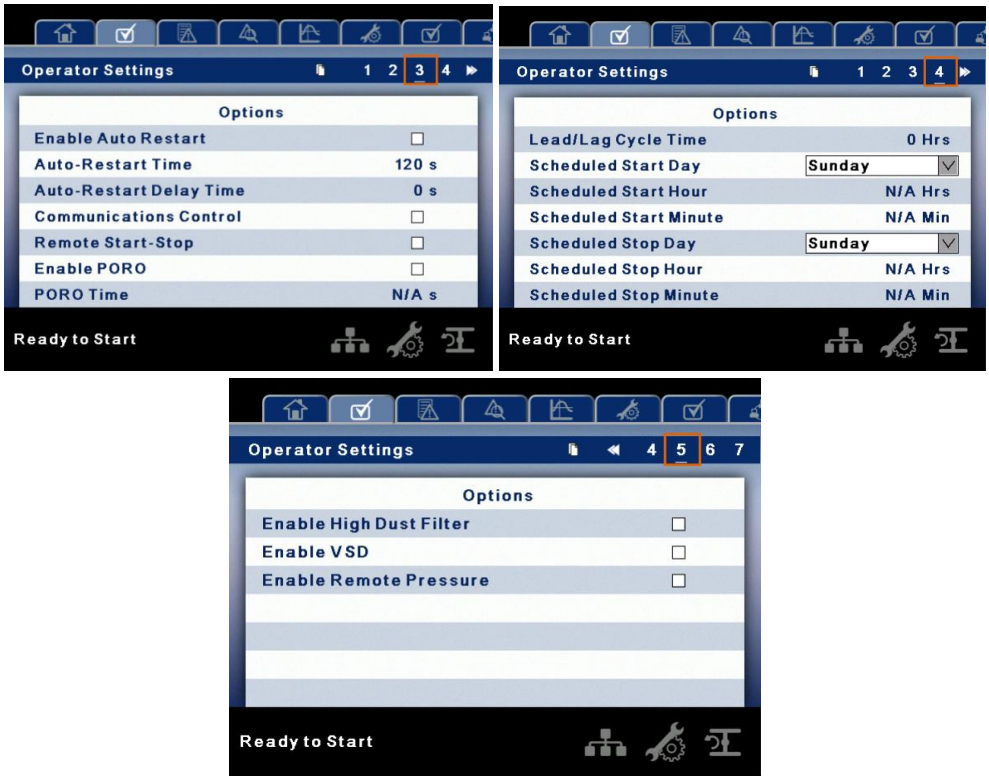


Ilustración 85 Página 3 a 5 Opciones del operador. (Fuente: [26])

Los valores siguientes son todas las opciones disponibles dentro de las pantallas del controlador:

- **Habilitación del reinicio automático:** la elección de esta opción habilitará la opción de reinicio automático.
- **Auto-restart Time (tiempo de reinicio automático):** periodo de tiempo que el compresor debe funcionar sin carga antes de poder detenerse en el reinicio automático. Este periodo de tiempo empieza en el momento en que la presión de descarga del paquete supera el punto de control fuera de línea. Este periodo de tiempo y el tiempo de espera de funcionamiento del motor (10 minutos) deben satisfacerse para que el compresor se detenga en el reinicio automático.
    - Intervalo (en segundos): 120 – 900
- **Auto-restart Delay (retraso de reinicio automático):** El periodo de tiempo después de que la presión de descarga del paquete haya caído por debajo del punto de control en línea, antes de que el compresor pueda reiniciarse automáticamente.
    - Intervalo (en segundos): 0 – 60
- **COM Control (control COM):** si se habilita este punto de control, el compresor puede controlarse mediante un dispositivo en serie o Ethernet, como un X8I. Esta opción equivale a la opción “Sequencer” (Secuenciador) en los controladores Intellisys.
- **Remote Start/stop (Inicio/parada Remoto):** Si se habilita este punto de control, el compresor puede iniciarse y detenerse utilizando las entradas digitales en el controlador.

Estas variables son las que podemos estudiar del compresor y las que nos permiten conectarlo con el controlador de sala X.8.I.

Debemos ponerlo en modo COM y conectarle el controlador.

1.3 Resumen del X.4.I, X.8.I, X.12.I:

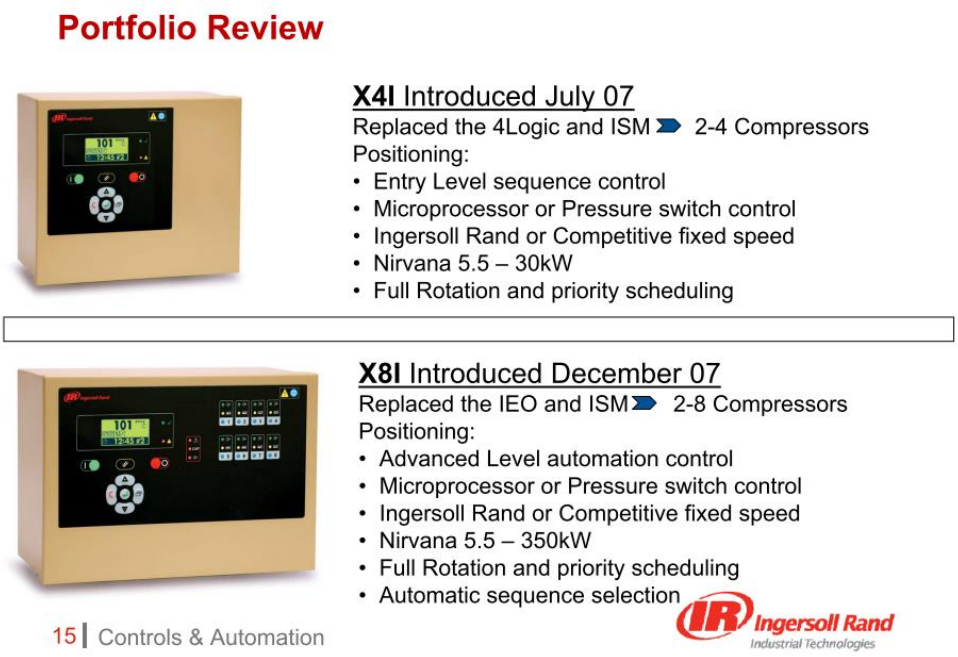


Ilustración 86 Resumen controlador X4I y X8I. (Fuente: [58])

El controlador X.4.I, la gama baja de los controladores de sala de Ingersoll rand, están limitados a una potencia útil de trabajo de hasta 30 kW sin embargo ofrecen todas las funciones de control en estado transitorio del resto de controladores.

El controlador X.8.I y sería la gama media que permite el control de entre 2 y 8 compresores y una potencia útil de entre 5,5 y 350 kW siendo este el sistema de orquestación de compresores perfecto para la mayoría de las industrias españolas.

X12I Product Introduction

All the high value features of the X8I… PLUS

- Control and automation for up to 12 compressors
- Air system pressure balancing
- Zone control of multiple air stations in one air system
- 6 Programmable pressure profiles
- Start function for auxiliary equipment
- Expanded monitoring & control - up to 12 I/O modules
- Special built-in inputs for:
  - Second pressure sensor (used as redundant or differential pressure)
  - Air Flow measurement instrumentation
  - Dew point measurement instrumentation
  - X12I remote digital control
- 5 configurable relay outputs

Ilustración 87 Resumen controlador X12I. (Fuente: [58])

El controlador X.12.I, y tal y como su nombre lo indica, es capaz de gestionar hasta 12 compresores a la vez. Ofrece otra serie de características qué no son compensadas por su elevado coste; entre ellas está el control remoto digital algo que hemos sido capaces de conseguir mediante una conexión a la pasarela Raspberry Pi 4.

1.3.1 Visión general de la instalación del sistema:

El siguiente diagrama muestra cómo sería la implementación de un controlador de sala X.N.I, desde la generación de aire hasta la monitorización y control de este.

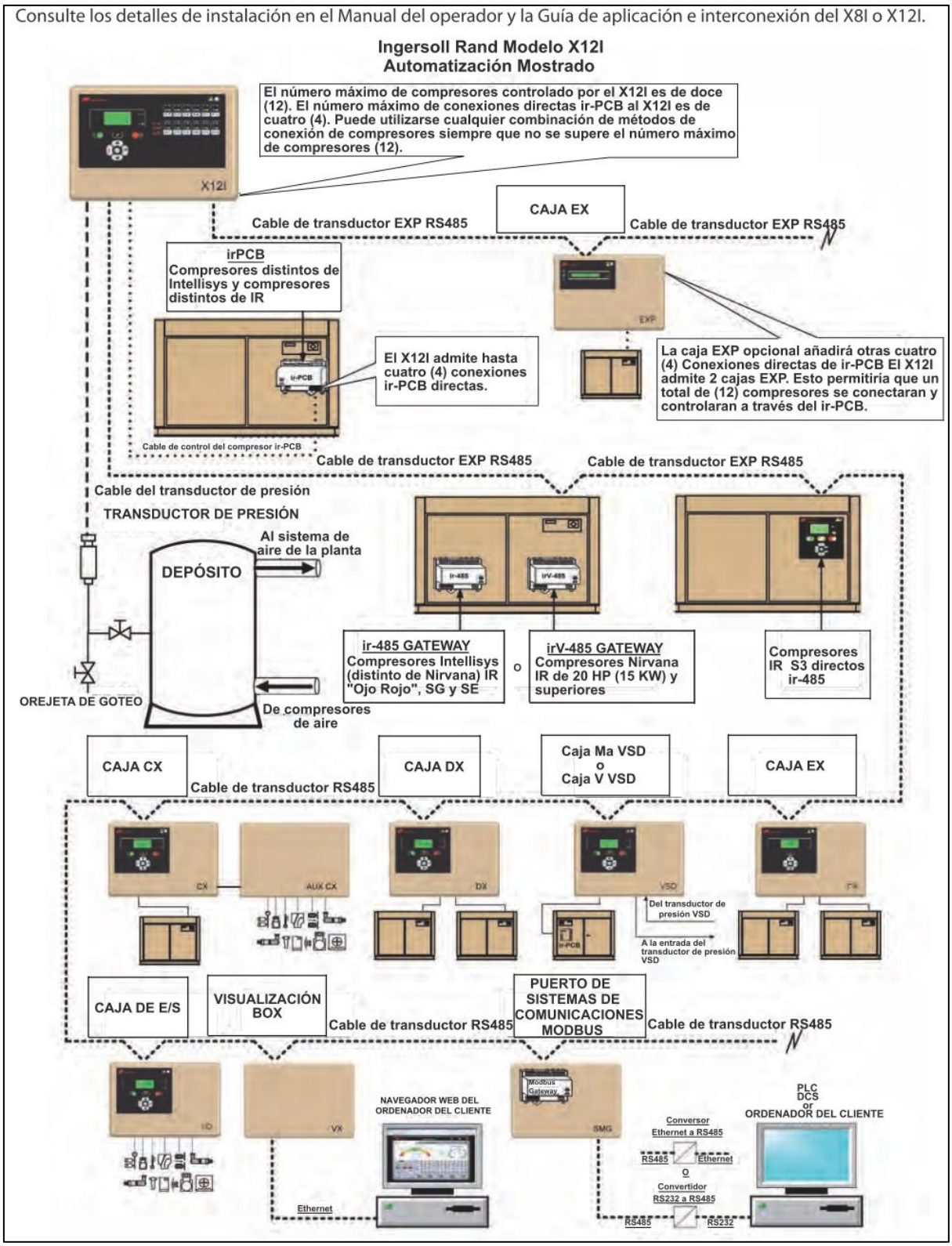


Ilustración 88 Diagrama de uso de un controlador X.12.I, (Fuente: [58])

1.3.2 Visión general de la instalación

El siguiente diagrama muestra en mayor detalle las conexiones entre el controlador de sala X.12.I y IE los controladores de otros compresores, tipo de conexión, tipo de protocolo, tipo de cable etcétera.

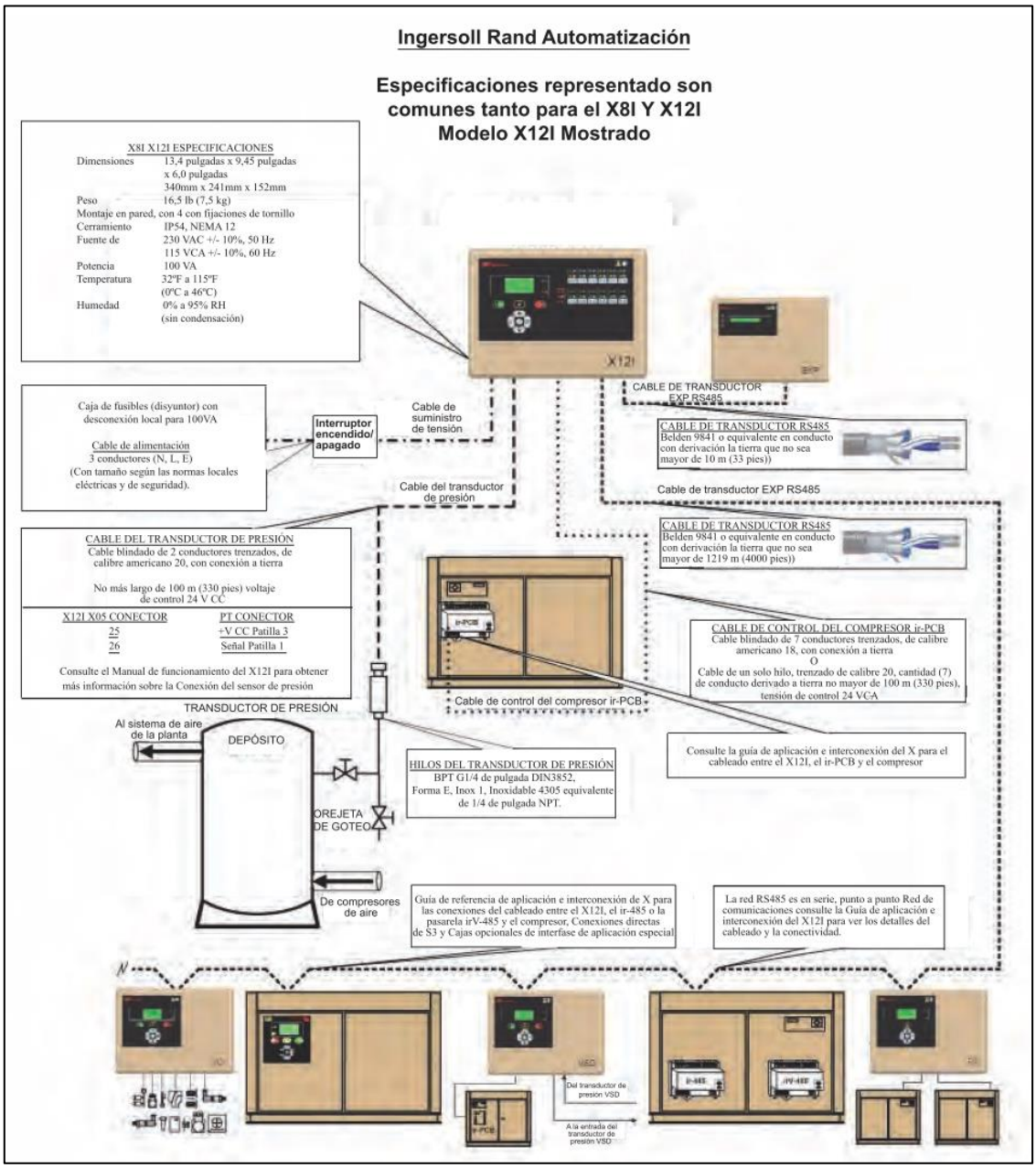


Ilustración 89 Diagrama detalle del uso de un controlador X.12.I, (Fuente: [58])

1.3.3 Características y funcionalidad de control estándares

La presión se controla cargando y vaciando los compresores para coincidir lo más ajustadamente posible la salida del compresor con la demanda del sistema dentro de una banda de presión específica definida por PL y PH (Ilustración 90).

De igual manera, los compresores de velocidad variable funcionan dentro de la banda de presión e intentan hacer coincidir activamente la salida del compresor con la demanda del sistema acelerando y ralentizando alrededor de la presión objetivo que está definida por el punto medio exacto de la banda de presión establecida por PT, (Ilustración 91).

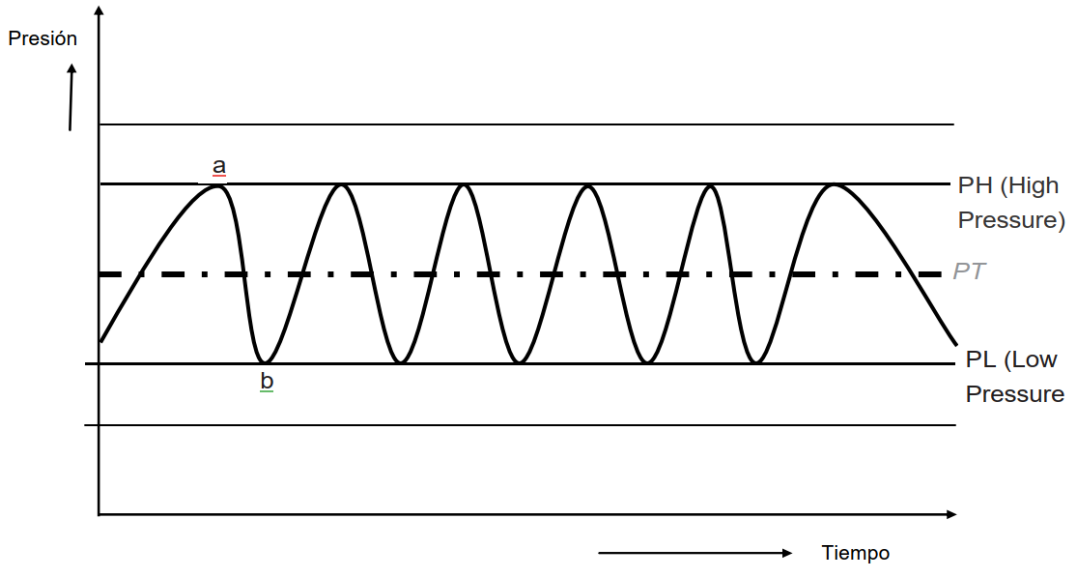


Ilustración 90 Presión del sistema típico en relación al tiempo. (Fuente: [26])

A medida que aumenta la presión hasta el punto "a", el compresor se vaciará según el algoritmo de secuencia. Entonces, se permite que la presión del sistema disminuya debido a la caída en el suministro hasta que se alcance el punto "b". Una vez se haya alcanzado el punto "b", el X.8.I cargará al **siguiente compresor de la secuencia** para satisfacer la demanda de aire. Este ciclo se repetirá hasta que el X.8.I pueda mantener la presión de aire del sistema entre PH y PL.

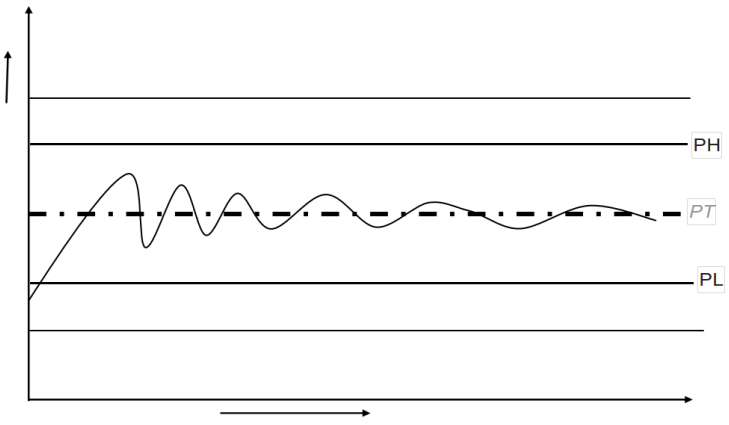


Ilustración 91 Control de presión VSD típico en relación al tiempo. (Fuente: [26])

Los compresores de velocidad variable del sistema funcionarán a su presión objetivo y suavizarán las variaciones de la presión del sistema. Esto supone que *la demanda del sistema no varíe más de la capacidad de los compresores de velocidad variable*.

1.3.3.1 *Control anticiclo y tolerancia*

Unos **ciclos excesivos** (arranque-carga-descarga-parada), en los compresores fijos, pueden resultar en una **pérdida de la eficiencia de compresión**, así como en una **mayor necesidad de mantenimiento**.

El **control anticiclo** resuelve este problema incluyendo un margen o **banda de tolerancia** de presión, *definida por el usuario*. Dentro de la banda de tolerancia, un algoritmo de control activo analiza de manera continua la dinámica de presión para **determinar el último segundo posible para añadir o hacer pasar otro ciclo a otro compresor al sistema**. Este control está además mejorado por la capacidad de ajustar la configuración de la banda de tolerancia y el tiempo de procesamiento del algoritmo (atenuación).

En este punto entendemos que el algoritmo especial está basado en una función de transferencia basada seguramente en un PID. Nuestra misión es calcular la función de transferencia he introducir los parámetros calculados en el controlador.

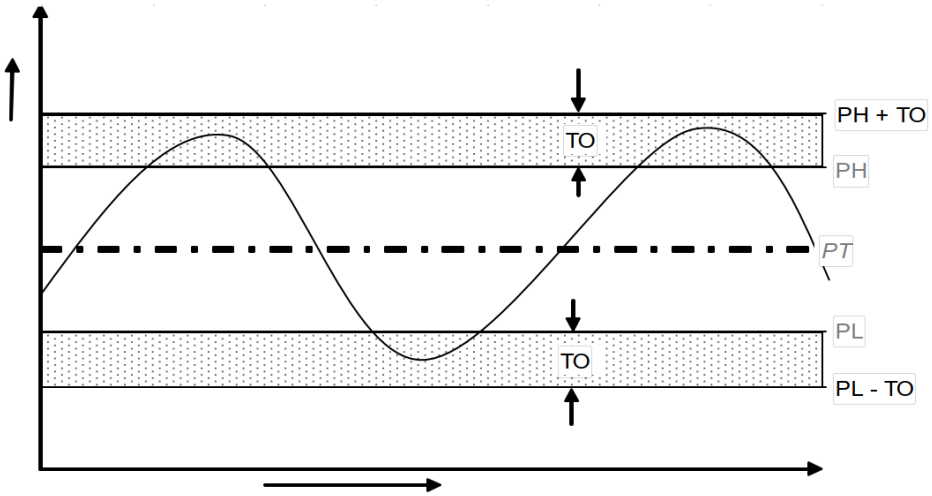


Ilustración 92 Tolerancia en relación a PH y PL. (Fuente: [26])

Cuando la presión del sistema está dentro de la banda de tolerancia, el X.8.I calculará continuamente el momento en el que los compresores se cargarán o vaciarán, según la **cantidad de cambio** $\left(\frac{dP}{dt}\right)$ de la presión del sistema. Cuando la presión del sistema salga de la banda de tolerancia, el X.8.I saldrá de la eficiencia energética y comenzará a mantener la presión de aire del sistema mediante la carga y vaciado de los compresores.

Si:

- La reserva del sistema de aire comprimido es relativamente **pequeña** en comparación a la demanda del sistema y las fluctuaciones son mayores y más rápidas,

Debería:

- **Aumentarse la configuración de la banda de tolerancia.**

Y así, mantener el funcionamiento energéticamente eficiente y *evitar así una situación en la que varios compresores se carguen para ser vaciados instantes después*.

Por el contrario, si:

- La reserva del sistema de aire comprimido es relativamente **grande** comparada con la demanda del sistema y las **fluctuaciones** son menores y más lentas,

Debería:

- Reducirse **la banda de tolerancia.**

Y así, mejorar el control de la presión y mantener el funcionamiento energéticamente eficiente.

La configuración predeterminada de fábrica para la tolerancia es de 0,2Bar (3,0 PSI). 1,4 psi (0,1 bar) para la banda de tolerancia mínima 29,0 psi (2 bar) para la banda de tolerancia máxima.

1.3.3.2 Atenuación-Amortiguación

La **configuración de la atenuación (DA)** es un punto de consigna ajustable por el usuario y que determina lo rápido que el controlador toma muestras y recalcula, **acelerando o ralentizando** de manera efectiva el **tiempo de reacción** $\left(\frac{dP}{dt}\right)$.

La configuración DA del X.8.I podría necesitar ajustes en las siguientes circunstancias en las que existan cambios de presión del sistema drásticos y desproporcionados:

- Reserva de aire inadecuada (depósitos).
- Gran diferencial de presión a lo largo del equipo de tratamiento de aire (ΔP ↑).
- Tuberías de tamaño incorrecto.
- Respuesta del compresor lenta o retardada.

En estos casos, el X.8.I podría reaccionar excesivamente e intentar cargar compresores adicionales que podrían no ser necesarios si se hubiera dado tiempo a que la presión del sistema se estabilizara después de que el compresor inicial se cargara.

*Si **ya** se ha **aumentado** la **tolerancia** y, el siguiente paso es aumentar el **factor de atenuación**.*

La **amortiguación** es ajustable y **se escala desde 0,1 a 10** con un factor de fábrica de 1. Un factor de 0,1 es el **tiempo de reacción** 10 veces más rápido que el predeterminado y un factor de 10 es un tiempo de reacción 10 veces más lento que el predeterminado.

En este punto podremos observar que la atenuación corresponde al tiempo de establecimiento de la señal que establece el PID del X.8.I.

Si:

1. La reserva del sistema es abundante.
2. El ritmo del cambio de presión $\left(\frac{dP}{dt}\right)$ crece despacio.

Se puede:

- Aumentar la "Atenuación" $(\Delta \boldsymbol{DA} > \mathbf{0})$.

Y así, mejorar el control de la presión sin comprometer la eficiencia energética óptima.

A medida que se **aumenta** el valor de **Atenuación**, la carga de los compresores adicionales es más lenta.

Por el contrario, si:

1. La reserva del sistema es insuficiente.
2. El ritmo del cambio de presión $\left(\frac{dP}{dt}\right)$ disminuye rápidamente.

Se puede:

- Disminuir la "Atenuación" ($\Delta \boldsymbol{DA} < \mathbf{0}$).

Y así, mejorar el control de la presión sin comprometer la eficiencia energética óptima.

A medida que se **disminuye** el valor de **Atenuación**, la carga de compresores adicionales es más rápida.

1.3.3.3 Volumen del sistema

El **volumen del sistema** define lo rápido que aumentará o disminuirá la presión del sistema al reaccionar ante una mayor/menor demanda o un mayor/menor suministro. Cuanto mayor sea el volumen, más lentos serán los cambios de presión en relación con un mayor/menor suministro o demanda. Un volumen del sistema adecuado posibilita un control de la presión efectivo y evita la sobrepresurización del sistema en respuesta a fluctuaciones bruscas de presión.

*Los depósitos, al igual que los condensadores eléctricos aumentan la estabilidad del sistema, amortiguando los cambios en la presión. Son absorbedores de variación de caudal. El proceso para el cálculo del volumen es el mismo que el recogido en "*Cálculo del depósito*".*

1.3.3.4 Configuración prioritaria

Las configuraciones de prioridad pueden utilizarse para modificar la asignación de la secuencia de rotación. Se puede asignar a los compresores una prioridad donde 1 es la mayor prioridad y 4 la menor (Ilustración 93).

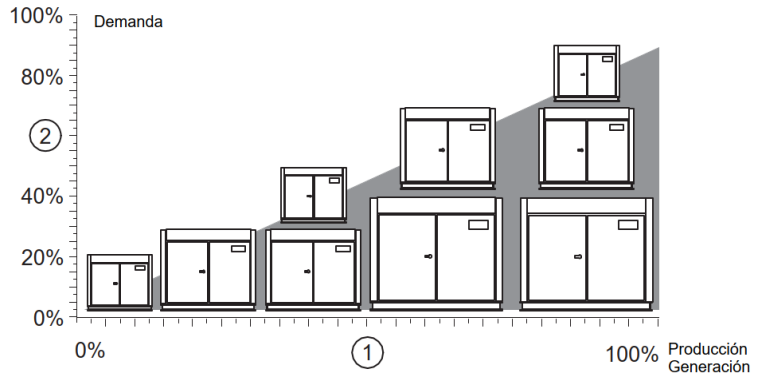


Ilustración 93 Secuencia de funcionamiento de los compresores. (Fuente: [26])

1.3.4 Configuración de los parámetros en transitorio del X.8.I

La variable para configurar la banda de tolerancia en el X.8.I. es:

- **S02 – TO.**

La variable para configurar la amortiguación es:

- **S02 – AM.**

El siguiente ejemplo muestra el comportamiento dinámico del sistema dependiendo de los valores asignados a la Tolerancia y a la Amortiguación.

Para una Tolerancia dada, establecemos **2 amortiguaciones diferentes**.

- La Tolerancia define la línea bajo el ajuste LP (Low Pressure) que es el ajuste de "presión baja" bajo el cual el siguiente compresor en la secuencia debe ser cargado.

- La **Amortiguación (Dumping)** representa el ángulo de la línea que parte del punto "A" en el Gráfico, con la línea horizontal de tolerancia: El punto A es la perpendicular a la intersección de la **Presión (System Pressure)** con el ajuste LP.

Como se puede ver en el gráfico, el ángulo de las 2 líneas es **más obtuso (línea más vertical)** para valores de amortiguación bajos (*Dumping1 = 0.4*); y **más agudo (línea más horizontal)** para valores de amortiguación altos (*Dumping2 = 8*). El rango de la amortiguación está entre 0,1 y 10.

Cuando la presión del sistema cruza la línea LP, el controlador calcula la línea basada en la **tolerancia** y la **amortiguación** a partir del punto A. Cuando la presión del sistema cruza esta línea calculada, se carga el siguiente compresor.

En el gráfico de la Ilustración 94 es fácil ver que el valor más pequeño de la amortiguación es la carga del siguiente compresor en la secuencia, y viceversa; cuanto **más grande** es el valor de la amortiguación, **más lenta** es la orden de carga del sistema maestro. La carga del siguiente compresor en la secuencia es entonces una combinación de la Tolerancia (TO), la Amortiguación (DA) y la tasa de cambio de la presión del sistema $\left(CP = \frac{dP}{dt}\right)$.

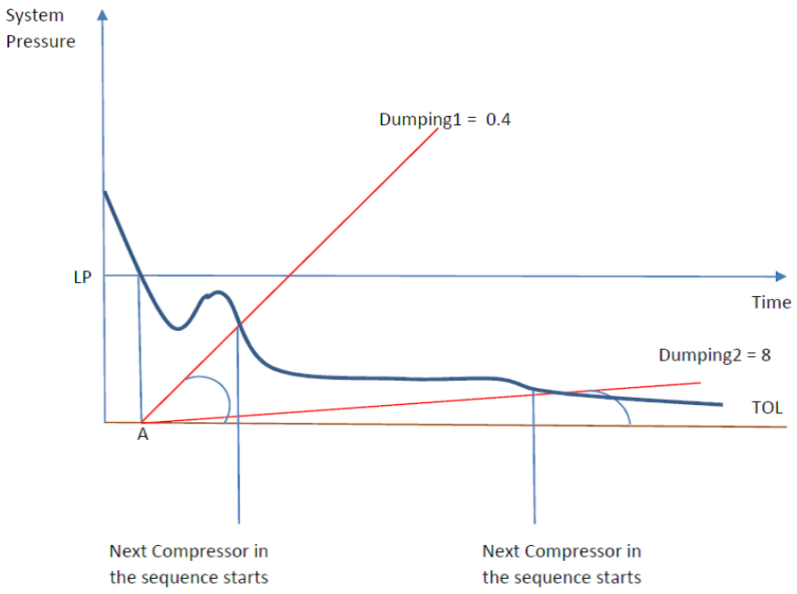


Ilustración 94 Ejemplo de aplicación de Tolerancia y amortiguación.

1.4 Interfaz de manejo

1.4.1 Navegación por los menús

El siguiente dibujo muestra brevemente cómo funciona el panel del controlador, los avisos, la zona de control y la zona de información, así como qué quiere decir cada uno de sus pilotos.

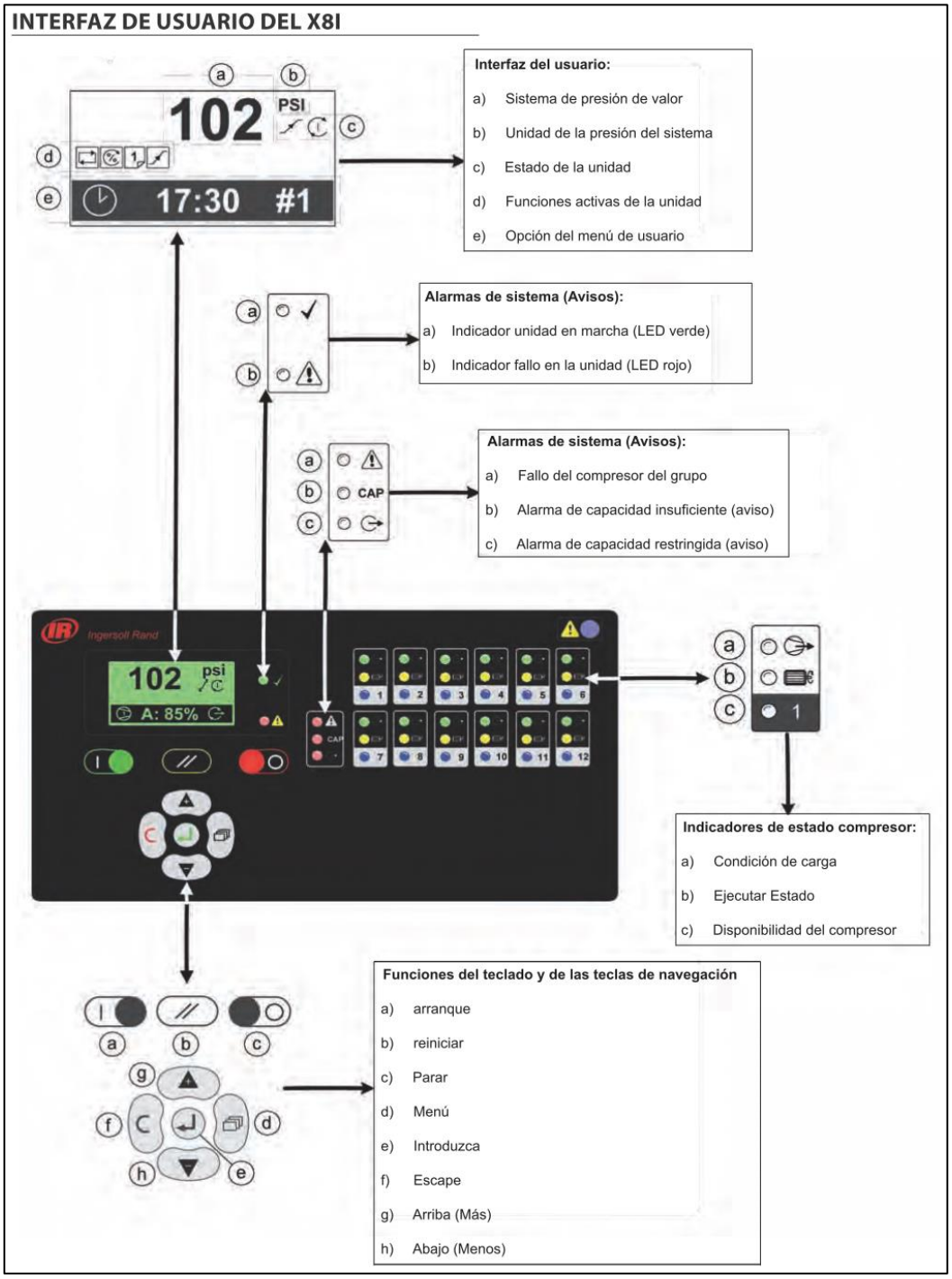


Ilustración 95 diagrama de funcionamiento del panel de control de un X8I. (Fuente: [26])

Ilustración 96 Controlador X.8.I en Birla. (Fuente: [59])

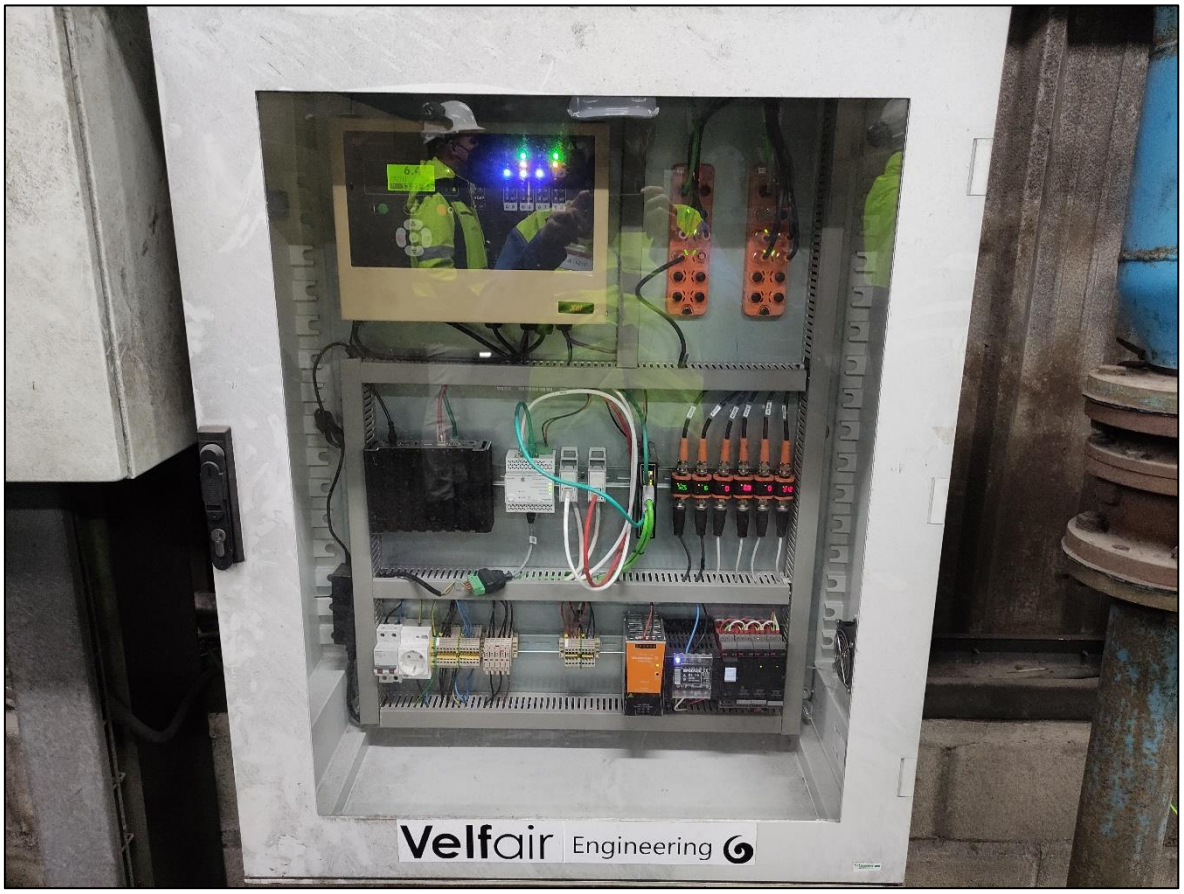


Ilustración 97 Controlador X.8.I en GSW. (Fuente: [59])

1.5 Cálculo de las funciones de transferencia de los principales elementos de un circuito.

1.5.1 Función de transferencia de un compresor

1.5.1.1 Régimen transitorio

A partir de un ensayo en laboratorio se determinó que la función de transferencia de un compresor controlado por un switch de presión (presostato) era la siguiente [60]:

$$P_0(t) = \boxed{\Delta P_{in}\left[\frac{1}{s} - \frac{1}{s+\frac{1}{\tau}}\right]}$$

Donde:

$P_0(t)$ = Presión de salida del compresor $\left[\frac{N}{m^2}\right]$.

P_{in} = Presión de entrada, (valor de consigna en el presostato) $\left[\frac{N}{m^2}\right]$, normalmente la presión atmosférica.

τ = Constante del sistema de control de presión, definida como:

$$\tau = \frac{K_s V_a}{A_d K_c}\frac{K}{(K-1)}$$

Donde:

K_s = Constante del muelle del swicht $\left[\frac{N}{m}\right]$.

V_a = Volumen del recipiente de almacenamiento de aire comprimido$[m^3]$.

K = Índice del proceso ideal de compresión isentrópica (1,4 para el aire).

A_d = Área transversal afectiva del diafragma $[m^2]$.

K_c = Ganancia (constante del amplificador) $\left[\frac{W}{m}\right]$.

K_s = Constante del muelle del swicht $\left[\frac{N}{m}\right]$.

Sin embargo, no necesitamos modelar los compresores completamente. Como ya poseemos las fichas técnicas de ingeniería poseemos la función del compresor variable y fijo, y su relación con el consumo, por lo tanto, se realizarán las transformadas de Laplace de éstos.

1.5.1.2 Régimen estacionario

1.5.1.2.1 Compresores variables

1.5.1.2.1.1 Función de transferencia de Potencia_absorbida-Caudal del R.160.N_X.10 AC

A partir de la función calculada en "Función Potencia_absorbida-Caudal del R.160.N_X.10 AC" desarrollamos la función de transferencia en el campo de Laplace [61].

$$P_a(Q_{\text{FAD}}) = 0.0271 \cdot Q_{\text{FAD}}^2 + 5.5387 \cdot Q_{\text{FAD}} + 7.9893[kW]$$

Para $Q_{\text{FAD}}\left[\frac{m^3}{min}\right]$.

Como $Q_{\text{FAD}}\left[\frac{m^3}{min}\right] = Q\left[\frac{m^3}{s}\right] * 60\left[\frac{s}{min}\right]$

$$P_a(Q) = 0.0271 \cdot Q^2 \cdot 60^2 + 5.5387 \cdot Q \cdot 60 + 7.9893 = 97.56 \cdot Q^2 + 332.322 \cdot Q + 7.9893$$

$$\mathcal{L}[P_a(Q)] = 97.56 \cdot \mathcal{L}[Q^2] + 332.322 \cdot \mathcal{L}[Q] + 7.9893$$

Siendo el valor de cada función:

$$\mathcal{L}[a] = \frac{a}{s}; \quad \mathcal{L}[Q^n] = \frac{n!}{s^{n+1}}$$

Aplicándolo a la ecuación:

$$\mathcal{L}[P_a(Q)] = 97.56 \cdot \frac{2 \cdot 1}{s^3} + 332.322 \cdot \frac{1}{s^2} + 7.9893 \cdot \frac{1}{s} = \boxed{\frac{195.12}{s^3} + \frac{332.322}{s^2} + \frac{7.9893}{s}}$$

Podemos comprobar el resultado con cualquier calculadora online [62]:

$$f(t) = \frac{2439 \cdot t^2}{25} + \frac{166161 \cdot t}{500} + \frac{79893}{10000}$$

$$L|f(t)| = \frac{7.9893}{s} + \frac{332.322}{s^2} + \frac{195.12}{s^3}$$

Ilustración 98 Resultado de la transformación con el programa online. (Fuente: [62])

1.5.1.2.2 Compresores fijos

1.5.1.2.2.1 Función de transferencia de Potencia_absorbida-Caudal del R.160.I_X.7,5

A partir de la función calculada en "5.3.1.2.3 Función Potencia_absorbida-Caudal del RS.250.I_A.7,5" desarrollamos la función de transferencia en el campo de Laplace [63].

$$P_a(Q_{FAD}) = \begin{cases} 0\ [kW], & Q_{FAD} = 0\left[\frac{m^3}{min}\right] \\ 85.15\ [kW], & 0 < Q_{FAD} < 29.45\left[\frac{m^3}{min}\right] \\ 191\ [kW], & Q_{FAD} = 29.45\left[\frac{m^3}{min}\right] \end{cases} \Rightarrow P_a(Q) = \begin{cases} 0\ [kW], & Q = 0\left[\frac{m^3}{s}\right] \\ 85.15\ [kW], & 0 < Q < 0.49\left[\frac{m^3}{s}\right] \\ 191\ [kW], & Q = 0.49\left[\frac{m^3}{s}\right] \end{cases}$$

$$P_a(Q) = 0 + (85.15 - 0)\cdot u_0(Q) + (191 - 85.15)\cdot u_{0.49}(Q)$$

$$\Vert$$

$$P_a(Q) = 0 + (85.15 - 0)\cdot H(Q - 0) + (191 - 85.15)\cdot H(Q - 0.49)$$

Siendo u_x o H la representación de una función de escalón unitario.

$$\mathcal{L}[P_a(Q)] = \mathcal{L}[0 + 85.15\cdot u_0(Q) + 105.85\cdot u_{0.49}(Q)]$$

$$\mathcal{L}[P_a(Q)] = 85.15\cdot \mathcal{L}[u_0(Q)] + 105.85\cdot \mathcal{L}[u_{0.49}(Q)]$$

Siendo el valor de cada función:

$$\mathcal{L}[a] = \frac{a}{s};\quad \mathcal{L}[u_a(t)] = \frac{1}{s}\cdot e^{-as}$$

Aplicándolo a la ecuación:

$$\mathcal{L}[P_a(Q)] = \frac{85.15}{s}\cdot e^{-0\cdot s} + \frac{105.85}{s}\cdot e^{-0.49\cdot s} = \frac{1}{s}\cdot(85.15 + 105.85\cdot e^{-0.49\cdot s})$$

$$P_a(s) = \boxed{\frac{85.15 + 105.85\cdot e^{-0.49\cdot s}}{s}}$$

1.5.1.2.2.2 Función de transferencia de Potencia_absorbida-Caudal del R.250.I_X.7,5 A

A partir de la función calculada en "5.3.1.2.3 Función Potencia_absorbida-Caudal del RS.250.I_A.7,5" desarrollamos la función de transferencia en el campo de Laplace.

$$P_a(Q_{FAD}) = \begin{cases} 0\ [kW], & Q_{FAD} = 0\left[\frac{m^3}{min}\right] \\ 129.449\ [kW], & 0 < Q_{FAD} < 50.2\left[\frac{m^3}{min}\right] \\ 289.1\ [kW], & Q_{FAD} = 50.2\left[\frac{m^3}{min}\right] \end{cases} \Rightarrow P_a(Q) = \begin{cases} 0\ [kW], & Q_{FAD} = 0\left[\frac{m^3}{s}\right] \\ 129.449\ [kW], & 0 < Q_{FAD} < 0.8367\left[\frac{m^3}{s}\right] \\ 289.1\ [kW], & Q_{FAD} = 0.8367\left[\frac{m^3}{s}\right] \end{cases}$$

$$P_a(Q) = 0 + (129.449 - 0)\cdot u_0(Q) + (289.1 - 129.449)\cdot u_{0.8367}(Q)$$

Siendo u_x o H la representación de una función de escalón unitario.

$$\mathcal{L}[P_a(Q)] = \mathcal{L}[0 + 129.449\cdot u_0(Q) + 159.651\cdot u_{0.8367}(Q)]$$

$$\mathcal{L}[P_a(Q)] = 129.449\cdot \mathcal{L}[u_0(Q)] + 159.651\cdot \mathcal{L}[u_{0.8367}(Q)]$$

Siendo el valor de cada función:

$$\mathcal{L}[a] = \frac{a}{s};\quad \mathcal{L}[u_a(t)] = \frac{1}{s}\cdot e^{-as}$$

Aplicándolo a la ecuación:

$$\mathcal{L}[P_a(Q)] = \frac{129.449}{s} \cdot e^{-0 \cdot s} + \frac{159.651}{s} \cdot e^{-0.8367 \cdot s} = \frac{1}{s} \cdot (129.449 + 159.651 \cdot e^{-0.8367 \cdot s})$$

$$P_a(s) = \boxed{\frac{129.449 + 159.651 \cdot e^{-0.8367 \cdot s}}{s}}$$

1.5.2 Función de transferencia de un secador

Se ha supuesto como una resistencia más en el circuito.

1.5.3 Función de transferencia de un filtro

Básicamente un filtro es una resistencia en un circuito neumático.

1.5.4 Función de transferencia de un depósito

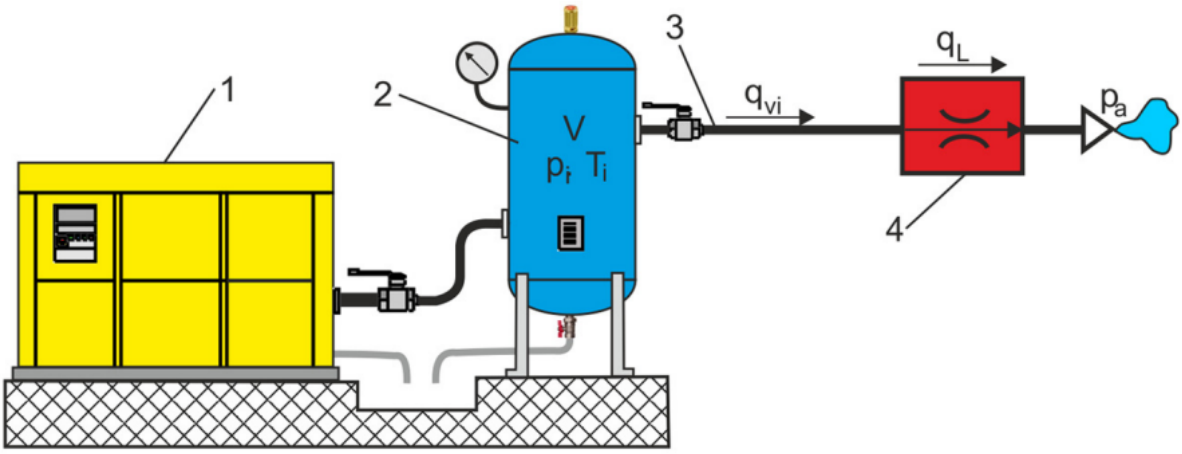


Ilustración 99 Diagrama de funcionamiento y variables físicas de un depósito. (Fuente: [64])

El flujo másico de aire comprimido en la tubería neumática se escribe como [64]:

$$\dot{m} = \lim_{\Delta t \to 0} \frac{\Delta m}{\Delta t} = \frac{dm}{dt} = \frac{d(\rho V)}{dt} = \rho \frac{dV}{dt} + V \frac{d\rho_{(t)}}{dt}$$

Donde m es la masa, ρ es la densidad, y V es un volumen de almacenamiento del tanque receptor de aire y de las tuberías.

Para un volumen V constante (V = const) de las tuberías de aire comprimido, se omite la componente izquierda del lado derecho de la ecuación y se obtiene:

$$\dot{m} = V \frac{d\rho_{(t)}}{dt}$$

La ecuación sigue con el iésimo proceso politrópico de un gas perfecto, tal y como se expresa con la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_i = V \frac{d\rho_{(t)_i}}{dt} = \frac{V}{nRT_i} \frac{dP_{(t)_i}}{dt}$$

Donde Ti, Pi son los valores absolutos reales de temperatura y presión, respectivamente; R es la constante específica de los gases, para el aire seco 287 J/(kg K), n es el índice politrópico.

Teniendo en cuenta la ecuación de Clapeyron para el gas ideal, el caudal volumétrico qi para el i-ésimo estado del aire comprimido en una tubería neumática se escribe como

$$q_{(t)_{vi}} = Q_{(t)_{vi}} = \frac{\dot{m}_i}{\rho_{(t)_i}} = \frac{V}{nRT_i \rho_{(t)_i}} \frac{dP_i}{dt} = \frac{V}{nP_{(t)_i}} \cdot \frac{dP_{(t)_i}}{dt} \left[\frac{m^3}{s}\right] \ (dependiendo\ de\ n)$$

El cálculo de la transformada de Laplace para el caudal sería:

$$\mathcal{L}\left[\frac{V}{nP_{(t)_i}}\cdot\frac{dP_{(t)_i}}{dt}\right]=\frac{V}{n}\cdot\mathcal{L}\left[\frac{1}{P_{(t)_i}}\cdot\frac{dP_{(t)_i}}{dt}\right]=\frac{V}{n}\int_0^\infty\left(\frac{P_{(t)_i}'}{P_{(t)_i}}\right)e^{-st}dt=$$

Si hacemos:

$$\boxed{u=e^{-st}\Longrightarrow du=-se^{-st}dt}$$

$$\boxed{dv=\frac{P_{(t)_i}'}{P_{(t)_i}}\Longrightarrow v=\ln\left(P_{(t)_i}\right)}$$

Y:

$$\boxed{\int u\cdot dv=u\cdot v-\int v\cdot du}$$

$$\frac{V}{n}\cdot\left(e^{-st}\cdot ln\left(P_{(t)_i}\right)\Big|_0^\infty-\int_0^\infty ln\left(P_{(t)_i}\right)(-se^{-st}dt)\right)=$$

$$\frac{V}{n}\cdot\left(\lim_{t\to\infty}e^{-st}\cdot ln\left(P_{(t)_i}\right)-e^{-s\cdot0}\cdot ln\left(P_{(0)_i}\right)+s\cdot\int_0^\infty ln\left(P_{(t)_i}\right)e^{-st}dt\right)=$$

$$\frac{V}{n}\cdot\left(-1\cdot ln\left(P_{(0)_i}\right)+s\cdot\mathcal{L}\left[ln\left(P_{(t)_i}\right)\right]\right)$$

El laplaciano de $ln\left(P_{(t)_i}\right)$ se calcula de la siguiente manera:

$$\mathcal{L}\left[ln\left(P_{(t)_i}\right)\right]=\frac{-\gamma-\ln(s)}{s}$$

Donde γ es la constante de Euler-Mascheroni, definida como:

$$\gamma=\lim_{n\to\infty}\left[\sum_{k=0}^{n}\frac{1}{k}-\ln(n)\right]=0.57721\ldots$$

Finalmente:

$$G_{(s)}=\frac{V}{n}\cdot\left(-1\cdot ln\left(P_{(0)_i}\right)+s\cdot\left(\frac{-\gamma-ln(s)}{s}\right)\right)=\boxed{\frac{V}{n}\cdot\left(-ln\left(P_{(0)_i}\right)-0.5772-ln(s)\right)}$$

Esto nos deja una función de transferencia del depósito difícil de usar. Terminaremos simplificando el funcionamiento al mismo modo que un condensador en un circuito eléctrico, $\left(\frac{a}{s}\right)$, donde a es una constante obtenida experimentalmente.

1.5.5 Función de transferencia de una válvula

La válvula de control es un bloque integrado por un conjunto de elementos conectados verticalmente (diafragma, vástago y plomada) que se mueve por la acción de una fuerza aplicada sobre el diafragma. Un resorte rodea al vástago, sostiene al diafragma y descansa sobre una base.

El extremo inferior se desplaza, de acuerdo con la magnitud de la fuerza ejercida y provoca una variación de la abertura que se encuentra en la parte inferior del cuerpo de la válvula a través del cual se produce el paso de fluido. La dirección positiva para la fuerza y el desplazamiento del bloque [65].

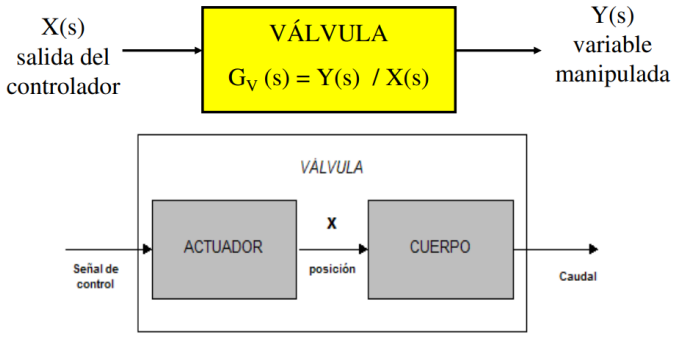


Ilustración 100 Diagrama de bloques de una válvula. (Fuente: [65])

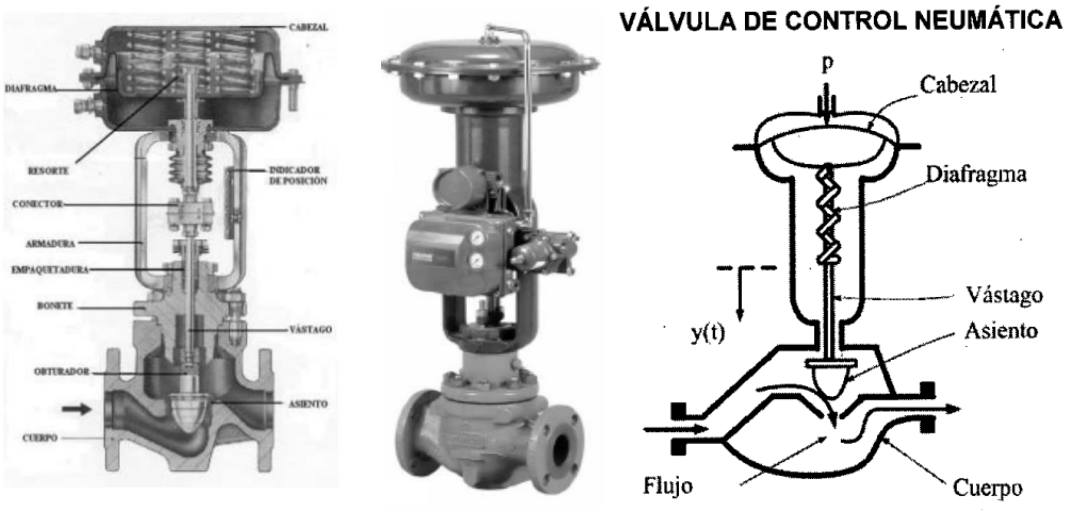


Ilustración 101 Diagrama explicativo del funcionamiento de una válvula neumática. (Fuente: [65])

1.5.5.1 Modelado de la válvula de control

La posición del vástago está determinada por el balance de todas las fuerzas que actúan sobre él:

- La fuerza ejercida por el aire comprimido sobre el diafragma: pA, donde p es la presión que proviene de la señal que abre o cierra la válvula y A que es el área del diafragma. Esta fuerza actúa hacia abajo.
- La fuerza ejercida por el resorte ensamblado al vástago y diafragma Ky(t). Donde K es la constante de elasticidad de Hooke del resorte. Esta fuerza actúa hacia arriba.

- La fricción ejercida hacia arriba y que resulta del contacto entre el extremo del vástago y el empaque sobre el asiento de la válvula $C * \frac{dy_{(t)}}{dt}$. Donde C el coeficiente de fricción entre el vástago y el empaque.

Aplicando la segunda ley de Newton, se tiene que:

$$\frac{m}{g_c} \cdot \frac{d^2y_{(t)}}{dt^2} = -Ky_{(t)} - C\frac{dy_{(t)}}{dt} + A \cdot p_{(t)}$$

Donde:

g_c = 32.2 (Ibm - pie / lbf-s).

M = Masa del bloque, (ibm).

C = Coeficiente de amortiguamiento viscoso, (lbf/pie/s).

K = Constante de Hooke del resorte, (lbf/pie).

A = Área del diafragma, (pie^2).

$p(t)$ = Presión ejercida sobre el diafragma, (lbf/pie^2).

Si modificamos la ecuación anterior para expresarla de acuerdo con la ecuación general de un sistema de segundo orden se tiene:

$$\frac{M}{g_c \cdot K} \cdot \frac{d^2y_{(t)}}{dt^2} + \frac{C}{K} \cdot \frac{dy_{(t)}}{dt} + y_{(t)} = \frac{A}{K} \cdot p_{(t)}$$

Los parámetros relacionados con las constantes del sistema se obtendrían de la siguiente forma:

La constante del tiempo τ_v:

$$\tau_v = \frac{\sqrt{M}}{\sqrt{g_c K}}$$

Coeficiente de amortiguamiento:

$$\zeta = \frac{C}{2}\frac{\sqrt{g_c}}{\sqrt{MK}}$$

Ganancia en estado estacionario:

$$K_v = \frac{A}{K}$$

Reemplazando los parámetros definidos anteriormente y pasando la ecuación al dominio de Laplace se tiene la siguiente función de transferencia:

$$\frac{Y_{(s)}}{P_{(s)}} = G_{(s)} = \boxed{\frac{K_v}{\tau_v^2 \cdot s^2 + 2\zeta\tau_v \cdot s + 1}}$$

La ecuación anterior indica que cuando se produce un cambio en la presión sobre el diafragma de la válvula ocasionado por una acción del controlador, la válvula experimenta un deslizamiento en el vástago, que ocasiona un cambio en la abertura que permite el paso del flujo de fluido con el cual se controla la variable de proceso.

1.5.5.2 Simplificación en el funcionamiento de una válvula de control

El funcionamiento de una válvula neumática puede aproximarse a un sistema de primer orden considerando con bastante aproximación que M « $g_c K$ lo que ocasiona la anulación del coeficiente del primer término de la ecuación.

Igualmente, el coeficiente del segundo término se reduce a la expresión CIK, con unidades de tiempo (segundos), lo que significa un atraso dinámico T v para el sistema de primer orden.

Por lo tanto, la función de transferencia se reduce a:

$$\frac{Y_{(s)}}{P_{(s)}} = G_{(s)} = \boxed{\frac{K_v}{\tau_v \cdot s + 1}}$$

Donde:

$Y_{(s)}$ = Variable de salida.

$P_{(s)}$ = Señal proveniente del controlador (presión o mA) y actúa sobre la válvula.

K_v = Constante de válvula (ganancia al estado estacionario).

τ_v = Constante de tiempo de la válvula.

τ_v tiene un valor del orden de milisegundos, ya que es pequeña comparada con otras constantes de tiempo, entonces podemos considerar: τ_v = 1ms.

Si las especificaciones de C y K son tales que su cociente es considerablemente pequeño, se puede despreciar el término correspondiente a la primera derivada y el funcionamiento de la válvula de control corresponde a un sistema con solo ganancia, aproximación que es algo frecuente. Por lo tanto, la expresión se reduce a:

$$\frac{Y_{(s)}}{P_{(s)}} = G_{(s)} = \boxed{K_v}$$

Si consideramos también que la válvula de control seleccionada para el proceso puede simplificarse haciendo las siguientes consideraciones:

- El flujo de "A" a través de la válvula cambia linealmente desde "Q_i" a "Q_f" ft^3/min mientras la presión de la válvula cambia desde "P_i" a "P_f" psi.
- La constante de tiempo τ_v de la válvula es tan pequeña comparada con las otras constantes de tiempo en el sistema que su funcionamiento puede despreciarse.

La sensibilidad de la válvula se calcula como:

$$K_v = \frac{Q_f - Q_i}{P_f - P_i}\left[\frac{ft^3/min}{psi}\right]$$

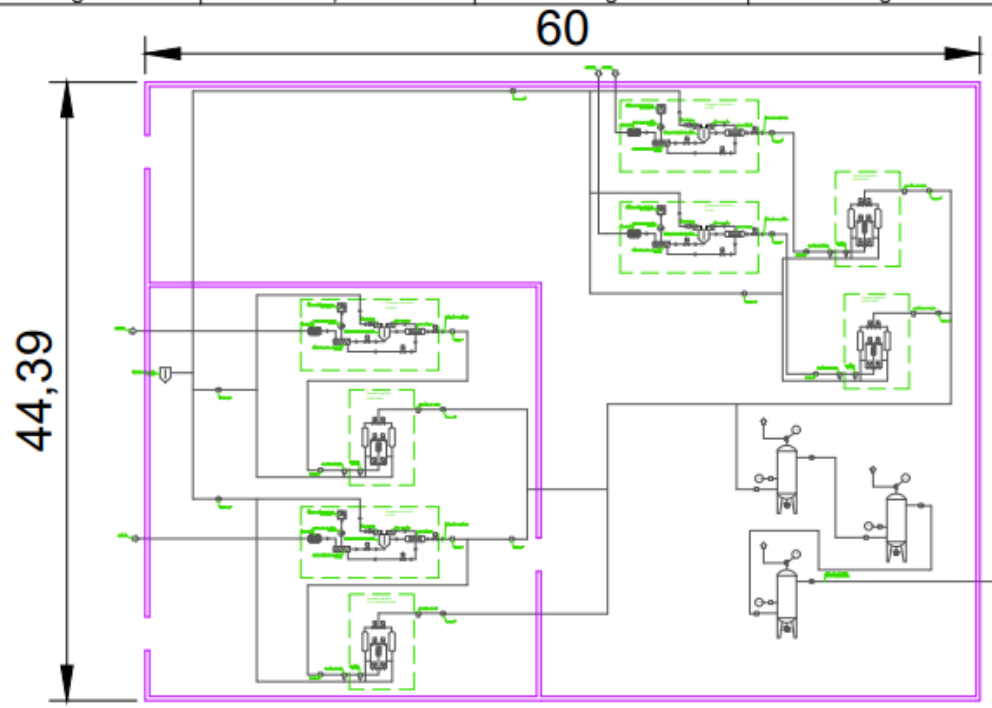
PLANOS

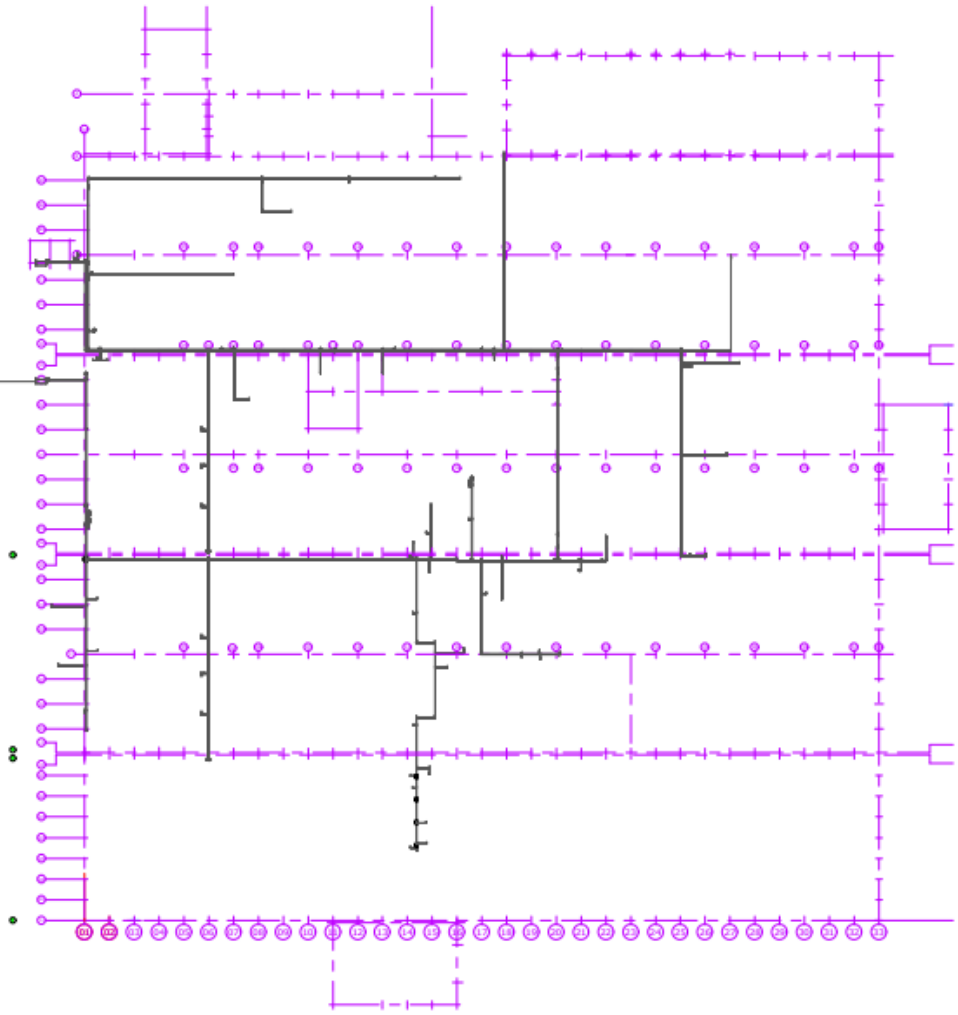
ÍNDICE DE PLANOS

PLANOS..... 147

1.1 PLANO 1. Instalación de generación y distribución de aire comprimido..... 149

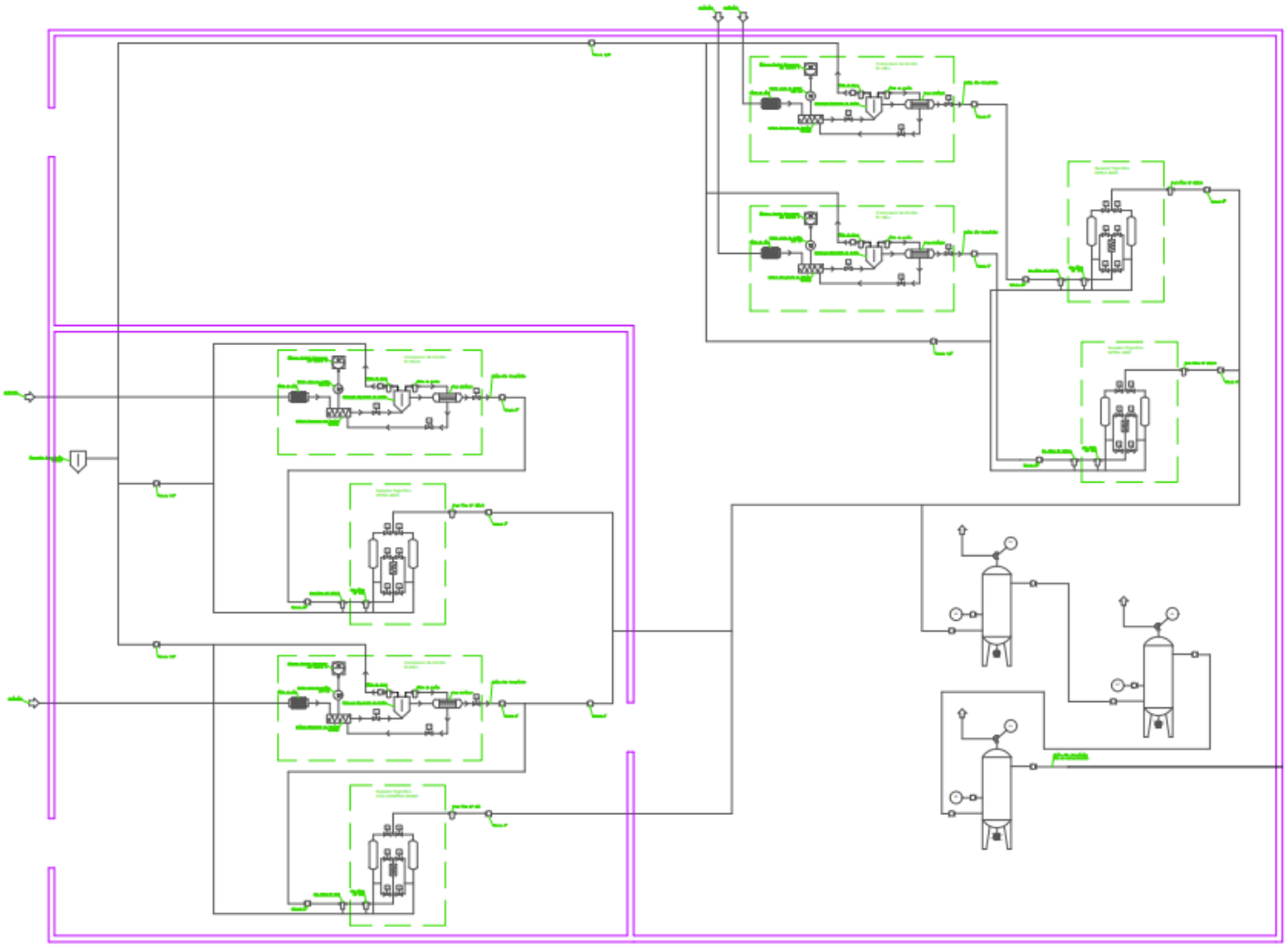
1.2 PLANO 2. Instalación de generación de aire comprimido..... 150





LEYENDA AIRE COMPRIMIDO	
SIMBOLOGÍA	
	PURGADOR DE CONDENSADOS CON CONTROLADOR ELECTRÓNICO DE NIVEL
	SECADOR FRIGORÍFICO
	SEPARADOR CENTRÍFUGO
	FILTRO
	DEPÓSITO PULMÓN
	COMPRESOR DE TORNILLO
	VÁLVULA DE MARIPOSA
	VÁVULA DE BOLA
	VÁLVULA DE SEGURIDAD
	DRENAJE
	LÍNEA CON PENDIENTE
	INDICADOR DE PRESIÓN
	INDICADOR DE TEMPERATURA

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN M	Diseñado por: Víctor Terán Castillo				NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN 2
	NOMBRE	FIRMA	FECHA		TÍTULO: Instalación de generación y distribución de aire comprimido	
DIBUJ.	VTC		20/08/22			
VERIF.	VeiFolr					
APROB.	GSW					
				UBICACIÓN: Av. Nueva Montaña, S/n, 39011 Santander, Cantabria	Nº DE DIBUJO: Plano 1	A3
				PESO:	ESCALA: 1:1000	HOJA 1 DE 1



LEYENDA AIRE COMPRIMIDO	
SIMBOLOGÍA	
	PURGADOR DE CONDENSADOS CON CONTROLADOR ELECTRÓNICO DE NIVEL
	SECADOR FRIGORÍFICO
	SEPARADOR CENTRÍFUGO
	FILTRO
	DEPÓSITO PULMÓN
	COMPRESOR DE TORNILLO
	VÁLVULA DE MARIPOSA
	VÁVULA DE BOLA
	VÁLVULA DE SEGURIDAD
	DRENAJE
	LÍNEA CON PENDIENTE
PI	INDICADOR DE PRESIÓN
FT	INDICADOR DE TEMPERATURA

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN M		Diseñado por: Víctor Terán Castillo				NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN 2
	NOMBRE	FIRMA	FECHA				
DIBUJ.	VTC		29/08/22				
VERIF.	Velfair						
APROB.	GSW						
				UBICACIÓN: Av. Nueva Montaña, S/n, 39011 Santander, Cantabria			
				PESO:		ESCALA: 1:1000	HOJA 1 DE 1

TÍTULO: Instalación de generación de aire comprimido

Nº DE DIBUJO: Plano 2

A3

PRESUPUESTO

ÍNDICE DE PRESUPUESTO

PRESUPUESTO 151
1.1 CUADRO DE PRECIOS Nº2 153
1.2 CUADRO DE PRECIOS Nº1 156
1.3 CÁLCULO PRESUPUESTO 157
1.3.1 PRESUPUESTO EJECUCIÓN MATERIAL 157
1.3.2 PRESUPUESTO EJECUCIÓN POR CONTRATA 157

1 PRESUPUESTO

1.1 CUADRO DE PRECIOS Nº2

ESTUDIO Y DOCUMENTACIÓN					
Nº Orden	Descripción		Uds.	Precio (€) /Ud.	Total (€)
01	**ESTUDIO PREVIO Y DOCUMENTACIÓN**				
01.01	h	Conceptos básicos y generalidades	10	32,31	323,1
		TOTAL PARTIDA 01.01.....			323,10
01.02	h	Conceptos básicos de funcionamiento de compresores y circuitos neumáticos	15	32,31	484,65
		TOTAL PARTIDA 01.02.....			484,65
01.03	h	Investigación en softwares de simulación neumática y automática	12	32,31	387,72
01.04	h	Investigación para cálculo del precio en € del kWh	20	32,31	646,20
		TOTAL PARTIDA 01.03.....			1033,92
		TOTAL CAPÍTULO 01.....			**1841,67**

DISEÑO Y MONITORIZACIÓN DEL SISTEMA				
Nº Orden	Descripción	Uds.	Precio (€) /Ud.	Total (€)
02	**CIRCUITO DE MONITORIZACIÓN**			
02.01				
2.1.1	Shield (Waveshare RS485 CAN HAT).	1	7	7
2.1.2	Raspberry pi 4	1	70	70
2.1.3	Software Kura	1	0	0
2.1.4	Software Kapua	1	0	0
2.1.5	Software Grafana	1	0	0
2.1.7	Software Matlab(licencia de estudiante)	1	0	0
2.1.8	Controlador de sala X.8.I	1	30000	30000
2.1.9	Router Teltónica P310	1	65	65
2.1.10	API ESIOS Red eléctrica española	1	0	0

2.1.11		Analizador de redes trifásico 250 A carril DIN con 2 salidas digitales (CVM MINI-ITF-C2)	4	412	1648
		TOTAL PARTIDA 02.01……			31783
02.02	h	Diseño del proceso de monitorización	6	32,31	193,86
		TOTAL PARTIDA 02.02……			193,86
02.03	h	Horas de ingeniero	10	32,31	323,1
		TOTAL PARTIDA 02.03……			323,1
		TOTAL CAPÍTULO 02……			**32299,96**

PROGRAMACIÓN					
Nº Orden		Descripción	Uds.	Precio (€) /Ud.	Total (€)
03		**PROGRAMACIÓN DE**			
03.01	h	Programación del código de obtención del precio en € por KWh	16	32,31	516,96
		TOTAL PARTIDA 03.01……			516,96
03.02	h	Obtención de los parámetros para definir el comportamiento automático de los elementos del circuito.	10	32,31	323,1
		TOTAL PARTIDA 03.02……			323,1
03.03	h	Montaje del equipo de monitorización	5	32,31	161,55
		TOTAL PARTIDA 03.03……			161,55
		TOTAL CAPÍTULO 03……			**1001,61**

PUESTA EN MARCHA					
Nº Orden		Descripción	Uds.	Precio (€) /Ud.	Total (€)
04		**PUESTA EN MARCHA DEL SISTEMA**			
04.01	h	Cálculo y comprobación de las variables a introducir en el X.8.I	3	32,31	96,93
04.02		Comprobación y análisis en estado transitorio y estacionario de los resultados	30	32,31	969,30
		TOTAL PARTIDA 04.01.....			1066,23
04.03	h	Verificación de la mejora en la calidad del servicio y disminución del consumo eléctrico	5	32,31	161,55
		TOTAL PARTIDA 04.03.....			161,55
		TOTAL CAPÍTULO 04.....			**1227,78**

MEMORIA					
Nº Orden		Descripción	Uds.	Precio (€) /Ud.	Total (€)
05		**ELABORACIÓN DE LA MEMORIA**			
05.01	h	Trabajo del ingeniero	40	32,31	1292,40
		TOTAL PARTIDA 05.01.....			1292,40
		TOTAL CAPÍTULO 05.....			**1292,40**

1.2 CUADRO DE PRECIOS Nº1

Cuadro de Precios Nº 1			
Nº Orden	**Designación de la unidad**	**Precio en cifras**	**Precio en letras**
01	ESTUDIO Y DOCUMENTACIÓN	1841,67€	MIL OCHOCIENTOS CUARENTA Y UN EUROS CON SESENTA Y SIETE CÉNTIMOS
02	DISEÑO	32299,96€	TREINTA Y DOS MIL DOSCIENTOS NOVENTA Y NUEVE EUROS CON NOVENTA Y SEIS CÉNTIMOS
03	PROGRAMACIÓN	1001,61€	MIL UN EUROS CON SESENTA Y UN CÉNTIMOS
04	PUESTA EN MARCHA	1227,78€	MIL DOSCIENTOS VEINTISIETE EUROS CON SETENTA Y OCHO CÉNTIMOS
05	MEMORIA	1292,40€	MIL DOSCIENTOS NOVENTA Y DOS EUROS CON CUARENTA CÉNTIMOS

1.3 CÁLCULO PRESUPUESTO

1.3.1 PRESUPUESTO EJECUCIÓN MATERIAL

PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL	
CAPÍTULO	**CANTIDAD (€)**
CAPÍTULO 1. ESTUDIO Y DOCUMENTACIÓN ……	701,67
CAPÍTULO 2. DISEÑO ……	31979,96
CAPÍTULO 3. PROGRAMACIÓN ……	381,61
CAPÍTULO 4. PUESTA EN MARCHA……	1227,78
CAPÍTULO 5. MEMORIA……	1292,40
TOTAL PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL (PM)……	37663,42

1.3.2 PRESUPUESTO EJECUCIÓN POR CONTRATA

PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN POR CONTRATA	
CONCEPTO	**CANTIDAD (€)**
PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL (PEM)……	37663,42
GASTOS GENERALES (13% SOBRE PEM) ……	4896,24
BENEFICIO INDUSTRIAL (6% SOBRE PEM) ……	2259,81
TOTAL PARCIAL (BASE IMPONIBLE) ……	44819,47
IVA (21%)……	9412,09
TOTAL PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN POR CONTRATA……	**54231,56**