

**REPÚBLICA DE CUBA
MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR
INSTITUTO SUPERIOR MINERO METALÚRGICO
Dr. Antonio Núñez Jiménez
FACULTAD DE METALURGIA Y ELECTROMECAÁNICA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA**

TESIS EN OPCIÓN AL TÍTULO DE MÁSTER EN CIENCIAS TÉCNICAS

**TÍTULO: Evaluación de la instalación de aire comprimido de la
empresa mecánica del níquel " Gustavo Machín Joed de Beche " y
propuesta de variantes para nueva inversión**

AUTOR: Ing. RAFAEL GALANO MILHET

TUTORES: Dr. C. Rafael Pérez Barreto

Dr. C. Enrique Torres Tamayo

Serán preferidos aquellos que hayan contribuido más,
a la elevación de la raza humana
y a la perfección de la vida

Albert Einstein

Agradecimientos

A mis tutores: Dr. C. Rafael Pérez Barreto y Dr. C. Enrique Torres Tamayo por sus precisas orientaciones.

A mis profesores de la Maestría y compañeros del Departamento de Mecánica por su apoyo desinteresado.

A la dirección de Inversiones y Mantenimientos de la empresa mecánica del níquel “Gustavo Machín Joed de Beche” por sus atenciones durante la realización del trabajo.

A mis compañeros ausentes, a la revolución y al socialismo.

A todos los que han colaborado y que por cuestión de espacio y tiempo no haga alusión a ellos.

A todos, GRACIAS

Dedicatoria

A mi hijo Carlos Rafael

A mi esposa

A mi familia

A mis amigos

ÍNDICE	Pág
SÍNTESIS	
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO 1	
MARCO TEÓRICO DE LA INVESTIGACIÓN	
1.1 <i>Introducción</i>	7
1.2 Trabajos precedentes	7
1.3 Estado actual de la instalación de aire comprimido de la empresa mecánica del níquel "Gustavo Machín"	8
1.4 Actualización de los consumidores por talleres	10
1.5 Fundamentos teóricos	14
1.5.1 Compresores	14
1.5.2 Regulación	17
1.5.3 Refrigeración	19
1.5.4 Preparación del aire comprimido	20
1.6 Principales variables que caracterizan el transporte del aire comprimido por tuberías	22
CAPÍTULO 2	
CORRIDAS EXPERIMENTALES Y ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS	
2.1 <i>Introducción</i>	24
2.2 Descripción de los experimentos y análisis de los resultados	24
2.3 Pérdidas por fugas en la red de distribución de aire comprimido	29
2.4 Evaluación del rendimiento volumétrico real de los compresores	37
2.5 Medición de la potencia real consumida por cada uno de los compresores	38

CAPÍTULO 3

EVALUACION DE LAS VARIANTES PROPUESTAS PARA NUEVA INVERSIÓN E IMPACTO AMBIENTAL

3.1 *Introducción* 42

3.2 Variantes para la modernización del suministro de aire comprimido.
Criterios para la selección del equipamiento a adquirir a partir de ofertas
presentadas por los proveedores 42

3.2.1 Variante centralizada 44

3.2.2 Variante de compresores descentralizados 46

3.3 Principales ecuaciones para la evaluación económica de las
variantes propuestas 47

3.4 Bases del estimado para la evaluación de las Variantes Propuestas 48

3.5 Impacto ambiental 51

CONCLUSIONES 54

RECOMENDACIONES 55

BIBLIOGRAFÍA 56

ANEXOS

SÍNTESIS

Cualquier intento de mejoramiento de la eficiencia energética y la calidad de los procesos de una instalación para la generación de aire comprimido, requiere que se atiendan dos aspectos básicos; el primero es la manera en que los equipos se operan, y el segundo, el uso de un equipamiento de rendimiento energético y tratamiento del aire apropiados, para lo cual se necesita remodelar la instalación y disponer de recursos para eso, ambos aspectos son tratados y evaluados en el trabajo.

Se desarrolla el cálculo verificativo de la red de tuberías de distribución de aire a los consumidores, con vista a comprobar el correcto dimensionado de la misma teniendo en cuenta los caudales circulantes y las pérdidas de presión recomendadas. La medición de los caudales entregados por los compresores para diferentes regímenes de trabajo de la instalación en diferentes horarios del día y meses del año, facilita la obtención de los Gráficos de Consumo lo que a la vez permite tomar decisiones en cuanto al equipamiento necesario para satisfacer la demanda de los consumidores y pronosticar el estado real del equipamiento instalado.

Se analiza la influencia del sistema de regulación de la capacidad de los compresores y las pérdidas de aire por fugas, en el consumo de energía de la instalación y su impacto económico en la facturación eléctrica de la empresa.

En el trabajo se expone además el análisis de las posibles variantes para la nueva inversión teniendo en cuenta el estado actual de la instalación.

La valoración económica demuestra que se reducen los gastos de energía y mantenimiento con la ejecución de una nueva inversión y el efecto positivo sobre el medio ambiente.

SYNTHESIS

Any intent of improvement of the energy efficiency and the quality of the processes of an installation for the compressed air generation, it requires that two basic aspects are assisted; the first one is the way in that the teams are operated, and the second, the use of an equipment of energy yield and treatment of the adapted air, for that which is needed to remodel the installation and to have resources for that, both aspects are treated and evaluated in the work.

The calculation verified is developed from the net of pipes of distribution of air to the consumers, with view to check the correct one sized of the same one keeping in mind the circulating flows and the recommended losses of pressure. The mensuration of the flows surrendered by the compressors for different working regimens of the installation in different schedules of the day and months of the year, facilitates the obtaining of the Graphics of Consumption that that at the same time allows to make decisions as for the necessary equipment to satisfy the demand of the consumers and to predict the real state of the installed equipment.

It is analyzed the influence of the system of regulation of the capacity of the compressors and the losses of air by flights, in the energy consumption of the installation and their economic impact in the electric billing of the company.

In the work it is also exposed the analysis of the possible variants for the new investment keeping in mind the current state of the installation.

The economic valuation demonstrates that they decrease the energy expenses and maintenance with the execution of a new investment and the positive effect on the environment.

CAPÍTULO 1

MARCO TEÓRICO DE LA INVESTIGACIÓN

1.1 Introducción

El marco teórico del objeto de estudio permite detectar de forma preliminar las diferentes características e interacciones que existen entre los múltiples elementos que están presentes en la investigación.

El objetivo del capítulo es:

Caracterizar el estado actual del proceso de generación, transporte y consumo de aire comprimido en la empresa mecánica del níquel "Gustavo Machín

1.2. Trabajos Precedentes

Toda investigación científica en cualquier área del conocimiento debe siempre estar sustentada por una investigación teórica y empírica, de ahí que sea necesario utilizar los métodos que caracterizan a cada una de ellas para desarrollar científicamente las mismas a partir de una clara caracterización del objeto investigado, del planteamiento del problema, los objetivos, la hipótesis y las tareas.

Durante el desarrollo de la investigación se consultaron diferentes trabajos y estudios realizados en el campo de la producción de aire comprimido, la revisión bibliográfica estuvo dirigida en dos líneas fundamentales: una, la información relacionada con el enfoque teórico - metodológico y otra, los trabajos que sobre el tema, desde el punto de vista científico, técnico y práctico se han efectuado en los últimos años.

Numerosos estudios se han realizado desde el punto de vista tecnológico para lograr mayor eficiencia en la generación, tratamiento, transporte y uso del aire comprimido.

Así en cuanto a la termodinámica del proceso de compresión del aire, en [1] se expone en el análisis de un compresor de tornillo, las pérdidas térmicas que se producen durante la compresión de cada m³ de aire y se expresa en valores monetarios lo que representa para el consumidor.

J.F. Gonzalez (1997), ed.al, de la Universidad de Extremadura, exponen el cálculo de una red de tuberías para la distribución del aire comprimido, donde recomiendan para instalaciones grandes, caídas de presión no mayor de $0,5 \text{ kg/cm}^2$, desde la central compresora hasta el punto de consumo más alejado.

Varios artículos han sido publicados por diferentes investigadores en cuanto a la selección, explotación y adquisición de compresores para la producción de aire comprimido de los cuales podemos citar: Richard. F. Neerken (1986), The Ralph M. Parsons Co. el cual presenta un análisis de las características del equipo, para hacer una selección preliminar del compresor de tipo y tamaño adecuados. Robert Kern (1988), expone como obtener la mejor distribución física de una planta para bombas y compresores con vista a economizar tuberías y estructuras junto con la facilidad de operación y mantenimiento e instalaciones de unidades motrices y componentes auxiliares. Piter y Burke (1975), desarrollan una metodología para predecir el funcionamiento de los interenfriadores y posenfriadores de compresores en condiciones de servicio diferentes a las de diseño. Bill Sisson (2000), de Nipak, Inc, ha desarrollado una forma fácil de tomar las temperaturas de compresión usando un método gráfico. R. G. Winters (1995), de Ingersoll Rand.Co., recomienda la forma de elegir los aceites para la lubricación de los compresores, y analiza los posibles riesgos de incendio por el uso de aceites inadecuados y el mal manejo del compresor.

No menos importante resulta el trabajo desarrollado por Edward R. Lady (1998), de Los Álamos Scientific Laboratory, Universidad de California, donde refiere el método para una adquisición correcta de compresores teniendo en cuenta que la comparación entre diferentes ofertas se haga sobre la base de aplicar la relación de eficiencias de trabajo igual, pues de otra forma podría resultar engañosa si se considera solamente los rendimientos adiabáticos e isotérmicos como parámetros de comparación.

1.3. Estado actual de la instalación de aire comprimido de la empresa mecánica del níquel "Gustavo Machín"

La instalación para la producción de aire comprimido de esta empresa, cuenta con tres compresores de émbolos bietápicos enfriados por agua de fabricación soviética, Modelo **305-BR-30/8**, con un caudal nominal de $30 \text{ m}^3/\text{min}$ a la presión de 8 bar, estos tienen

mas de 15 años de explotación por lo que presentan un gran desgaste físico y moral, esto influye en la mala calidad del aire suministrado a los consumidores. En la sala de compresores se encuentran además los post-enfriadores de aire, los cuales han sido recuperados por soldadura en sus interiores por reiterados salideros; y en la parte exterior los depósitos para el almacenamiento de aire.

El aire a los consumidores se distribuye a través de la red de tuberías, conformada por circuitos abiertos y mallados, la cual se puede clasificar como una red mixta (ver anexo), esta carece de grifos de purga convenientemente ubicados para eliminar el condensado, el cual se acumula en las tuberías, reduce su diámetro activo, provoca el arrastre de agua a los consumidores, eleva las pérdidas de presión en la red y reduce el tiempo de vida útil de los equipos neumáticos. En este tipo de instalaciones las tuberías deben disponerse con una pendiente de 6 a 10 milésimas, en la dirección del flujo, de manera que el agua que pudiera condensarse sea arrastrada aguas abajo y recogerse en puntos bajos, dispuestos cada 25 a 30 metros. Los conductos no pueden descender indefinidamente, por lo que deben disponerse puntos en que se recupere la altura perdida, siendo estos lugares precisamente donde se aprovecha para recoger el agua condensada.

Cada compresor tiene dos cabinas de mando, una para la parte eléctrica de control y fuerza y otra para la parte de instrumentación. Están constituidas fundamentalmente por un interruptor de fuerza, y un arrancador magnético, los cuales sufren un deterioro constante en sus unidades de contactos y apagachispas, por su accionamiento frecuente. Su estado general se valorara de regular.

El sistema de lubricación centralizada desajustado (bombas de pistones o lubricadores), baja eficiencia de bombeo de aceite, pérdida de regulación del goteo sistemático, sobreconsumos de lubricantes y carecen de piezas de repuestos. En el sistema no existen medidores de flujo.

En la sala de máquinas se generan molestos ruidos y vibraciones. Las válvulas de descarga a la red después de los post enfriadores tienen poca hermeticidad por desgaste de los asientos, al igual que las válvulas de purga del sistema de descarga automática. Los diafragmas del sistema automático de descarga presentan roturas frecuentes y se observan derrames de aceite.

La regulación de la capacidad del compresor con vista a garantizar una presión estable, se realiza mediante la descarga del aire a la atmósfera lo que provoca un alto consumo de energía empleada para comprimir este, el cual no se aprovecha.

Otras deficiencias detectadas son:

- Carecen de filtros de aire en la aspiración
- Tuberías de succión con alto grado de corrosión interna.
- Prensaestopas modificados por carecer los originales de piezas de repuestos, con regulaciones periódicas, fugas de aire y consumos elevados de lubricantes.
- Estatores de los motores eléctricos enrollados en más de una ocasión así como rotores soldados. Esto provoca aumento de pérdidas por histéresis.
- El compresor 2 no tiene registrador de temperatura.

1.4. Actualización de los consumidores por talleres

Con vista a conocer el consumo teórico de aire comprimido de cada uno de los talleres y plantas y compararlo con los valores reales de las mediciones efectuadas, se dividió la empresa mecánica en 8 objetos fundamentales:

1. Taller 08, fundición
2. Taller 07, maquinado
3. Taller 06, Pailería
4. Taller 05 y 04, Enrollado y reparaciones capitales automotrices
5. Brigada de samblastin
6. Planta de acetileno
7. Plantillería y miscelánea
8. Reparaciones automotrices

En las tablas A1 – A8 de los anexos aparece el consumo teórico estimado para cada uno de los equipos en los objetos consumidores de aire comprimido. En ellas se emplean algunos coeficientes que se describen a continuación (Santos F, 1991).

Coefficiente de uso

Es el cociente entre el tiempo en que un equipo neumático está consumiendo aire y el tiempo total de funcionamiento de ese aparato. La literatura lo recoge para los diferentes equipos neumáticos.

Coefficiente de simultaneidad

En una planta donde existan una serie de máquinas que utilicen aire comprimido, no todos sus equipos neumáticos funcionarán de manera coincidente, sino que lo harán alternadamente. Por tal motivo la suma de caudales reales consumidos por las máquinas, habrá de multiplicarse por un coeficiente reductor denominado de simultaneidad.

Coefficiente de mayoración por fugas y ampliaciones

Toda instalación de aire comprimido por muy perfecta que sea sufre eventuales y a veces continuas fugas, que es preciso considerar a la hora de calcular los consumos. El volumen de las fugas depende de la calidad de la instalación y sobre todo de su mantenimiento; por ello el coeficiente de mayoración por fugas podrá oscilar bastante.

Por otra parte una instalación correcta, invita a utilizarla cada vez más, ya que un buen servicio favorece el incremento de consumo. Este aumento de necesidades hay que tenerlo en cuenta para futuras ampliaciones que se pudieran llevar a cabo con posterioridad.

A partir de estos criterios se determinó el consumo teórico de cada uno de los talleres y plantas y el general de la empresa, estos resultados de resumen en la tabla 1.

Como la presión de trabajo ($8 \text{ kg}_f/\text{cm}^2 \text{ abs}$), es diferente de aquella con la que se facilitan los consumos para el estimado ($7 \text{ kg}_f/\text{cm}^2 \text{ abs}$), se calcularon los consumos reales en las condiciones de presión por la siguiente expresión:

$$Q_{REAL} = Q \sqrt{\frac{P_{real}}{P}} \quad (1.1)$$

Donde Q y P son los valores de caudal y presión facilitados por los fabricantes; estas presiones deben estar expresadas en valores absolutos.

Taller o planta	Consumo teórico (m ³ /min)	Taller o planta	Consumo teórico (m ³ /min)
Taller 08, fundición	8,0873	Brigada de samblastin	5,438
Taller 07, maquinado	4,249	Planta de acetileno	2,31
Taller 06, Pailería	4,2	Plantillería y miscelánea	0,943
Taller 05 y 04	6,32	Reparaciones automotrices	1,8438

Tabla 1. Consumo teórico de los diferentes talleres y plantas

Pérdidas de presión para el transporte de aire por tuberías

Para determinar las pérdidas de presión en la red de tuberías y verificar los diámetros de los diferentes ramales se utilizó como fundamento teórico la ecuación de Darcy.

$$\frac{dp}{dl} = \frac{1}{D} \cdot \lambda_G \cdot \frac{\rho_G}{2} \cdot V_g^2 \quad (1.2)$$

Donde:

D – Diámetro de la tubería; m

λ_G - Coeficiente de fricción del gas con las tuberías

ρ_G - Densidad del aire; kg/m³

V_g - Velocidad del aire; m/s

$\frac{dp}{dl}$ - Pérdidas de presión por unidad de longitud; Pa/m

Aunque el coeficiente de fricción del gas λ_G se encuentra próximo a 0,02, un cálculo más exacto se logra con el empleo de la ecuación de Blasius para tuberías lisas

Pacheco, (1984). Esta ecuación se utiliza para números de Reynolds entre $2320 < R_e < 10^5$.

$$\lambda_G = 0,3164 \cdot R_e^{-\left(\frac{1}{4}\right)} \quad (1.3)$$

En un flujo completamente turbulento (Lampinen, 1991) es válida la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_G}} = 2,0 \cdot \log_{10}(R_e \cdot \sqrt{\lambda_G}) - 0,8 \quad (1.4)$$

El número de Reynolds se determina por:

$$Re = \frac{V_g \cdot D}{\nu} \quad (1.5)$$

Donde:

ν - Coeficiente cinemático de viscosidad del aire; m^2 / s

Predimensionamiento de diámetros

Una vez conocido los caudales circulantes se realiza el cálculo para predimensionar los diámetros de las tuberías, adoptando una velocidad del flujo. Las velocidades recomendables dependen de la importancia del tramo.

La relación entre el caudal, la velocidad y el radio de la tubería es:

$$Q = \text{Sección} \times \text{Velocidad} = \frac{\pi D^2}{4} V \quad (1,6)$$

es decir:

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}} \quad (1,7)$$

Donde Q en este caso ha de tomarse en condiciones de presión.

Estos diámetros de cálculo obtenidos deben ser estandarizados.

Conocidos los caudales circulantes y todas las características de las tuberías, llega el momento de comprobar si las pérdidas de carga son las adecuadas. Las pérdidas de

carga en una conducción dependen de su longitud, diámetro y rugosidad de las tuberías, así como del caudal fluyente. Para conocer las pérdidas de carga en este caso se ha utilizado un ábaco que permite obtener los resultados con relativa facilidad [28].

Para calcular la pérdida de carga se entra por el valor **P** correspondiente a la presión absoluta de trabajo, **Q** que indica el caudal de aire en condiciones normales, **D** que corresponde al diámetro de la tubería y **L** que indica la longitud de la tubería. Se unen los valores de **L** y **Q** hasta cortar en **M**. Uniendo **M** con el valor de **D** se llega a **N**. La unión de **N** y **P** al cortar con la escala de pérdidas de carga nos indicará su valor.

Los resultados de los cálculos realizados se muestran en las tablas **B1** a **B8** de los anexos, y en la **C1** y **C2**, se comprobó las pérdidas desde la central compresora hasta los consumidores más alejados.

1.5. Fundamentos teóricos

Para producir aire comprimido se utilizan compresores que elevan la presión del aire al valor de trabajo deseado. Los mecanismos, máquinas, mandos neumáticos y otros consumidores se alimentan desde una estación central. Entonces no es necesario calcular ni proyectar la transformación de la energía para cada uno de los consumidores. El aire comprimido viene de la estación compresora y llega a las instalaciones a través de tuberías.

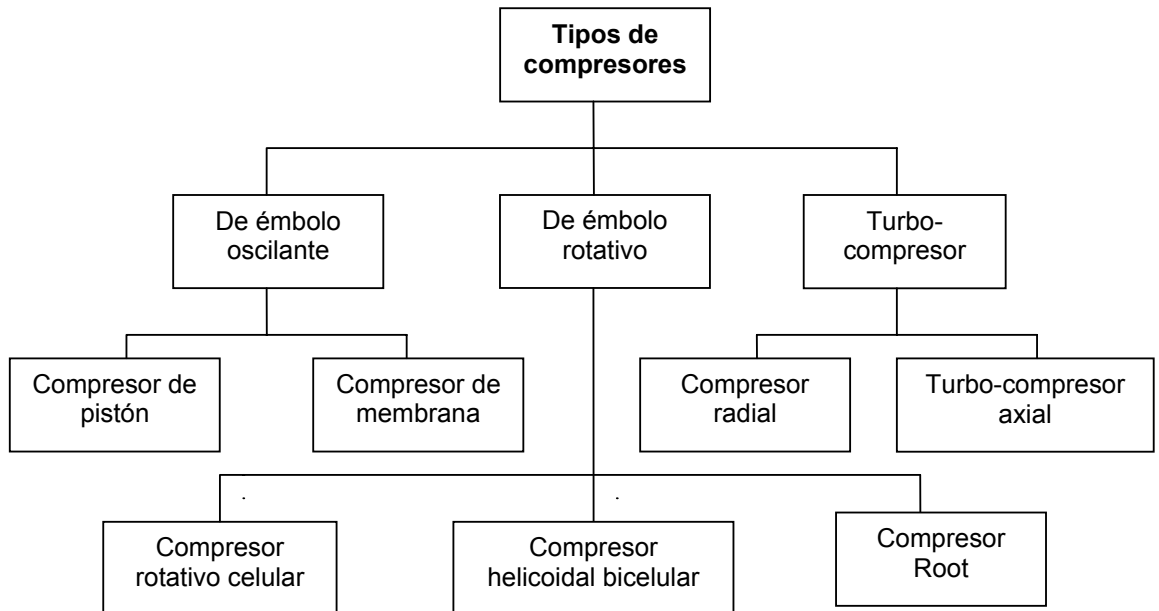
1.5.1 Compresores

Según las exigencias referentes a la presión de trabajo y al caudal de suministro, se pueden emplear diversos tipos de construcción. Se distinguen dos tipos básicos de compresores:

El primero trabaja según el principio de desplazamiento. La compresión se obtiene por la admisión del aire en un recinto hermético, donde se reduce luego el volumen. Se utiliza en el compresor de émbolo (oscilante o rotativo).

El otro trabaja según el principio de la dinámica de los fluidos. El aire es aspirado por un lado y comprimido como consecuencia de la aceleración de la masa (turbina).

A continuación se muestra una clasificación general de los compresores teniendo en cuenta su principio de funcionamiento



Esq.1.1 Clasificación de los compresores

Compresores de émbolo

Compresor de émbolo. Este es el tipo de compresor más difundido actualmente. Es apropiado para comprimir a baja, media o alta presión. Su campo de trabajo se extiende desde unos 100 kPa (1 bar) a varios miles de kPa (bar).

Compresores de émbolo oscilante

Para obtener el aire a presiones elevadas, es necesario disponer varias etapas compresoras. El aire aspirado se somete a una compresión previa por el primer émbolo, seguidamente se refrigera, para luego ser comprimido por el siguiente émbolo. El volumen de la segunda cámara de compresión es, en conformidad con la relación, más

pequeño. Durante el trabajo de compresión se genera una cantidad de calor, que tiene que ser evacuada por el sistema refrigeración.

Los compresores de émbolo oscilante pueden refrigerarse por aire o por agua, y según las prescripciones de trabajo las etapas que se precisan son:

Hasta 400 kPa (4 bar),.....1 etapa

Hasta 1 500 kPa (15 bar),.....2 etapas

Mas de 1 500 kPa (15 bar),.....3 etapas

Aunque no siempre resulta económico, también pueden utilizarse compresores en los siguientes rangos de presiones

Hasta 400 kPa (12 bar),.....1 etapa

Hasta 3000 kPa (30 bar),.....2 etapas

Hasta 22 000 kPa (220 bar),.....3 etapas

Compresor de membrana

Este tipo forma parte del grupo de compresores de émbolo. Una membrana separa el émbolo de la cámara de trabajo; el aire no entra en contacto con las piezas móviles, por tanto, en todo caso, el aire comprimido estará exento de aceite. Estos compresores se emplean con preferencia en las industrias alimenticia, farmacéutica y química.

Compresor de émbolo rotativo

Consiste en un émbolo que está animado de un movimiento rotatorio. El aire es comprimido por la continua reducción del volumen en un recinto hermético.

Compresor rotativo multicelular

Un rotor excéntrico gira en el interior de un cárter cilíndrico provisto de ranuras de entrada y de salida. Las ventajas de este compresor residen en sus dimensiones reducidas, su funcionamiento silencioso y su caudal prácticamente uniforme y sin sacudidas. El rotor está provisto de un cierto número de aletas que se deslizan en el

interior de las ranuras y forman las células con la pared del cárter. Cuando el rotor gira, las aletas son oprimidas por la fuerza centrífuga contra la pared del cárter, y debido a la excentricidad el volumen de las células varía constantemente.

Compresor de tornillo helicoidal, de dos ejes

Dos tornillos helicoidales que engranan con sus perfiles cóncavo y convexo impulsan hacia el otro lado el aire aspirado axialmente. En estos compresores, el aire es llevado de un lado a otro sin que el volumen sea modificado. En el lado de impulsión, la estanqueidad se asegura mediante los bordes de los émbolos rotativos.

Turbocompresores

Trabajan según el principio de la dinámica de los fluidos, y son muy apropiados para grandes caudales y presiones moderadas. Se fabrican de tipo axial y radial. El aire se pone en circulación por medio de una o varias ruedas de turbina. Esta energía cinética se convierte en una energía elástica de compresión. La rotación de los alabes acelera el aire en sentido axial de flujo.

1.5.2 Regulación

Al objeto de adaptar el caudal suministrado por el compresor al consumo que fluctúa, se debe proceder a ciertas regulaciones del compresor. Existen diferentes clases de regulaciones. El caudal varía entre dos valores límites ajustados (presiones máximas y mínimas).

Regulación de marcha en vacío	Regulación de carga parcial	Regulación por intermitencias
1. Regulación por descarga a la atmósfera	1. Regulación de la velocidad de rotación	
2. Regulación por aislamiento de la aspiración	2. Regulación por estrangulación de la aspiración	
3. Regulación por apertura de la aspiración		

Tabla 1.1 *Métodos de regulación de los compresores*

Regulación de marcha en vacío

a) Regulación por escape a la atmósfera

En esta simple regulación se trabaja con una válvula reguladora de presión a la salida del compresor. Cuando en el depósito (red) se ha alcanzado la presión deseada, dicha válvula abre el paso y permite que el aire escape a la atmósfera. Una válvula antirretorno impide que el depósito se vacíe (sólo en instalaciones muy pequeñas).

b) Regulación por aislamiento de la aspiración

En este tipo de regulación se bloquea el lado de aspiración. La tubuladura de aspiración del compresor está cerrada. El compresor no puede aspirar y sigue funcionando en el margen de depresión. Esta regulación se utiliza principalmente en los compresores rotativos y también en los de émbolo oscilante.

c) Regulación por apertura de la aspiración

Se utiliza en compresores de émbolo de tamaño mayor. Por medio de una mordaza se mantiene abierta la válvula de aspiración y el aire circula sin que el compresor lo comprima. Esta regulación es muy sencilla.

Regulación de carga parcial**a) Regulación de la velocidad de rotación**

El regulador de velocidad del motor de combustión interna se ajusta en función de la presión de servicio deseada, por medio de un elemento de mando manual o automático. Si el accionamiento es eléctrico, la velocidad de rotación puede regularse de forma progresiva empleando motores de polos conmutables. En la actualidad se utilizan los dispositivos electrónicos llamados variadores de frecuencia los cuales modulan la rotación del motocompresor

b) Regulación del caudal aspirado

Se obtiene por simple estrangulación de la tubuladura de aspiración. El compresor puede ajustarse así a cargas parciales predeterminadas. Este sistema se presenta en compresores rotativos o en turbocompresores.

Regulación por Intermitencias

Con este sistema, el compresor tiene dos estados de servicio (funciona a plena carga o está desconectado). El motor de accionamiento del compresor se para al alcanzar la presión $P_{m\acute{a}x}$. Se conecta de nuevo y el compresor trabaja, al alcanzar el valor mínimo $P_{m\acute{i}n}$. Los momentos de conexión y desconexión pueden ajustarse mediante un presostato. Para mantener la frecuencia de conmutación dentro de los límites admisibles, es necesario prever un depósito de gran capacidad.

1.5.3 Refrigeración

Por efecto de la compresión del aire se genera calor que debe evacuarse. De acuerdo con la cantidad de calor que se genere, se adoptará la refrigeración más apropiada. En compresores pequeños, las aletas de refrigeración se encargan de irradiar el calor. Los compresores mayores van dotados de un ventilador adicional, que evacua el calor.

Cuando se trata de una estación de compresión de más de 30 kW de potencia, no basta la refrigeración por aire. Entonces los compresores van equipados de un sistema de refrigeración por circulación de agua en circuito cerrado o abierto. A menudo se temen los gastos de una instalación mayor con torre de refrigeración. No obstante, una buena

refrigeración prolonga la duración del compresor y proporciona aire más frío y en mejores condiciones. En ciertas circunstancias, incluso permite ahorrar un enfriamiento posterior del aire u operar con menor potencia.

1.5.4 Preparación del aire comprimido

Impurezas

En la práctica se presentan muy a menudo los casos en que la calidad del aire comprimido desempeña un papel primordial. Las impurezas en forma de partículas de suciedad u óxidos, residuos de aceite lubricante y humedad dan origen muchas veces a averías en las instalaciones neumáticas y a la destrucción de los elementos neumáticos. Mientras que la mayor separación del agua de condensación tiene lugar en el separador, después de la refrigeración, la separación fina, el filtrado y otros tratamientos del aire comprimido se efectúan en el puesto de aplicación. Hay que dedicar especial atención a la humedad que contiene el aire comprimido. El agua (humedad) llega al interior de la red con el aire que aspira el compresor. La cantidad de humedad depende en primer lugar de la humedad relativa del aire, que a su vez depende de la temperatura del aire y de las condiciones climatológicas. La humedad absoluta es la cantidad de agua contenida en un m³ de aire.

El grado de saturación es la cantidad de agua que un m³ de aire puede absorber, como máximo, a la temperatura considerada. La humedad es entonces del 100%, como máximo (temperatura del punto de rocío).

Secado por absorción

El secado por absorción es un procedimiento puramente químico. El aire comprimido pasa a través de un lecho de sustancias secantes. En cuanto el agua o vapor de agua entra en contacto con dicha sustancia, se combina químicamente con ésta y se desprende como mezcla de agua y sustancia secante. Esta mezcla tiene que ser eliminada regularmente del absorbedor. Ello se puede realizar manual o automáticamente. Con el tiempo se consume la sustancia secante, y debe suplirse en intervalos regulares (2 a 4 veces al año).

Al mismo tiempo, en el secador por absorción se separan vapores y partículas de aceite. No obstante, las cantidades de aceite, si son grandes, influyen en el funcionamiento del secador. Por esto conviene montar un filtro fino delante de éste.

Secado por adsorción

Este principio se basa en un proceso físico. (Adsorber: Depósito de sustancias sobre la superficie de cuerpos sólidos.)

El material de secado es granuloso con cantos vivos o en forma de perlas. Se compone de casi un 100% de dióxido de silicio. En general se le da el nombre de Gel.

La misión del Gel consiste en adsorber el agua y el vapor de agua. El aire comprimido húmedo se hace pasar a través del lecho de Gel, que fija la humedad. La capacidad adsorbente de un lecho de Gel es naturalmente limitada. Si está saturado, se regenera de forma simple. A través del secador se sopla aire caliente, que absorbe la humedad del material de secado.

El calor necesario para la regeneración puede aplicarse por medio de corriente eléctrica o también con aire comprimido caliente. Disponiendo en paralelo dos secadores, se puede emplear uno para el secado del aire, mientras el otro es regenerado (soplándolo con aire caliente).

Secado por enfriamiento

Los secadores de aire comprimido por enfriamiento se basan en el principio de una reducción de la temperatura del punto de rocío. Se entiende por temperatura del punto de rocío aquella a la que hay que enfriar un gas, al objeto de que se condense el vapor de agua contenido. El aire comprimido a secar entra en el secador pasando primero por el llamado intercambiador de calor de aire-aire. El aire caliente que entra en el secador se enfría mediante aire seco y frío proveniente del intercambiador de calor (vaporizador). El condensado de aceite y agua se evacua del intercambiador de calor, a través del separador. Este aire preenfriado pasa por el grupo frigorífico (vaporizador) y se enfría más, hasta una temperatura de unos 274,7 K (1,7 °C) En este proceso se elimina por segunda vez el agua y aceite condensados. Seguidamente se puede hacer

pasar el aire comprimido por un filtro fino, al objeto de eliminar nuevamente partículas de suciedad.

1.6. Principales variables que caracterizan el transporte del aire comprimido por tuberías

Velocidad del gas: Esta es importante si se tiene en cuenta que las pérdidas de presión son directamente proporcionales a la velocidad del fluido en la tubería, y además debe ser lo suficientemente baja para evitar el arrastre de condensado a los consumidores. Se ha establecido en la literatura [12] los valores prácticos que se muestran en la siguiente tabla.

Valores de velocidades del aire recomendados en redes de tuberías	
Aspiración	5 - 7 m/s
Colectores principales	Menor de 8 m/s
Tuberías secundarias	10 - 15 m/s
Mangueras	Menor de 30 m/s

Tabla 1.2 Velocidades recomendadas en tuberías para aire comprimido

Diámetro de las tuberías: El dimensionado de los conductos es de suma importancia, las pérdidas de presión están directamente relacionadas con el diámetro de la tubería; se ha establecido que para grandes instalaciones las pérdidas de presión desde la central compresora hasta el consumidor mas alejado sea como máximo $0,5 \text{ kg/cm}^2$ [12]

Presión de trabajo: Este parámetro influye directamente en el trabajo realizado para la compresión de cada m^3 de aire. A menores presiones de trabajo el consumo de energía será menor, y menor será el desgaste del compresor, por esta razón se debe trabajar a la presión requerida por los consumidores.

Caudal del compresor

Por caudal se entiende la cantidad de aire que suministra el compresor a la presión dada. Existen dos conceptos. El Caudal Teórico y el Caudal Efectivo o real

En el compresor de émbolo oscilante, el caudal teórico es igual al producto de cilindrada * velocidad de rotación. El caudal efectivo depende de la construcción del compresor y de la presión. En este caso, el rendimiento volumétrico es muy importante. Es interesante conocer el caudal efectivo del compresor, solo este es el que acciona y regula los equipos neumáticos. El caudal se expresa en m³/min ó m³/h (flujo volumétrico), también se puede expresar en kg/min ó kg/h (flujo másico).

.No obstante, son numerosos los fabricantes que solamente indican el caudal teórico

Temperatura del gas a la entrada del compresor

Este parámetro influye directamente en el flujo másico de gas entregado por el compresor, la temperatura del gas debe ser lo más baja posible, se recomienda que las tomas de aire estén protegidas de la influencia de fuentes de calor y humedad.

CAPÍTULO 2

CORRIDAS EXPERIMENTALES Y ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

2.1 Introducción

Las corridas experimentales permiten evaluar el comportamiento de las variables que intervienen en el proceso de producción, tratamiento, transporte y consumo del aire comprimido y las interacciones entre estas.

El **objetivo** del capítulo es:

Interpretar los resultados obtenidos durante la realización de los experimentos.

2.2 Descripción de los experimentos y análisis de los resultados

Técnica experimental empleada

Para el desarrollo experimental de la investigación se utilizaron los Compresores de émbolo de dos etapas de la central compresora, las redes de tuberías para el transporte de aire, y los consumidores de los diferentes talleres y plantas. Se instaló una Placa Orificio en la tubería principal de salida del aire de la estación de compresión, utilizada como elemento primario de medición de las caídas de presión del fluido con vista a determinar el caudal suministrado. Para registrar las caídas de presión se utilizó un medidor de presión diferencial de la firma SIEMENS, modelo SITRANS-P, (ver figura 2.1), con lectura digital y rango de medición de 1,,,,,,20 mbar, debidamente calibrado, (los certificados de calibración se anexan al trabajo).

Para determinar el consumo de aire actual de la empresa se realizó un monitoreo continuo a la salida de los depósitos de la estación de compresores por un período de 5 días en el horario desde las 7.30 AM hasta las 5 PM, para los cuales correspondían diferentes regímenes de consumo, a fin de evaluar la influencia de los diferentes factores que inciden en la calidad del aire suministrado, obteniendo los gráficos de demanda de aire para diferentes horarios y días del año, para diferentes regímenes de producción.



Figura 2.1. Flujómetro SITRANS P

El método de medición de flujo a partir de placa orificio como elemento primario de medición es el siguiente:

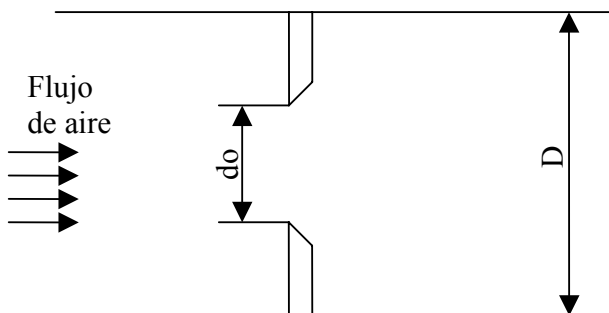


Figura 2.2. Placa orificio

El gasto volumétrico de aire se determina por:

$$Q = \alpha \cdot k \cdot F \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta P}{\rho}} \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (2.1)$$

Donde:

α - es el coeficiente de gasto de un diafragma normal en la tubería (se escoge de la tabla XV pág. 556 del Pávlov).

k - Factor de corrección que considera la rugosidad de las paredes de la tubería (tabla XVI pág. 557 del Pávlov).

F - es el área del orificio del diafragma, m^2 .

$$F = 0,785 \cdot do^2$$

do - diámetro del orificio, m. (0,1265 m)

ρ - densidad del aire, kg/m^3 .

ΔP - caída de presión en la placa orificio, Pa.

En las tablas (A9 – A13) de los anexos se exponen los resultados de las mediciones efectuadas.

Con el empleo de estas tablas se construyeron las curvas que muestran el comportamiento del consumo de aire en los diferentes horarios del día, los resultados aparecen en las figuras 2.3 a 2.7

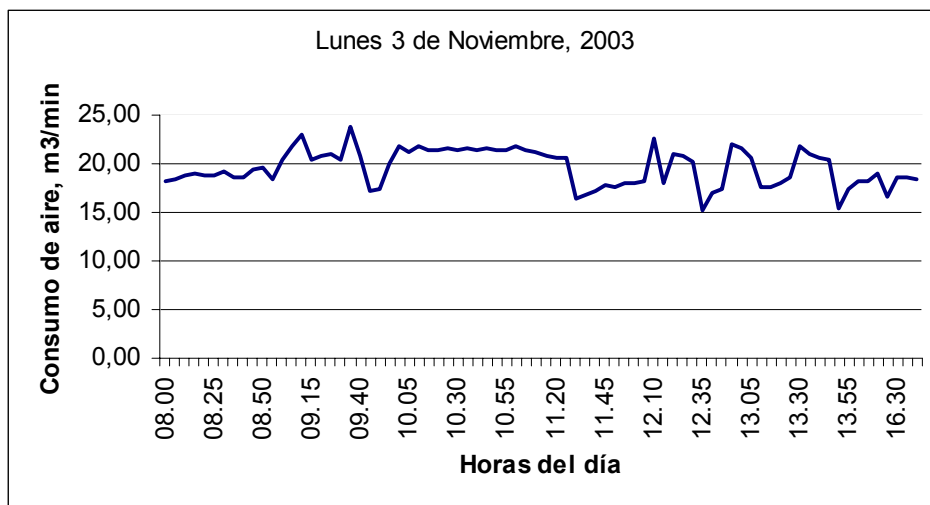


Figura 2.3 Comportamiento del consumo de aire en diferentes horarios del día lunes 3 de Noviembre.



Figura 2.4 Comportamiento del consumo de aire en diferentes horarios del día martes 4 de Noviembre.

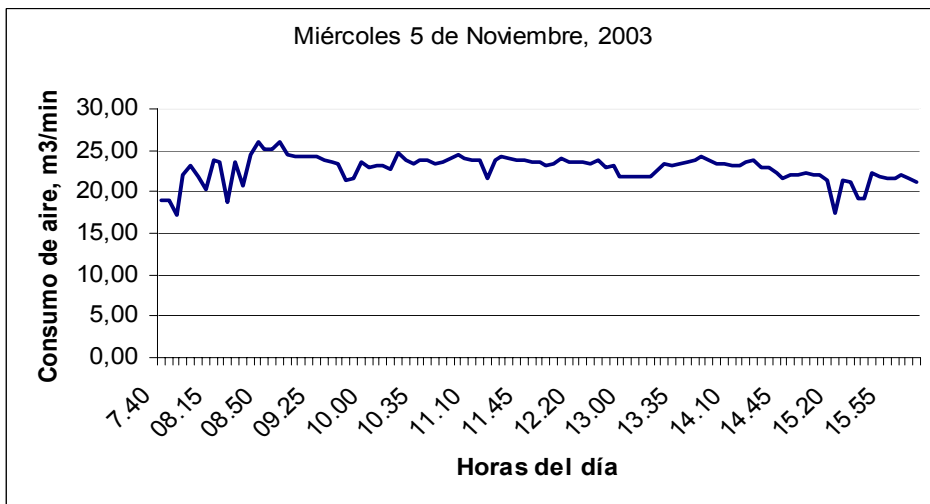


Figura 2.5 Comportamiento del consumo de aire en diferentes horarios del día miércoles 5 de Noviembre.



Figura 2.6 Comportamiento del consumo de aire en diferentes horarios del día jueves 6 de Noviembre.

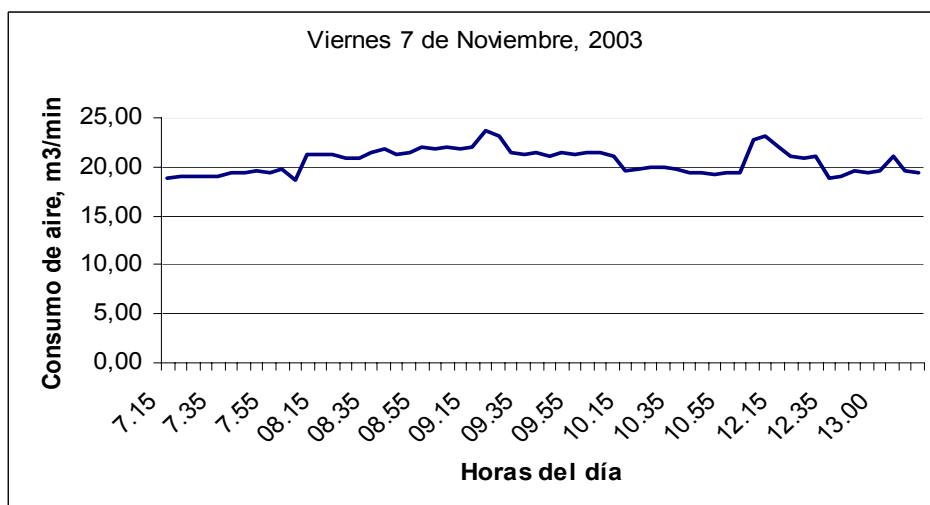


Figura 2.7 Comportamiento del consumo de aire en diferentes horarios del día viernes 7 de Noviembre.

Como se observa en las tablas (A9 – A13) de los anexos y figuras (2.3 – 2.7), el consumo de la empresa se mantiene en valores cercanos a los 20 m³/min, aunque en momentos de máxima demanda durante el día puede llegar a los 25 m³/min. En las mediciones efectuadas el miércoles se comporta como el día de mayor demanda.

De forma simultanea al monitoreo de los valores de consumo de aire comprimido de la empresa se determinó la demanda máxima de cada uno de los talleres y plantas, para ello se simuló el objeto a máxima capacidad de consumo. En la tabla 2.1 se exponen los valores de las mediciones.

Taller o planta	Consumo real m ³ /min
Taller 08	8,37
Taller 07	2,64
Taller 06	4,76
Taller 05 y 04	4,31
Brigada de samblastin	7,23
Planta de acetileno	2,13
Plantillería y miscelania	0,94
Reparaciones automotrices	1,80
Total	32,18

Tabla 2.1. Consumo máximo de aire comprimido para los diferentes talleres y plantas de la empresa

Se observa que el consumo máximo de la empresa en situaciones de alta demanda de aire comprimido no supera los 32,18 m³/min, esto significa que el suministro de aire actual está sobredimensionado con grandes pérdidas de energía. En el análisis de las variantes de suministro, ya sea centralizada o descentralizada, es necesario considerar estos valores para la compra del equipamiento.

2.3 Pérdidas por fugas en la red de distribución de aire comprimido

Para determinar las pérdidas por fugas en la red de distribución se aplicaron dos métodos: **el primero** emplea la capacidad conocida del compresor y un reloj común. El procedimiento varía dependiendo del tipo de compresor.

En compresores recíprocos (que es nuestro caso), con todos los consumidores apagados, se puso en funcionamiento el compresor hasta que el sistema alcanzó la presión de 7 kgf/cm² y se apagó, debido a las fugas de aire la presión del sistema comienza a disminuir, cuando alcanzó el valor de 6 kgf/cm² se arrancó de nuevo repitiendo la operación 5 veces, en todos los experimentos se anotaron los tiempos en

que el equipo se mantuvo en operación y apagado. Luego de realizar las corridas experimentales se aplicó la siguiente fórmula (Laing, 1999).

$$L = \frac{Q \cdot T}{(T + t)} \quad (2.2)$$

Donde:

L - Total de fugas del sistema en m^3/min

Q - Capacidad del compresor en m^3/min

T - Tiempo funcionando, en minutos

t - Tiempo apagado, en minutos

En la tabla 2.2 se observan los valores de los tiempos T y t para cada uno de los experimentos.

Tabla 2.2 Variables medidas

No. de exp.	1	2	3	4	5
T (min)	2,15	2	2,2	2	2,1
t (min)	4,1	4	4,2	3,9	3,8

Los valores promedio de las variables son los siguientes: $T = 2,09 \text{ min}$; $t = 4 \text{ min}$;

$$Q = 24 \text{ m}^3 / \text{min}$$

Si se aplica la expresión 1 se obtiene: $L = 8,24 \text{ m}^3 / \text{min}$

Para comprobar la confiabilidad de las variables observadas en las mediciones realizadas, se utilizó el criterio de **Student**

Resumen de indicadores estadístico (Método alternativo)

Tabla 2.3 Indicadores estadísticos

Variable	\bar{X}	$\Delta\bar{X}$	S_x^2	S_s	δ
T (min)	2,09	0,08	0,008	0,089	0,084
t (min)	4	0,12	0,021	0,158	0,15

Tabla 2.4 Criterio de Student variable T

Indicador	Replica 1	Replica 2	Replica 3	Replica 4	Replica 5
t_{obs}	0,67	1,01	1,23	1,01	0,11
t_{tab}	2,13	2,13	2,13	2,13	2,13

Tabla 2.5 Criterio de Student variable t

Indicador	Replica 1	Replica 2	Replica 3	Replica 4	Replica 5
t_{obs}	0,63	0	1,27	0,63	1,27
t_{tab}	2,13	2,13	2,13	2,13	2,13

El procesamiento estadístico se efectúa mediante los errores admisibles de los valores de las variables. Los parámetros de cálculo del análisis estadístico son:

Media aritmética:

$$\bar{X} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n X_i \quad (2.3)$$

Donde:

x_i - elementos de la serie.

n - número de pruebas.

Desviación media:

$$\Delta\bar{X} = \frac{\sum |X_i - \bar{X}|}{n} \quad (2.4)$$

La varianza muestral:

$$S_x^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2}{n-1} \quad (2.5)$$

La raíz cuadrada de la varianza muestral se denomina error estándar, S_x . El error estándar de la media aritmética es:

$$\delta = \frac{t_{tab} \cdot S_x}{\sqrt{n}} \quad (2.6)$$

El procesamiento estadístico se ejecuta con el empleo del criterio de Student para una probabilidad $t_{0,95}$ mediante la comparación del t_{obs} observado con t_{tab} de la tabla:

$$t_{obs} = \frac{|X_i - \bar{X}|}{S_x} \quad (2.7)$$

En todos los casos se confirma que $t_{obs} < t_{tab}$ por lo que la dispersión entre los resultados obtenidos no es significativa, encontrándose el error estándar de la media aritmética por debajo del 15%.

El **segundo método** consiste en realizar mediciones directas de las pérdidas, con el empleo de la placa orificio y el medidor de presión diferencial, durante el tiempo de parada del compresor en cada experimento.

En la tabla 2.2 se exponen los valores de pérdidas por fugas en función de las fluctuaciones de presión para las cinco réplicas.

Tabla 2.6 Mediciones durante la prueba para determinar las pérdidas por fugas

Réplica 1		Réplica 2		Réplica 3		Réplica 4		Réplica 5	
Po	Q	Po	Q	Po	Q	Po	Q	Po	Q
7	9,22	7	9,28	7	9,15	7	9,37	7	8,98
6,95	9,11	6,95	9,22	6,95	9,03	6,95	8,74	6,95	8,76
6,9	9,07	6,9	8,97	6,9	8,91	6,9	8,76	6,9	8,70
6,8	9,13	6,8	8,93	6,8	8,86	6,8	8,84	6,8	8,68
6,75	9,22	6,75	8,80	6,75	8,95	6,75	8,80	6,75	8,66
6,7	9,13	6,7	8,84	6,7	8,88	6,7	8,80	6,7	8,64
6,65	9,11	6,65	8,82	6,65	8,86	6,65	8,80	6,65	8,66
6,6	8,97	6,6	8,82	6,6	8,76	6,6	8,74	6,6	8,64
6,55	8,95	6,55	8,86	6,55	8,82	6,55	8,78	6,55	8,60
6,5	8,93	6,5	8,88	6,5	8,86	6,5	8,68	6,5	8,51
6,45	8,91	6,45	8,90	6,45	8,80	6,45	8,70	6,45	8,49
6,4	8,90	6,4	8,86	6,4	8,76	6,4	8,70	6,4	8,47
6,35	8,58	6,35	8,76	6,35	8,70	6,35	8,60	6,35	8,45
6,3	8,60	6,3	8,74	6,3	8,58	6,3	8,56	6,3	8,43
6,25	8,60	6,25	8,66	6,25	8,60	6,25	8,49	6,25	8,37
6,2	8,54	6,2	8,62	6,2	8,56	6,2	8,47	6	8,31
6,15	8,51	6,15	8,64	6,15	8,49	6,15	8,49	---	---
6,1	8,45	6,1	8,60	6,1	8,47	6,1	8,60	---	---
6,05	8,45	6,05	8,51	6,05	8,45	6,05	8,51	---	---
6	8,43	6	8,47	6	8,45	6	8,54	---	---

Donde: Po – Presión en el colector (kgf/cm^2); Q – Caudal de aire (m^3/min)

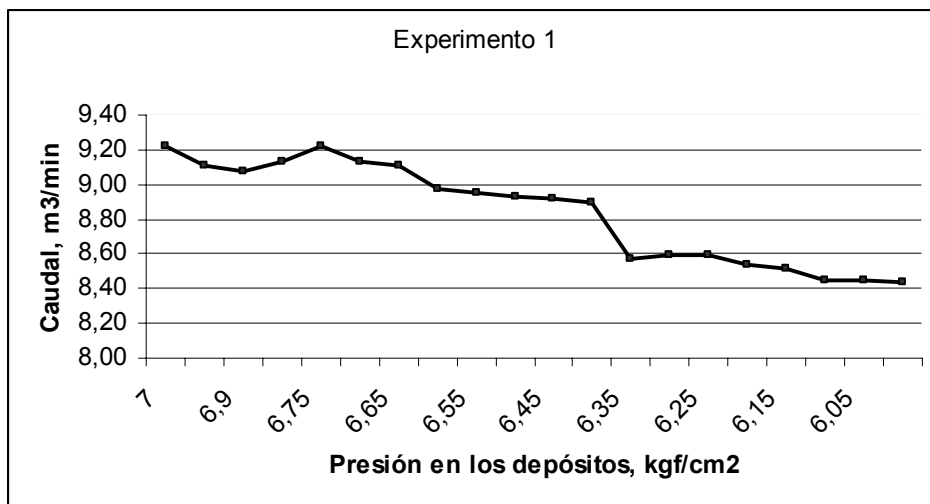
Variable	\bar{X}	$\Delta\bar{X}$	S_x^2	S_x	δ
Q (m^3/min)	9,19	0,106	0,021	0,147	0,14
P (kgf/cm^2)	7	0	0	0	0

Tabla 2.7 Resumen de indicadores estadísticos (Método tradicional)

Indicador	Replica 1	Replica 2	Replica 3	Replica 4	Replica 5
t_{obs}	0,151	0,496	0,331	1,186	1,503
t_{tab}	2,13	2,13	2,13	2,13	2,13

Tabla 2.8 Indicadores estadísticos variable Q

Con los valores de las variables medidas, se construyeron las curvas que exponen el comportamiento de las fugas en función de la presión en el colector, los resultados se encuentran en las figuras 2.8 a 2.13

**Figura 2.8** Comportamiento de las pérdidas por fugas en función de la presión en el colector, experimento 1.

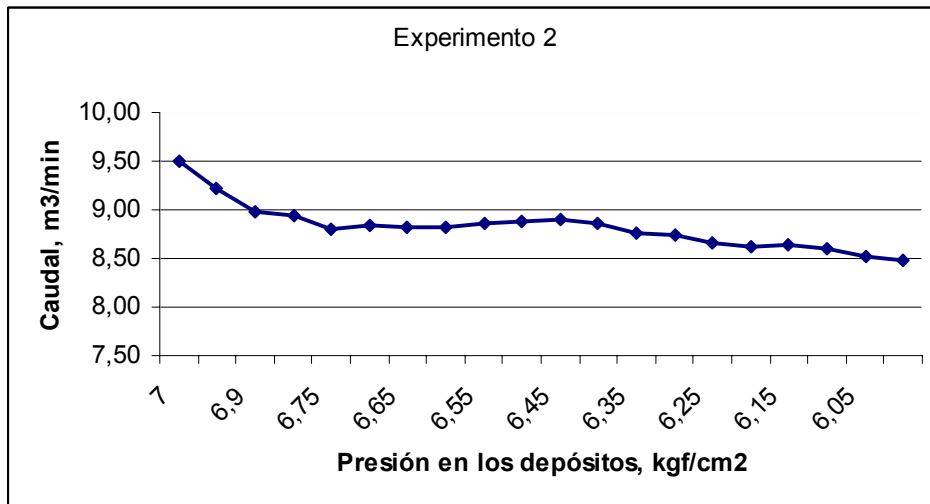


Figura 2.9 Comportamiento de las pérdidas por fugas en función de la presión en el colector, experimento 2.

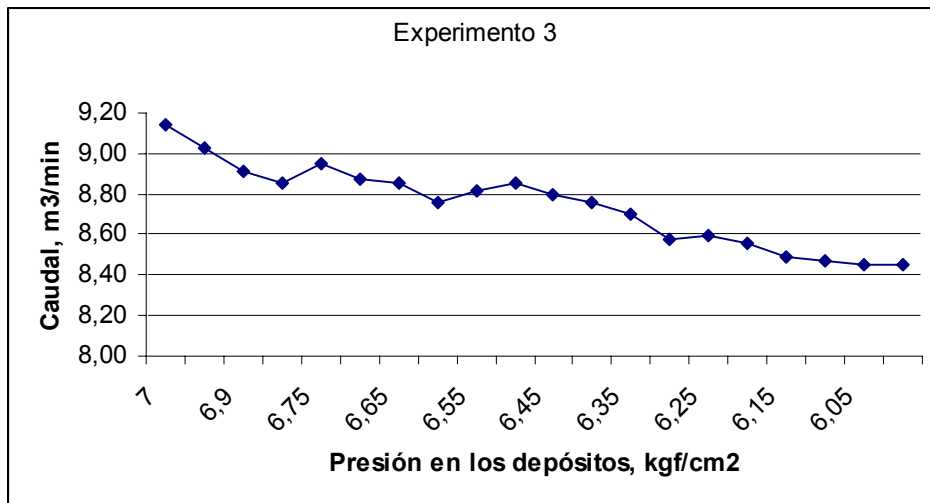


Figura 2.10 Comportamiento de las pérdidas por fugas en función de la presión en el colector, experimento 3.

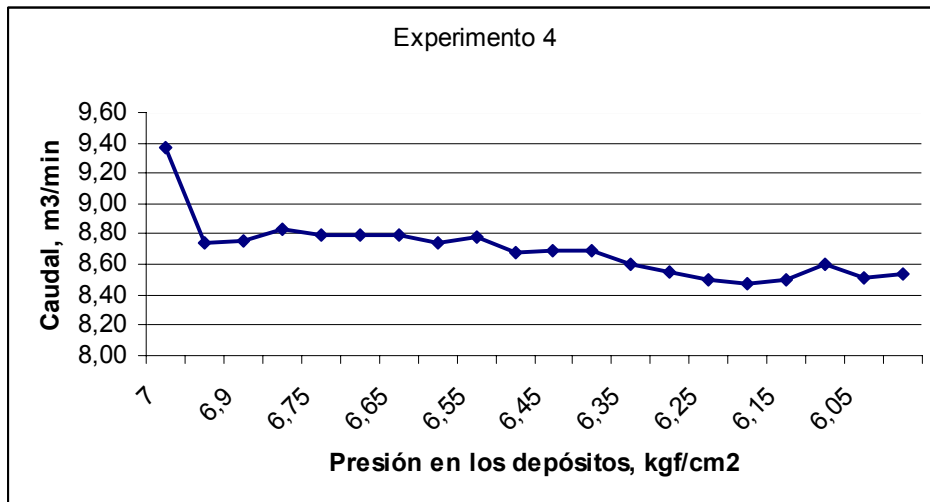


Figura 2.11 Comportamiento de las pérdidas por fugas en función de la presión en el colector, experimento 4.

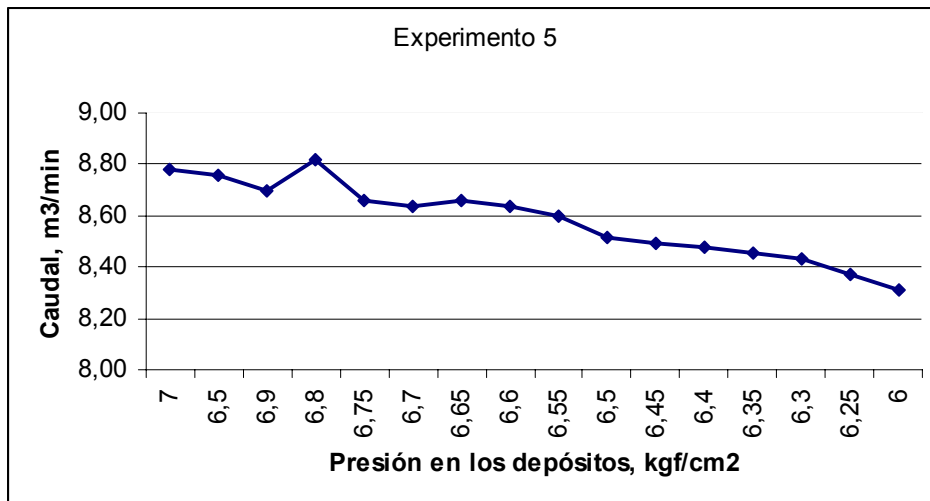


Figura 2.12 Comportamiento de las pérdidas por fugas en función de la presión en el colector, experimento 5.

En la figura 8 se muestra el comportamiento de las fugas en el sistema para las cinco réplicas efectuadas.

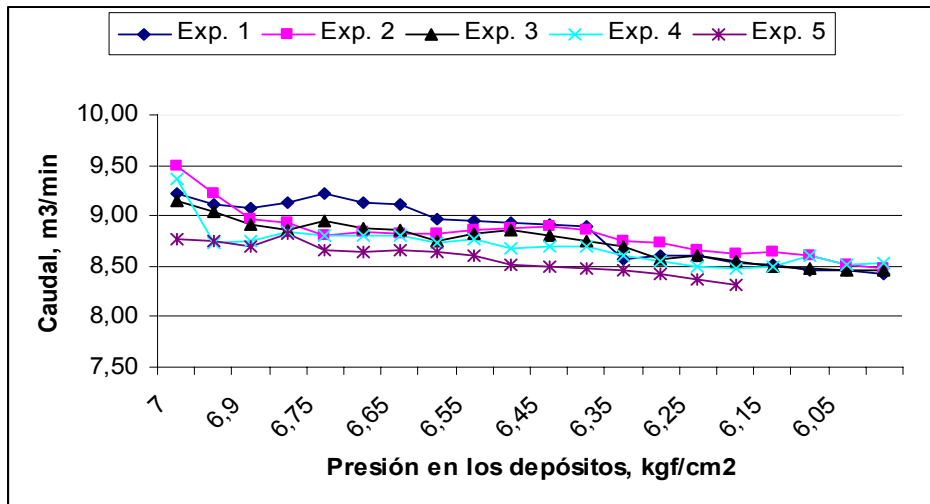


Figura 2.13 Comportamiento de las pérdidas por fugas en función de la presión en el colector (5 réplicas)

En las figuras anteriores (2.8 a 2.13) se observa que los valores de pérdidas por fugas aplicando el segundo método se encuentran en el rango de 8,50 m³/min y 9,50 m³/min, el valor promedio es de 8,74 m³/min.

Si se considera la entrega máxima del compresor de 24 m³/min las pérdidas por fugas representan el 34,3% del total de aire comprimido, este valor se considera elevado por cuanto la literatura plantea que debe estar por debajo del 10% del total entregado.

2.4. Evaluación del rendimiento volumétrico real de los compresores

En el desarrollo del trabajo se hicieron mediciones del caudal máximo que entrega cada compresor a una presión estable de 7,5 kgf/cm². Los valores promedios de las mediciones se exponen a continuación:

Compresor 2: 21,53 m³/min

Compresor 3: 23,77 m³/min

Compresor 4: 24,17 m³/min

Se determinó el rendimiento volumétrico teórico y real por el método siguiente (Salvador E, 2002):

Volumen de desplazamiento

$$V_D = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot L \cdot n \quad \text{Donde:}$$

V_D - Volumen de desplazamiento, m³/min.

d - Diámetro del cilindro, m

L - Carrera del cilindro, m

n - Número de revoluciones, rpm

Los datos para calcular el volumen de desplazamiento (Carrera, frecuencia de rotación y diámetro del cilindro), fueron tomados del pasaporte técnico de los compresores que se encuentra en el archivo técnico de la empresa.

Aplicando esta fórmula el volumen de desplazamiento es de 50 m³/min y el rendimiento volumétrico teórico de cada compresor es $\eta_V = \frac{\text{Volumen teórico}}{V_D} = 60\%$.

El rendimiento volumétrico real a partir de los caudales que entrega cada equipo es:

Compresor 2: 43%

Compresor 3: 48,5%

Compresor 4: 48,3%

Se observa la pérdida de rendimiento volumétrico de los equipos con relación al valor teórico máximo, alcanzando el 17% en el compresor 2.

2.5. Medición de la potencia real consumida por cada uno de los compresores

Para realizar las mediciones eléctricas se empleó un analizador de redes eléctricas el cual posee una tarjeta clave Power KeyCard la cual constituye el eje tecnológico principal en la medición de potencias y consumos junto con el Data Trend (software compañero intuitivo del InterLogger) se pueden recoger los siguientes datos de las diferentes magnitudes eléctricas.

- Potencia Aparente S (kVA): Por cada una de las fases y total.
- Potencia Activa P (kW): Por cada una de las fases y total.
- Potencia Reactiva Q (kVAr): Por cada una de las fases y total.
- Factor de Potencia: Por cada una de las fases y total.
- Corrientes: Valores máximo, mínimo y promedio por cada muestra en cada una de las fases.

- Tensiones: Valores máximo, mínimo y promedio por cada muestra en cada una de las fases.
- Frecuencia de la red.
- Distorsión Armónica Total de corriente y de tensión %THD.
- Tren de armónicos de corriente y tensión hasta el orden 50 de un semiciclo de la señal.
- Forma de onda de la Corriente y de la tensión de un semiciclo de la señal.
- Estadísticas generales de las potencias que incluye consumo en el periodo completo de la medición, consumo promedio, valor del pico y hora del pico.

Este registrador es un sistema analizador trifásico de tensiones y corrientes, capaz de medir el contenido armónico y demás parámetros RMS de cada una de las fases. Empleando un complejo algoritmo matemático, este analizador puede averiguar porcentualmente, el contenido de armónicos y la distorsión armónica total en cada fase de tensión y corriente. La mayoría de las medidas pueden ser leídas en el campo en el display del aparato, mientras que los datos registrados se podrán descargar en un PC vía puerto serial RS232 o mediante la tarjeta de memoria PCMCIA. El interfaz para tarjeta de memoria aporta también los medios para programar y actualizar el sistema operativo del Interlogger. Este aparato se alimenta de la línea en todo su rango de medida y la batería recargable mantiene la información registrada en el caso de fallo de tensión.



Fig. 2.14 Analizador de Redes de NORTHWOOD DATA LOGGERS LTD.

El método utilizado en la medición fue el de los 2 Watímetros el cual permite que con solo dos bobinas amperimétricas y 2 voltimétricas se obtengan la potencia total de la

carga independientemente de sus condiciones, es decir, lo mismo para carga balanceada que desbalanceada y conectada en delta o en estrella. El manual de usuario del analizador de redes orienta este esquema de medición para circuitos trifilares.

Las mediciones en el caso de los compresores 2 y 3 se realizaron a una frecuencia de muestreo de 1 minuto y en el caso del compresor 4 de 5 minutos. A continuación presentamos una tabla resumen del comportamiento de la potencia activa, reactiva y aparente en cada uno de los compresores durante las mediciones.

Tabla 2.9 Comportamiento de las potencias en cada compresor

No del Comp	Tiempo de Med (Hrs)	S							P				Q			
		Día	Desde	Hasta	Stotal	Smedia	Spico	Horap	Ptotal	Pmedia	Ppico	Horap	Qtotal	Qmedia	Qpico	Horap
					(kVAh)	(kVA)	(kVA)	(Hr)	(kWh)	(kW)	(KW)	(Hr)	(Kvarh)	(Kvar)	(Kvar)	(Hr)
2	1,77	06/11	09:54	11:40	286.19	160.48	178.30	11:02	265.15	148.68	165.31	11:02	115.65	64.85	91.65	11:38
3	0.53	05/11	09:29	10:22	167.49	186.01	202.48	09:35	163.07	181.19	196.96	09:35	30.08	33.42	40.67	09:28
4	5.67	05:11	10:35	16:15	1108.1	192.71	207.51	14:45	1015.1	176.53	186.50	15:25	409.19	71.16	112.27	14:40

En la tabla **2.9** y figura **2.15** se puede observar que el consumo promedio de los compresores esta entre los **148** y **181 kW-h** para los distintos estados de carga. Por lo tanto el valor más probable de esta variable es de **168,8 kW-h**

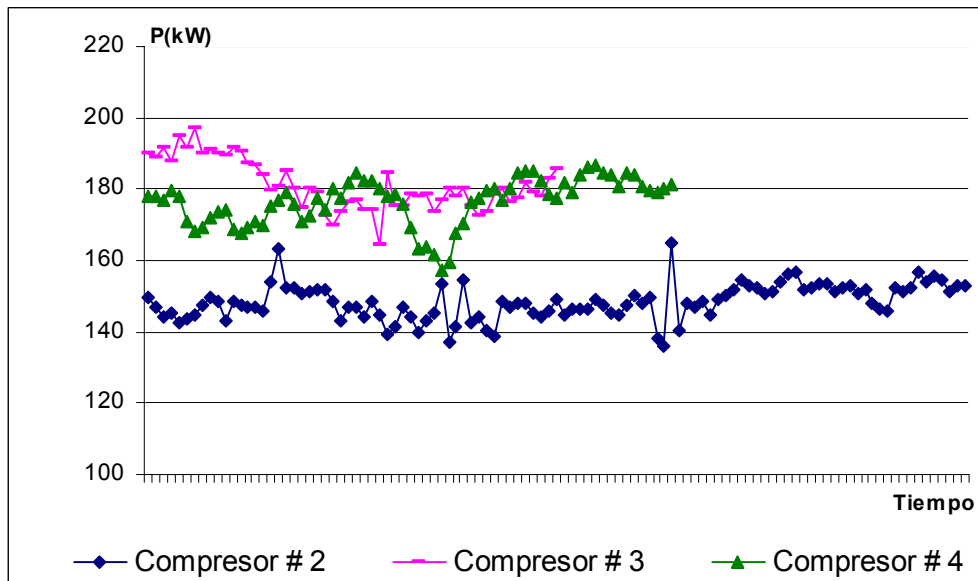


Fig. 2.15 Comportamiento de la potencia activa en los compresores

Estimando las pérdidas en potencia consumida se obtiene (Taylor, 1998):

$$N = 177 \cdot M_g \cdot \ln\left(\frac{P_1}{P_2}\right) \quad (2)$$

Donde:

N – Consumo de potencia; kW.

M_g - Flujo másico de aire; kg/s. (0,181 kg/s)

P_1 - Presión de trabajo; bar_{abs} (8 bar)

P_2 . Presión atmosférica; bar_{abs} (1,033 bar)

El consumo de energía para producir el aire que se pierde por fugas en la empresa es de 65,66 kW-h. Un compresor trabaja como promedio 15 horas diarias (desde las 3.00 AM hasta 6 PM), la tarifa de la empresa eléctrica para el Combinado mecánico es la A1 del 2002, donde el kW-h tiene un valor promedio de 0,065 USD. Es por ello que se paga **64,02 USD/día** por concepto de fugas en el sistema de aire comprimido, esto equivale a **21 830,30 USD/año**.

CAPÍTULO 3

EVALUACION DE LAS VARIANTES PROPUESTAS PARA NUEVA INVERSION E IMPACTO AMBIENTAL

3.1 Introducción

El análisis de las variantes propuestas para la inversión, permite determinar cual es la más adecuada desde el punto de vista técnico y económico

El **objetivo** del capítulo es:

Evaluar desde el punto de vista técnico y de factibilidad económica las variantes propuestas.

Con el objetivo de mejorar las condiciones actuales de la instalación de aire comprimido, se evalúan dos variantes, teniendo en cuenta las ventajas y desventajas de cada una. La primera, contempla la instalación centralizada de los compresores y la segunda la ubicación de compresores en los diferentes talleres y plantas, es decir, la variante descentralizada. A continuación pasaremos a considerar cada uno de los casos.

3.2 Variantes para la modernización del suministro de aire comprimido. Criterios para la selección del equipamiento a adquirir a partir de ofertas presentadas por los proveedores.

De acuerdo con el estudio efectuado se evidencia la necesidad de modernizar el suministro de aire comprimido a la empresa. El deterioro del equipamiento, la mala calidad del aire suministrado con elevado porcentaje de condensado y aceite en las líneas, presión inestable en los consumidores de mayor importancia, elevado consumo energético del sistema, entre otras causas, sugieren la necesidad de sustituir los compresores actuales por otros de mayor eficiencia y organizar el sistema de forma tal que reduzca los consumos energéticos actuales y elimine, en gran medida, las pérdidas que se producen.

Actualmente en la etapa de bajo volúmenes de producción de la empresa se opera con un compresor trabajando a máxima capacidad, cuando la presión sube hasta 7,5 kgf/cm² el aire se bota a la atmósfera a través de una válvula en la descarga del compresor, esto encarece aún más el suministro del fluido.

Para la modernización del sistema de suministro de aire comprimido a la empresa se han recibido ofertas de dos firmas productoras, la firma **KAESER** y la **RODABILSA**, ambas proponen compresores rotativos de tornillos donde se observa un elevado nivel de automatización en el sistema y calidad del aire que se suministra, también se analizó una propuesta de la firma **ABC** de compresores reciprocantes, aunque después de la consulta de numerosos artículos y sitios de Internet se propone adquirir **compresores rotativos de tornillo** debido a las siguientes ventajas:

1. Funcionan de forma silenciosa y sin vibraciones
 - Permite la instalación de los mismos en cualquier ambiente
 - Elimina costosas fundaciones o bancadas antivibratorias
 - Favorable ambiente laboral, por la ausencia de ruido.
2. Mínimas piezas en movimiento, por la ausencia de válvulas, pistones, segmentos, etc.
 - Bajos costos de mantenimiento
 - Elevada fiabilidad de servicio en trabajos duros
3. Sistema compacto, todos los equipos y accesorios están incorporados y montados en la propia máquina, incluso arrancador estrella – delta y refrigerador posterior.
4. Accionamiento directo que brinda mayor seguridad, ligereza de peso y menos espacio ocupado.
5. Sellado y refrigeración mediante inyección de aceite a presión a través del propio aire comprimido, con una temperatura de compresión muy baja.
 - Eliminación de bombas de aceite
 - Aire limpio de aceite
 - Aire frío y con menos humedad

- Incremento de la productividad en razón de la calidad del aire y del menor número de averías en herramientas y equipos accionados.
6. La mayoría de estos compresores incorpora dos regulaciones:
 - Una regulación modulante que permite mantener la presión constante en la red variando el caudal según sea necesario. Esto mejora el rendimiento de la maquinaria, al eliminar los esfuerzos bruscos.
 - Una regulación todo – nada con parada temporizada.
 7. Eliminación de rodamientos, ya que es una máquina totalmente equilibrada.
 8. El precio en el mercado es más barato que los compresores reciprocantes.

3.2.1. Variante centralizada

En la primera variante, de acuerdo con los consumos de aire de la empresa y la necesidad de mantener la presión estable en algunos talleres se propone comprar:

- Dos compresores de tornillo, **KAESER** DSD/241, caudal 23,98 m³/min y presión 8 bar (presión manométrica).
- Un compresor de tornillo, **KAESER** CSD/102, caudal 10,13 m³/min y presión 8 bar (presión manométrica).
- Cuatro depósitos de aire, dos para la entrada del taller de fundición y dos a la entrada del taller de pailería, (capacidad 2 m³)

Esta variante mantendría un compresor trabajando (caudal 23,98 m³/min) y uno en reserva automática (caudal 10,13 m³/min) para compensar la demanda instantánea de consumo de aire que se produzca en la red. El otro compresor de caudal 23,98 m³/min estaría en reserva para eventuales picos de consumo o roturas. Se debe comprar con regulación modulante.

El costo total de la inversión para esta variante sería de **290.123,39 USD** (sin considerar el costo de los colectores), esto incluyendo el secador frigorífico y repuesto recomendado por la firma productora.

Para la implementación de cualquiera de las variantes se necesita reducir los niveles de pérdidas por debajo del 10 %.

Esta variante presenta algunas ventajas y desventajas que se relacionan a continuación:

Ventajas

- Posibilidad de aprovechar al 100% la red de distribución de aire existente en la actualidad.
- Existencia de la casa de compresores, lo que facilita el rápido montaje y adaptación del nuevo equipamiento.
- Reducción del equipamiento, lo que disminuye en cierta medida la actividad de mantenimiento.
- Experiencia en el trabajo con sistemas centralizados.

Desventajas

- Igual nivel de jerarquía a todos los consumidores de aire comprimido en cuanto a calidad y parámetros de trabajo (Ej: no es lo mismo la calidad del aire que necesita pailería que samblastin).
- No existe compromiso, ni control, en los talleres de la energía que se consume por este concepto.
- Deficiencias para mantener un suministro estable de aire a los diferentes consumidores, debido a la complejidad de la red de suministro que incrementa el tiempo de respuesta en recuperar la demanda instantánea en el encendido de algunos equipos.
- Incremento del consumo energético debido a que es necesario mantener el compresor trabajando independientemente de los consumidores que estén en funcionamiento.
- Incremento de las pérdidas de presión debido a la lejanía de los puntos de consumo de la central compresora.

3.2.2. Variante de compresores descentralizados

Para la implementación de esta variante es necesario el conocimiento de los consumos reales a máxima capacidad de cada uno de los talleres y plantas (ver tabla 2.1), es por ello que se propone comprar lo siguiente:

1. Un compresor de tornillos **RODABILSA** L75, caudal 9,72 m³/min y presión 8 bar para el taller 08
2. Un compresor de tornillos **RODABILSA** L22, caudal 3,15 m³/min y presión 8 bar para el talleres 07
3. Un compresor de tornillos **RODABILSA** L37, caudal 5,64 m³/min y presión 8 bar para los talleres 05 - 04
4. Un compresor de tornillos **RODABILSA** L55, caudal 8,32 m³/min y presión 8 bar para Samblastin.
5. Un compresor de tornillos **RODABILSA** L18, caudal 2,73 m³/min y presión 8 bar para la plantas de acetileno.
6. Un compresor de tornillos **RODABILSA** L07, caudal 1,01 m³/min y presión 8 bar para Misceláneas.
7. Un compresor de tornillos **RODABILSA** L15, caudal 2,15 m³/min y presión 8 bar para taller Automotriz.
8. Un compresor de tornillos **RODABILSA** L37, caudal 5,64 m³/min y presión 8 bar para el taller 06
9. Dos depósitos de aire de capacidad 3 m³

El costo total de inversión para esta variante sería de **301.748,55 USD** (sin considerar el costo de los colectores, esto incluyendo el secador frigorífico y repuesto recomendado por la firma productora.

Esta variante debe analizarse a partir de la regulación todo – nada con parada temporizada, **los consumos energéticos** deben reducirse considerablemente debido a que el equipo estaría trabajando en el tiempo que realmente lo necesite el taller o planta

y el resto del tiempo permanecería apagado. En ella es necesario un total de 12 depósitos de almacenaje de aire, dos para cada grupo de trabajo, excepto el taller automotriz y misceláneas que funcionarán con uno, actualmente se cuenta con 8 depósitos, solo se necesitaría invertir en cuatro.

En esta variante, aunque su costo total de inversión es algo mayor, se necesitaría invertir menos en las redes de suministro debido a que los equipos estarían ubicados en la entrada de los talleres y plantas, esto elimina la enorme red compleja existente actualmente y garantiza la calidad del aire en el equipamiento que más lo necesite.

3.3 Principales ecuaciones para la evaluación económica de las variantes propuestas

- Tiempo de amortización de la inversión

$$T = n + \frac{C_{n+1}}{F_{n+1}}$$

n , número de años anteriores a los que se amortiza la inversión

C_{n+1} , Costo de la inversión en el año de la amortización

F_{n+1} , Flujo de entrada en el año posterior a la amortización

- Valor actual neto (VAN)

$$VAN = CF_0 + \frac{CF_1}{(1+k)^1} + \frac{CF_2}{(1+k)^2} + \dots + \frac{CF_n}{(1+k)^n}$$

CF_0 , Flujo de efectivo, (-) si el dinero sale, (+) si el dinero entra

k , Taza o norma de interés en tanto por unidad

- Taza interna de rendimiento (TIR)

$$TIR = \frac{CF_0}{(1+k)^0} + \sum_{i=1}^n \frac{CF_i}{(1+k)^i}$$

CF_0 , Flujo de efectivo

k , Taza de interés

3.4 Bases del estimado para la evaluación de las Variantes Propuestas

TIPO DE ESTIMADO: Definitivo

PRECISIÓN DEL ESTIMADO: ± 10 %

ALCANCE DEL ESTIMADO:

- El Proyecto se realiza con el objetivo de valorar económicamente las variantes propuestas para la sustitución de los compresores de aire comprimido de la empresa mecánica del níquel "Gustavo Machín Jobb de Beche"

REFERENCIAS:

- Documentos, listados de equipos y materiales brindados por el Inversionista a través de ofertas y Base de datos doméstica

COSTOS DIRECTOS:

Cantidades:

Se usaron listados de equipos y materiales.

Costos

Equipamiento:

Los equipos fueron valorados por la oferta de la firma **KAESER** y **RODABILSA**

.Fuerza de Trabajo:

El porcentaje usado en la instalación del equipamiento y los materiales comprados fue ajustado a 5%

COSTOS INDIRECTOS:

Seguros y Fletes:

Una tolerancia de un 4% fue aplicada a todos los costos del equipamiento y materiales.

Cargos Aduanales:

Calculado como el 0.35 % del costo directo de materiales.

Ingeniería:

Gastos de la Construcción:

Se consideraron los siguientes elementos: Construcciones temporales, herramientas de construcción y renta de equipos, personal de la oficina central ubicado en el sitio de la construcción, nómina de construcción, viajes y dietas, impuestos y seguros, otros gastos generales de construcción. Calculado como el 2 % del costo directo total.

Escalamiento:

Como cobertura para las posibles fluctuaciones de precios se tomó un 3 % de los costos directos de materiales.

Contingencia:

Para asumir la cantidad de dinero, según el tipo de estimado, que debe incluirse en virtud de compensar eventos impredecibles tales como: tormentas, huracanes, inundaciones, pequeños cambios de diseño, errores en la estimación, otros gastos imprevistos y para proporcionar un nivel deseado de confianza por la incertidumbre en

el nivel de información disponible, se tomó un 8 % de las actividades consideradas en el proyecto. En la hoja de cálculo se muestran los valores definidos.

Las tablas 1 y 2 de los anexos, muestran el resumen de la evaluación económica financiera de las variantes de propuestas de inversión centraliza y descentralizada, el Flujo de Caja, el valor actual neto (VAN), la tasa interna de rendimiento (TIR) y el Periodo de Retorno del Capital de inversión, comparada con la **Instalación Actual** teniendo en cuenta solo los indicadores siguientes:

- Consumo de energía
- Gastos de mantenimiento
- Gastos por fugas de aire en la red de tuberías

Se observa que la Variante de compresores centralizados se amortiza en 5 años, mientras que para la propuesta de compresores descentralizados es de 6 años, esto se debe fundamentalmente al mayor coste inicial de equipamiento, sin embargo esta presenta muchas ventajas con respecto a la centralizada, a las cuales ya se ha hecho referencia.

3.5 IMPACTO AMBIENTAL

El aire comprimido como sustancia limpia y no tóxica, no constituye un problema de afectación al medio ambiente de forma directa, sin embargo para su producción es necesario consumir gran cantidad de energía que en la mayoría de los casos es energía eléctrica la que se obtiene de la quema de combustibles fósiles (fuelóleo, gas natural o carbón), en las centrales termoeléctricas. Este proceso constituye uno de los mayores problemas de contaminación ambiental por la emisión de gases a la atmósfera, dentro de los cuales se encuentra el dióxido de carbono (CO₂), que constituye el elemento fundamental que interviene en el llamado Efecto Invernadero causante de la elevación gradual de la temperatura de la atmósfera terrestre.

Veamos a continuación algunos elementos referentes al mecanismo de ocurrencia del Efecto Invernadero.

Los habitantes de regiones climáticas frías saben desde hace cientos de años que en el interior de un invernadero, pueden cultivarse, flores, plantas ornamentales, hortalizas, frutas y un sinnúmero de productos vegetales característicos de zonas templadas del planeta. Ello se debe a que en el interior se consigue, sin aportación adicional de energía, una temperatura superior a la que se logra en el exterior. Un invernadero es un recinto cerrado situado al aire libre y cuyos cerramientos están hechos de vidrio o material transparente o traslúcido. La energía solar tanto si es directa (rayos del sol), como si es difusa (radiación transmitida por las nubes o por el cielo despejado), pasa a través de las paredes y techo y una vez dentro del recinto es retenida y calienta todo el interior del invernadero, aire y plantas.

En la tierra a nivel planetario, tiene lugar un efecto de captación de energía similar al que ocurre en los invernaderos. La radiación solar que alcanza la superficie de la Tierra es parcialmente absorbida por ella, parcialmente reflejada y parcialmente reradiada, es decir, emitida nuevamente por la propia superficie pero con longitudes de ondas distintas a las de las radiaciones incidentes. El espectro de radiación emitido por la superficie terrestre abarca longitudes de onda comprendidas entre 4 000 y 100 000 nm, correspondiendo fundamentalmente a radiaciones infrarrojas; ello es debido a que la temperatura de la superficie de la Tierra es mucho menor que la del Sol. La superficie de la Tierra se

convierte, pues, en un emisor de radiaciones que deben atravesar la atmósfera en sentido contrario al de las radiaciones incidentes, y que en su camino hacia el espacio atraviesan primero la troposfera, donde se encuentran con una serie de gases que absorben gran parte de ellas y después la estratosfera donde el Ozono absorbe una parte de la radiación infrarroja emitida. La radiación proveniente del Sol que alcanza la superficie terrestre eleva la temperatura de esta; la radiación reradiada que escapa de la atmósfera enfría la Tierra. La temperatura media de la superficie terrestre es el resultado de un equilibrio entre las ganancias y pérdidas de energía en forma de radiación. Por lo tanto, cuanto más radiación reradiada sea retenida por la atmósfera, más elevada será la temperatura superficial de la Tierra; es el mismo efecto que tiene lugar en un invernadero, pero a escala global o planetaria.

La utilización de compresores de alto rendimiento, es un requisito básico para una política de ahorro de energía y protección del medio ambiente adecuada. Baste decir que por cada kW-h de energía eléctrica consumida por un equipo se descarga a la atmósfera 0.94 kg de CO₂. Fernando. J. (1996)

Un aspecto a destacar es que precisamente los Compresores y Bombas, están dentro de los equipos más consumidores de energía en una planta industrial, por lo que la implementación de nuevas tecnologías con un alto grado de automatización es un aspecto al que se debe prestar un máximo de atención.

El estado de la técnica no ha permitido aun encontrar soluciones suficientemente satisfactorias que aseguren un desarrollo sostenible y minimicen las consecuencias indirectas de este consumo de energía: el efecto invernadero, el agujero de la capa de ozono, la lluvia ácida, los residuos radiactivos, etc. Actualmente la forma más eficaz e inmediata es el **ahorro de energía**.

Resumen del impacto ambiental de las variantes propuestas comparadas con la instalación actual

Comparación Impacto ambiental		
	Emisiones de CO ₂ (kg/año)	Diferencia con instalación actual (kg/año)
Instalación Actual	10 834 250,55	
Variante Centralizada	6 128 724,8	4 705 525,75
Variante Descentralizada	6 598 520,16	4 236 000,39

Tabla 2.10 Resumen impacto ambiental

CONCLUSIONES

- El consumo de aire de la empresa se mantiene en valores cercanos a los 20 m³/min, aunque en momentos de máxima demanda durante el día puede llegar a los 25 m³/min.
- Las pérdidas por fugas se encuentran en el rango de 8,50 m³/min y 9,50 m³/min, el valor promedio es de 8,74 m³/min.
- Se observa una pérdida del rendimiento volumétrico de los equipos con relación al valor teórico máximo, alcanzando el 17% en el compresor 2.
- Las pérdidas por fugas expresadas en valores monetarios asciende a **21 830,30 USD/año**.
- En los estimados de las variantes propuestas se observa que para la descentralizada el tiempo de recuperación de la inversión es de 5 años y para la descentralizada de 6 años, esta diferencia esta marcada fundamentalmente por el mayor costo de equipamiento inicial de la variante descentralizada.
- Solo por conceptos de gastos de mantenimiento y emergía se ahorra 45 523,37 USD/año con la ejecución de la variante centralizada y 45 768,02 USD/año con la descentralizada.

RECOMENDACIONES

- Las tomas de aire de los nuevos compresores deben situarse fuera del edificio y a la sombra, para garantizar temperaturas bajas.
- Las condiciones del aire de admisión no deben descuidarse ya que la obstrucción de los filtros y el aumento de la temperatura pueden elevar el consumo de energía, por ejemplo podemos citar: Por cada 25 mbar (10 Pulg de H₂O) de pérdida de presión en la admisión del compresor, su rendimiento disminuye en 2%, y por cada 4⁰C de aumento de la temperatura del aire a la entrada, el consumo de energía para alcanzar la misma producción de aire comprimido aumenta en 1%.
- En los locales de máxima demanda de aire es necesario instalar un depósito auxiliar para lograr compensar las fluctuaciones de la presión (talleres de fundición y Pailería).
- Analizar las presiones mínimas de operación de las distintas zonas de la planta, e instalar válvulas reductoras; al trabajar con presiones escalonadas se reduce el consumo de aire, energía y se minimizan las fugas.
- Antes de proceder a la nueva inversión se deben reducir las fugas al menos a un 10% del caudal suministrado por los compresores.

BIBLIOGRAFÍA

1. Aire Comprimido. <http://www.camaramadrid.es>. 2004
2. Aire comprimido 1 y 2. Iván Escalona Moreno. <http://www.monografias.com>. 2004
3. Álvarez Borrero. Análisis del sistema de aire comprimido de la empresa Cerámica Blanca Holguín. Trabajo de Diploma, 1995. ISMMM. Moa. Holguín.
4. Bill Sisson, (2000), Nipak, Inc. Una forma forma fácil de tomar las temperaturas de compresión, Compresores, Selección, Uso y mantenimiento. Richard W. Greene. Cuerpo de redactores de Chemical Engineering Magazine.
5. Baskákov. A. Termodinámica. Moscú. Editorial MIR, 1982.
6. Cuscó I. Estudio de la instalación de aire comprimido del combinado mecánico del níquel, Trabajo de Doploma, ISMMM,2000.
7. Crowe, C; M. Sommerfeld. Fundamentals of gas particle and gas – droplet flows. CRC Press, Boca Raton, USA, 1998.
8. Edward R. Lady,(1998),,Los Álamos Scientific Laboratory. University of California. Eficiencia del Compresor: la diferencia esta en la definición. Compresores, Selección, Uso y mantenimiento. Richard W. Greene. Cuerpo de redactores de Chemical Engineering Magazine.
9. Freetev, V. Mecánica de los Fluidos. La Habana. Ediciones revolucionarias. 1996.
10. Gones, Albert. Manual Universal de la técnica mecánica. Ediciones revolucionarias.1996.
11. Hoel, P. G.: Estadística Elemental. C. Habana: Edición revolucionaria. 1980.
12. J. F. González 1996. Diseño de tuberías para una instalación de aire comprimido. Revista Montaje e Instalaciones. España. No 294. Pág. 93-95.
13. Jordana Soler, Luis: Aire comprimido. Editorial Dossat, España, 1957.
14. Laing, P. Folleto de aire comprimido. Universidad Nacional de Colombia. 1999.
15. Microsoft ® Exel 2000. Copyright © - 1985-1999. Microsoft Corporation.2000.
16. Manual del Mecánico de Bombas y Compresores. Editorial Pueblo y Educación, 1981.
17. Ostle, B.: Estadística Aplicada. Edit. Científico Técnica. Ciudad Habana, 1980.

18. Pavlov K. F. Problemas y ejemplos para el curso de operaciones básicas y aparatos en la tecnología química. Editorial MIR, 1980.
19. Peter y Burke (1975), Sundstrand Fluid Handling. Interenfriadores y Posenfriadores de compresores: Predicción de funcionamiento en condiciones que no son las de diseño. Compresores, Selección, Uso y mantenimiento. Richard W. Greene. Cuerpo de redactores de Chemical Engineering Magazine.
20. Pasaporte de los Compresores 305-BR-30/80. Archivo empresa mecánica del níquel “Gustavo Machín”
21. Ramos P. N. Bombas, Ventiladores y Compresores. Editorial Pueblo y Educación. La Habana, 1995.
22. Rafael Mulet Rodríguez y José Ávila Otero: Compresores de Tornillo. Editorial Oriente, Santiago de Cuba, 1979.
23. Registro de operaciones sala de compresores. Empresa Mecánica del Níquel “Gustavo Machín Job de Beche”. 2003.
24. Rice, J.: Mathematical Statistics and data analysis. California: : Wadsworth & Brooks, 1998.
25. Richar F. Neerken (19869 The Ralph M. Parsons.Co. Claves para la selección de Compresores. Compresores, Selección, Uso y mantenimiento. Richard W. Greene. Cuerpo de redactores de Chemical Engineering Magazine.
26. Robert Kern, Hoffman (1988), La Roche Inc. Como obtener la mejor distribución física de la planta para bombas y compresores. Compresores, Selección, Uso y mantenimiento. Richard W. Greene. Cuerpo de redactores de Chemical Engineering Magazine.
27. R. G. Winters (1995), Ingrasoll – Rand. Co. Lubricación de Compresores de aire. Compresores, Selección, Uso y mantenimiento. Richard W. Greene. Cuerpo de redactores de Chemical Engineering Magazine.
28. Santos F. El aire comprimido, energía de grandes aplicaciones. . Ediciones EUHA, España, 1991.
29. Salvador E. Manual práctico de ventilación, Barcelona, 2002. Editorial Pueblo y Educación,1981.

30. Scott Neidigh. Introduction to the theoretical and practical principles of pneumatic conveying. <http://www.porttechnology.org> . September, 2002
31. Spiegel, M.R: Teoría y Problemas de estadísticas 875 Problemas resueltos, C. Habana: Edición revolucionaria, Octava reimpresión, 1998.
32. Taylor, T. Specific energy consumption and particle attrition in pneumatic conveying. Powder Technology. 95(1): 1-6, 1998.
33. Venornikov, M.I y O.V, Ruddy: Manutención de la instalaciones para transportar fluidos químicos. Editorial MIR, Moscú, 1967.
34. Virgil Moring Faires. Termodinámica. La Habana. Ediciones revolucionarias, 1996.

ANEXOS

Tabla A1. Consumo teórico de aire comprimido en el taller 08

Taller 08								
Equipos	No. de equipos	Presión de trabajo (Kgf/cm ²)	Consumo específico (m ³ /min)	Coefficiente de uso	Coefficiente de simultaneidad	Coefficiente de mayoración por fugas	Coefficiente de mayoración por ampliación	Consumo estimado (m ³ /min)
Tambor secador de arena	1	6	0,714	0,3	0,6	1,1	1,25	0,176
Moldeadora 25 y 26	2	6	1,02	0,2	0,6	1,1	1,25	0,336
Moldeadora 27 y 28	2	6	1,04	0,2	0,6	1,1	1,25	0,346
Mezcladora 29, 30, 31	4	6	1,53	0,2	0,6	1,1	1,25	0,25
Transportadores neumáticos 226, 227, 228	3	6	0,748	0,2	0,6	1,1	1,25	0,6163
Chipijama	2	6	0,16	0,3	0,6	1,1	1,25	0,079
Calentador de cazuela	1	6	0,714	0,1	0,6	1,1	1,25	0,098

Tabla A1. Continuación

Equipos	No. de equipos	Presión de trabajo (Kgf/cm ²)	Consumo específico (m ³ /min)	Coefficiente de uso	Coefficiente de simultaneidad	Coefficiente de mayoración por fugas	Coefficiente de mayoración por ampliación	Consumo estimado (m ³ /min)
Horno de arco eléctrico	1	6	0,53	0,05	0,6	1,1	1,25	0,084
Manguera para soplar (10mm)	1	6	7,94	0,05	0,6	1,1	1,25	0,324
Granalladora	1	8	7,94	0,2	0,6	1,1	1,25	1,668
Drenaje	2	6	20,7	0,025	0,6	1,1	1,25	0,85
Manguera para soplar (D=5mm)	4	6	1,98	0,5	0,6	1,1	1,25	3,26
Consumo total real del taller								8,0873

Tabla A2. Consumo teórico de aire comprimido en el taller 07

Taller 07								
Equipos	No. de equipos	Presión de trabajo (Kgf/cm ²)	Consumo específico (m ³ /min)	Coefficiente de uso	Coefficiente de simultaneidad	Coefficiente de mayoración por fugas	Coefficiente de mayoración por ampliación	Consumo estimado (m ³ /min)
Torno	16	7	0,741	0,05	0,61	1,1	1,25	0,37
Rectificadora neumática	6	7	1,6	0,3	0,61	1,1	1,25	2,41
Pistola de apriete	1	7	0,267	0,1	0,61	1,1	1,25	0,02
Pistola de pintar	1	7	0,16	0,5	0,61	1,1	1,25	0,06
Máquina bulganizadora	1	7	0,64	0,2	0,61	1,1	1,25	0,107
Manguera de soplar (D=3mm)	2	7	0,714	0,05	0,61	1,1	1,25	0,06
Fragua	1	7	7,87	0,1	0,61	1,1	1,25	0,658
Pulidora	1	7	0,53	0,3	0,61	1,1	1,25	0,132
Drenaje	1	7	20,4	0,025	0,61	1,1	1,25	0,427
Consumo total del taller								4.249

Tabla A3. Consumo teórico de aire comprimido en el taller 06

Taller 06								
Equipos	No. de equipos	Presión de trabajo (Kgf/cm ²)	Consumo específico (m ³ /min)	Coefficiente de uso	Coefficiente de simultaneidad	Coefficiente de mayoración por fugas	Coefficiente de mayoración por ampliación	Consumo estimado (m ³ /min)
Cizalla (32mm)	1	5,5	2,24	0,1	0,67	1,25	1,1	0,206
Cizalla (16mm)	1	5,5	1,39	0,1	0,67	1,25	1,25	0,128
Cizalla (4mm)	1	5,5	0,96	0,1	0,67	1,25	1,25	0,0884
Dobladora de 4 rodillos	1	5	1,39	0,1	0,67	1,25	1,25	0,128
Chipijama	2	6	0,16	0,2	0,67	1,25	1,25	0,058
Manguera de soplar (D=5mm)	1	6	1,98	0,05	0,67	1,25	1,25	0,0912
Rectificadora neumática	6	7	1,6	0,2	0,67	1,25	1,25	2,06
Fragua	1	7	10,69	0,1	0,67	1,25	1,25	0,98
Drenaje	1	6	20,4	0,025	0,67	1,25	1,25	0,47
Consumo total del taller								4,2

Tabla A4. Consumo teórico de aire comprimido en el taller 05 y 04

Taller 05 y 04								
Equipos	No. de equipos	Presión de trabajo (Kgf/cm ²)	Consumo específico (m ³ /min)	Coefficiente de uso	Coefficiente de simultaneidad	Coefficiente de mayoración por fugas	Coefficiente de mayoración por ampliación	Consumo estimado (m ³ /min)
Máquina conformadora de bobina	1	7	0,53	0,1	0,57	1,1	1,25	0,39
Torno	3	7	0,714	0,05	0,57	1,1	1,25	0,083
Rectificadora neumática	9	7	1,6	0,3	0,57	1,1	1,25	3,38
Pistola de pintar	5	7	0,16	0,4	0,57	1,1	1,25	0,25
Pistola de apriete	6	7	0,267	0,1	0,57	1,1	1,25	0,125
Elevador neumático de carga	2	7	0,267	0,05	0,57	1,1	1,25	0,02
Chipijama	1	7	0,16	0,3	0,57	1,1	1,25	0,037
Cizalla (6mm)	1	7	1,39	0,1	0,57	1,1	1,25	0,1
Pulidora	2	7	0,53	0,3	0,57	1,1	1,25	0,24

Tabla A4. Continuación

Equipos	No. de equipos	Presión de trabajo (Kgf/cm ²)	Consumo específico (m ³ /min)	Coefficiente de uso	Coefficiente de simultaneidad	Coefficiente de mayoración por fugas	Coefficiente de mayoración por ampliación	Consumo estimado (m ³ /min)
Desagüe	1	6	20,7	0,025	0,57	1,1	1,25	0,339
Manguera para soplar (D=3mm)	1	6	0,714	0,05	0,57	1,1	1,25	0,025
Manguera para soplar (20mm)	3	6	20,7	0,025	0,57	1,1	1,25	1,21
Manguera para soplar (D=5mm)	1	6	1,98	0,05	0,57	1,1	1,25	0,07
Consumo total del taller								6,32

Tabla A5. Consumo teórico de aire comprimido Brigada de samblastin

Brigada de Samblastin								
Equipos	No. de equipos	Presión de trabajo (Kgf/cm ²)	Consumo específico (m ³ /min)	Coefficiente de uso	Coefficiente de simultaneidad	Coefficiente de mayoración por fugas	Coefficiente de mayoración por ampliación	Consumo estimado (m ³ /min)
Máquina de chorro de arena	1	7	10,6	0,4	0,9	1,1	1,25	5,24
Pistola de pintar	2	7	0,16	0,5	0,9	1,1	1,25	0,19
Consumo total del taller								5,438

Tabla A6. Consumo teórico de aire comprimido Planta de acetileno

Planta de Acetileno								
Equipos	No. de equip	Presión de trabajo (Kgf/cm ²)	Consumo específico (m ³ /min)	Coefficiente de uso	Coefficiente de simultaneidad	Coefficiente de mayoración por fugas	Coefficiente de mayoración por ampliación	Consumo estimado (m ³ /min)
Boquilla revolvedora de pintura (D=10mm)	2	6,5	7,94	0,05	0,85	1,1	1,25	0,927
Boquilla revolvedora de pintura (D=20mm)	1	6,5	20,7	0,05	0,85	1,1	1,25	1,2
Generador de acetileno	1	6,5	0,33	0,5	0,85	1,1	1,25	0,192
Consumo total del taller								2,31

Tabla A7. Consumo teórico de aire comprimido en plantillería y miscelánea

Plantillería y Miscelánea								
Equipos	No. de equip	Presión de trabajo (Kgf/cm ²)	Consumo específico (m ³ /min)	Coefficiente de uso	Coefficiente de simultaneidad	Coefficiente de mayoración por fugas	Coefficiente de mayoración por ampliación	Consumo estimado(m ³ /min)
Manguera para soplar (D=5mm)	4	6	1,98	0,05	0,74	1,1	1,25	0,4
Pulidora	3	6	0,53	0,3	0,74	1,1	1,25	0,48
Martillo neumático	1	6	0,78	0,05	0,74	1,1	1,25	0,037
Pistola de apriete	2	6	0,26	0,05	0,74	1,1	1,25	0,026
Consumo total del taller								0,943

Tabla A8. Consumo teórico de aire comprimido en reparaciones automotrices

Reparaciones automotrices								
Equipos	No. de equip	Presión de trabajo (Kgf/cm ₂)	Consumo específico (m ³ /min)	Coefficiente de uso	Coefficiente de simultaneidad	Coefficiente de mayoración por fugas	Coefficiente de mayoración por ampliación	Consumo estimado(m ³ /min)
Pistola de apriete	1	6	0,267	0,2	0,74	1,1	1,25	0,0539
Pistola de pintar	2	6	0,16	0,3	0,74	1,1	1,25	0,09
Rectificadora neumática	1	7	1,6	0,3	0,74	1,1	1,25	0,97
Máquina de limpieza de bujías	1	7	1,3	0,05	0,74	1,1	1,25	0,065
Torno	1	7	0,714	0,1	0,74	1,1	1,25	0,072
Manguera para soplar (D=5mm)	1	6	1,98	0,05	0,74	1,1	1,25	0,095
Drenaje	1	6	20,4	0,025	0,74	1,1	1,25	0,51
Revolvedor de lubricante	1	6	1,2	0,05	0,74	1,1	1,25	0,06
Consumo total del taller								1,8438

Tabla A9. Consumo real de aire comprimido en la empresa a partir de mediciones efectuadas (3 – 11 – 2003)

Hora	dp	Po	Q	Hora	dp	Po	Q	Hora	dp	Po	Q	Hora	dp	Po	Q
08.00	9,4	7,4	18,10	10.00	13,73	7,5	21,88	12.00	9,25	6,25	17,96	14.05	9,57	6,4	18,26
08.05	9,75	7,4	18,44	10.05	12,97	7,4	21,26	12.05	9,46	6,25	18,16	14.10	10,33	6,25	18,98
08.10	10,18	7,3	18,84	10.10	13,51	7,25	21,70	12.10	14,68	7	22,62	14.15	7,96	6	16,66
08.15	10,29	7,4	18,94	10.15	13,24	7,4	21,48	12.15	9,26	6,4	17,97	16.30	9,9	7,5	18,58
08.20	10,14	7,5	18,80	10.20	13,05	7,5	21,33	12.20	12,7	6,9	21,04	16.45	10,01	7,3	18,68
08.25	10,1	7,4	18,76	10.25	13,3	7,4	21,53	12.25	12,4	7,6	20,79	17.00	9,8	7,2	18,48
08.30	10,65	7,4	19,27	10.30	13,13	7,5	21,39	12.30	11,74	8	20,23	---	---	---	---
08.35	9,91	7,5	18,59	10.35	13,27	7,4	21,51	12.35	6,65	7	15,22	---	---	---	---
08.40	9,89	7,75	18,57	10.40	13,18	7,4	21,43	12.40	8,37	6,6	17,08	---	---	---	---
08.45	10,75	8	19,36	10.45	13,43	7,3	21,64	12.45	8,78	5,9	17,49	---	---	---	---
08.50	11,05	8	19,63	10.50	13,18	7,4	21,43	12.50	13,9	6,04	22,01	---	---	---	---
08.55	9,8	7,3	18,48	10.55	13,22	7,5	21,47	13.00	13,34	6,9	21,56	---	---	---	---
09.00	11,89	7,3	20,36	11.00	13,52	7,4	21,71	13.05	12,25	7,5	20,66	---	---	---	---
09.05	13,68	6,5	21,84	11.05	13,08	7,4	21,35	13.10	8,83	7,2	17,54	---	---	---	---
09.10	15,22	6,9	23,03	11.10	12,99	7,5	21,28	13.15	8,83	7	17,54	---	---	---	---
09.15	11,86	7,5	20,33	11.15	12,53	7,75	20,90	13.20	9,35	6,7	18,05	---	---	---	---
09.20	12,34	7,2	20,74	11.20	12,25	8	20,66	13.25	10,02	6,4	18,69	---	---	---	---
09.25	12,73	7	21,06	11.25	12,28	8	20,69	13.30	13,67	6,4	21,83	---	---	---	---
09.30	11,94	6,7	20,40	11.30	7,8	7,3	16,49	13.35	12,73	7	21,06	---	---	---	---
09.35	16,18	6,4	23,75	11.35	8,06	7,3	16,76	13.40	12,28	7,5	20,69	---	---	---	---
09.40	12,4	6,4	20,79	11.40	8,4	6,5	17,11	13.45	11,84	7,8	20,32	---	---	---	---
09.45	8,41	7	17,12	11.45	9	6,5	17,71	13.50	6,85	7,5	15,45	---	---	---	---
09.50	8,73	7,5	17,44	11.50	8,82	6,25	17,53	13.55	8,75	7,2	17,46	---	---	---	---
09.55	11,47	7,8	20,00	11.55	9,36	6,25	18,06	14.00	9,6	6,6	18,29	---	---	---	---

Leyenda: dp – Pérdidas de presión en la placa (mbar); Po – Presión en el colector (kgf/cm²); Q – Consumo de aire (m³/min)

Tabla A10. Consumo real de aire comprimido en la empresa a partir de mediciones efectuadas (4 -11 -2003)

Hora	dp	Po	Q	Hora	dp	Po	Q	Hora	dp	Po	Q	Hora	dp	Po	Q
7.10	9,54	7,3	18,24	09.35	14,2	7,5	21,60	12.00	12,12	7,7	20,55	14.30	15,44	7,8	23,20
7.15	9,14	7,4	17,85	09.40	13,7	7,4	21,51	12.05	8,66	7,8	17,37	14.35	12	7,3	20,45
7.20	9,34	7,4	18,04	09.45	13,25	7,4	22,25	12.10	7,55	7,3	16,22	14.40	7,4	6,6	16,06
7.25	9,23	7,4	17,94	09.50	13,18	7,6	21,85	12.15	9,65	6,8	18,34	14.45	9,7	6,7	18,39
7.30	9,2	7,42	17,91	09.55	12,8	7,7	21,49	12.20	9,86	6,7	18,54	14.50	14,5	6,8	22,48
7.35	9,28	7,43	17,99	10.00	13	7,8	21,43	12.25	10,27	6,4	18,92	14.55	14,3	7,1	22,33
7.40	9,46	7,4	18,16	10.05	12,71	7,8	21,12	12.30	10,01	6,2	18,68	15.00	12,98	6,8	21,27
7.45	9,99	7,4	18,66	10.10	9,75	6,8	21,29	12.35	10,23	6,2	18,88	15.15	12,1	7,2	20,54
7.50	10,48	7,4	19,11	10.15	11,38	5,9	21,05	12.40	10,01	6,2	18,68	15.30	11,42	7,2	19,95
7.55	10,45	7,1	19,09	10.20	11,73	5,6	18,44	12.45	11	6,4	19,58	15.45	11,56	7,1	20,07
08.00	13,46	7,1	21,66	10.25	17,4	6,5	19,92	12.50	10,95	6,5	19,54	16.00	12,12	7,1	20,55
08.05	12,86	7,6	21,17	10.30	13,6	7,3	20,22	13.00	10,95	6,8	19,54	16.15	12,1	7,1	20,54
08.10	8,26	7,6	16,97	10.35	13,3	7,9	24,63	13.05	15,03	8	22,89	16.30	12,53	7,4	20,90
08.15	8,43	7,6	17,14	10.40	8,5	7	21,77	13.10	11,4	8	19,93	16.45	10,48	7,5	19,11
08.20	9,03	7,7	17,74	10.45	9,93	6,2	18,60	13.15	11,66	7,9	20,16	17.00	10,84	6,8	19,44
08.25	7,74	7,7	16,43	10.50	11,5	6,1	20,02	13.20	11,48	7,9	20,00	17.15	12,57	6,5	20,93
08.30	18,85	7,8	25,63	10.55	11,4	6,2	19,93	13.25	12,37	7,9	20,76	---	---	---	---
08.35	18,83	7,8	25,62	11.00	11,47	6,3	20,00	13.30	12,58	7,5	20,94	---	---	---	---
08.40	9,71	7,9	18,40	11.05	11,8	6,1	20,28	13.35	12,38	7,5	20,77	---	---	---	---
08.45	9,73	7,1	18,42	11.10	12,4	6	20,79	13.40	19	7,6	25,73	---	---	---	---
08.50	9,76	6,5	18,44	11.15	11,95	6	20,41	13.45	18,86	7,6	25,64	---	---	---	---
08.55	15,78	6,7	17,85	11.20	12,13	6	20,56	13.50	12,62	7,9	20,97	---	---	---	---
09.00	15,78	6,7	23,45	11.25	12,6	6	20,96	13.55	12,87	8	21,18	---	---	---	---
09.05	12,84	7,1	21,16	11.30	15,95	6	23,58	14.00	13,77	7,9	21,91	---	---	---	---
09.10	12,87	7,1	21,18	11.35	14,75	8	22,67	14.05	10,22	8	18,87	---	---	---	---
09.15	13,44	7,1	22,64	11.40	11,82	8	20,30	14.10	11,28	7,8	19,83	---	---	---	---
09.20	13,71	7,4	21,69	11.45	11,83	7,9	20,31	14.15	11,78	6,2	20,26	---	---	---	---
09.25	13,38	7,4	21,64	11.50	11,67	7,8	20,17	14.20	16,82	6,8	24,21	---	---	---	---
09.30	13,27	7,5	21,86	11.55	11,83	7,8	20,31	14.25	15,8	7	23,47	---	---	---	---

Leyenda: dp – Pérdidas de presión en la placa (mbar); Po – Presión en el colector (kgf/cm²); Q – Consumo de aire (m³/min)

Tabla A11. Consumo real de aire comprimido en la empresa a partir de mediciones efectuadas (5 -11 -2003)

Hora	dp	Po	Q	Hora	dp	Po	Q	Hora	dp	Po	Q	Hora	dp	Po	Q
7.40	10,3	6,5	18,95	10.05	15,3	6,4	23,09	12.30	15,6	7	23,32	15.00	14,15	7,4	22,21
7.45	10,33	6,5	18,98	10.10	15,26	6,5	23,06	12.35	16,17	7	23,74	15.05	14,02	7,3	22,11
7.50	8,4	6,5	17,11	10.15	14,82	6,6	22,73	12.40	15,12	7,5	22,96	15.10	14,07	7,4	22,15
7.55	13,98	6,7	22,07	10.20	17,41	6,8	24,63	12.45	15,33	7,7	23,12	15.15	13,12	7,7	21,39
08.00	15,3	6,9	23,09	10.25	16,38	7,1	23,89	12.50	13,6	7,7	21,77	15.20	8,78	7,6	17,49
08.05	13,56	7,8	21,74	10.30	15,54	7	23,27	13.00	13,66	7,5	21,82	15.25	13,12	7,5	21,39
08.10	11,91	7,8	20,38	10.35	16,3	7	23,84	13.05	13,75	7,3	21,89	15.30	12,98	7,9	21,27
08.15	16,36	7,5	23,88	10.40	16,2	7	23,76	13.10	13,77	7,1	21,91	15.35	10,52	7,6	19,15
08.20	16,11	7,8	23,70	10.45	15,55	7	23,28	13.15	13,81	7,1	21,94	15.40	10,57	7,5	19,19
08.25	10,08	7,6	18,74	10.50	16,07	6,5	23,67	13.20	14,9	6,6	22,79	15.45	14,11	7,6	22,18
08.30	15,84	7,3	23,50	10.55	16,7	6,2	24,13	13.25	15,56	6,4	23,29	15.50	13,77	7,5	21,91
08.35	12,29	7,9	20,70	11.00	17,28	6,4	24,54	13.30	15,35	6,2	23,13	15.55	13,3	7,3	21,53
08.40	17,28	7,5	24,54	11.05	16,7	6,1	24,13	13.35	15,83	6	23,49	16.00	13,54	7,4	21,72
08.45	19,53	6,5	26,09	11.10	16,31	6,5	23,84	13.40	16	5,8	23,62	16.05	14,09	7,5	22,16
08.50	18,29	6,2	25,25	11.15	16,21	6,5	23,77	13.45	16,14	5,8	23,72	16.10	13,28	7,4	21,52
08.55	18,11	6,4	25,12	11.20	13,51	6,6	21,70	13.50	16,86	5,8	24,24	16.15	12,92	7,3	21,22
09.00	19,44	6,5	26,03	11.25	16,36	6,4	23,88	13.55	16,21	6,4	23,77	---	---	---	---
09.05	17,06	6,8	24,39	11.30	16,89	6,4	24,26	14.00	15,77	6,6	23,45	---	---	---	---
09.10	16,83	7	24,22	11.35	16,44	6,5	23,94	14.05	15,79	7	23,46	---	---	---	---
09.15	16,81	7,5	24,21	11.40	16,32	6,5	23,85	14.10	15,51	7,3	23,25	---	---	---	---
09.20	16,88	7,4	24,26	11.45	16,37	6,7	23,89	14.15	15,52	7,4	23,26	---	---	---	---
09.25	16,77	7,4	24,18	11.50	15,93	7	23,56	14.20	15,84	7,2	23,50	---	---	---	---
09.30	16,24	7,7	23,79	11.55	15,9	7,2	23,54	14.25	16,29	7,2	23,83	---	---	---	---
09.35	15,98	7,9	23,60	12.00	15,52	7,2	23,26	14.30	15,12	7,4	22,96	---	---	---	---
09.40	15,8	8	23,47	12.05	15,73	6,8	23,42	14.35	15,24	7,7	23,05	---	---	---	---
09.45	13,13	7,2	21,39	12.10	16,51	6,8	23,99	14.40	14,38	7,3	22,39	---	---	---	---
09.50	13,5	6,6	21,69	12.15	16,05	6,9	23,65	14.45	13,47	7,4	21,67	---	---	---	---
09.55	16,03	6,2	23,64	12.20	15,95	6,9	23,58	14.50	13,85	7,5	21,97	---	---	---	---
10.00	15,16	6,2	22,99	12.25	16,08	7	23,67	14.55	13,83	7,5	21,96	---	---	---	---

Leyenda: dp – Pérdidas de presión en la placa (mbar); Po – Presión en el colector (kgf/cm²); Q – Consumo de aire (m³/min)

Tabla A12. Consumo real de aire comprimido en la empresa a partir de mediciones efectuadas (6 -11 -2003)

Hora	dp	Po	Q	Hora	dp	Po	Q	Hora	dp	Po	Q	Hora	dp	Po	Q
7.30	9,44	7	18,14	09.55	12,9	6,9	21,21	12.20	12,08	6,9	20,52	14.50	11,98	6,2	20,44
7.35	10,12	7,2	18,78	10.00	13,6	6,5	21,77	12.25	11,91	6,5	20,38	14.55	11,9	6,2	20,37
7.40	15,02	7,2	22,88	10.05	14,5	6,2	22,48	12.30	11,43	6,2	19,96	15.00	11,6	6,4	20,11
7.45	15,08	7,1	22,93	10.10	13,7	6,4	21,85	12.35	12,33	6,4	20,73	15.15	12,23	6,3	20,65
7.50	13,88	6,5	22,00	10.15	14,29	6,5	22,32	12.40	11,84	6,5	20,32	15.30	12,05	6,3	20,49
7.55	13,6	6,2	21,77	10.20	17,73	6,8	24,86	12.45	11,58	6,8	20,09	15.45	11,68	6,2	20,18
08.00	13,29	6,4	21,52	10.25	14,88	7	22,77	12.50	12,6	6,4	20,96	16.00	11,56	6,7	20,07
08.05	13,3	6,5	21,53	10.30	14,85	6,5	22,75	13.00	12,4	6,5	20,79	16.15	11,46	6,4	19,99
08.10	13,15	6,8	21,41	10.35	14,3	6,3	22,33	13.05	12	6,3	20,45	16.30	11,26	6,2	19,81
08.15	13,32	7	21,55	10.40	14,26	6,1	22,29	13.10	11,9	6,3	20,37	16.45	11,17	6,2	19,73
08.20	13,3	6,5	21,53	10.45	14,22	6,2	22,26	13.15	12,78	6,4	21,11	17.00	11,21	6,2	19,77
08.25	13,12	7,3	21,39	10.50	14,41	6,4	22,41	13.20	12,23	6,6	20,65	17.15	11,66	6,4	20,16
08.30	13,1	7,9	21,37	10.55	14,86	6,3	22,76	13.25	12,05	6,1	20,49	---	---	---	---
08.35	13,18	7	21,43	11.00	13,86	6,3	21,98	13.30	11,68	6,2	20,18	---	---	---	---
08.40	12,8	6,2	21,12	11.05	13,18	6,4	21,43	13.35	11,56	6,3	20,07	---	---	---	---
08.45	13,15	6,1	21,41	11.10	13,16	6,3	21,42	13.40	11,46	6,4	19,99	---	---	---	---
08.50	12,75	6,2	21,08	11.15	13,13	6,8	21,39	13.45	11,26	6,3	19,81	---	---	---	---
08.55	12,86	6,3	21,17	11.20	13,2	7,2	21,45	13.50	11,17	6,2	19,73	---	---	---	---
09.00	12,91	6,1	21,21	11.25	13,44	6,4	21,64	13.55	11,21	6,1	19,77	---	---	---	---
09.05	20,8	6	26,93	11.30	13,4	6,3	21,61	14.00	11,66	6,4	20,16	---	---	---	---
09.10	21,09	6	27,11	11.35	13,55	6,4	21,73	14.05	11,53	6,9	20,05	---	---	---	---
09.15	21,05	6	27,09	11.40	13,5	6,5	21,69	14.10	11,48	6,5	20,00	---	---	---	---
09.20	19	6,3	25,73	11.45	12,45	7,4	20,83	14.15	11,43	6,2	19,96	---	---	---	---
09.25	16,8	6,8	24,20	11.50	11,72	6,2	20,21	14.20	11,55	6,4	20,06	---	---	---	---
09.30	25	7,2	29,52	11.55	10,36	6,1	19,00	14.25	11,3	6,5	19,85	---	---	---	---
09.35	25,01	6,4	29,53	12.00	11,48	6,2	20,00	14.30	11,75	6,8	20,24	---	---	---	---
09.40	15,2	6,3	23,02	12.05	12	6,3	20,45	14.35	11,85	6,7	20,32	---	---	---	---
09.45	12,84	6	21,16	12.10	12,52	6,1	20,89	14.40	12,15	6,4	20,58	---	---	---	---
09.50	12,83	6,4	21,15	12.15	12,34	6,4	20,74	14.45	11,82	6,2	20,30	---	---	---	---

Leyenda: dp – Pérdidas de presión en la placa (mbar); Po – Presión en el colector (kgf/cm²); Q – Consumo de aire (m³/min)

Tabla A13. Consumo real de aire comprimido en la empresa a partir de mediciones efectuadas (7 -11 -2003)

Hora	dp	Po	Q	Hora	dp	Po	Q	Hora	dp	Po	Q
7.15	10,18	7,5	18,84	09.40	13,3	6,7	21,53	13.10	10,95	7,8	19,54
7.20	10,29	7,5	18,94	09.45	12,83	7	21,15	13.15	10,79	7,6	19,39
7.25	10,3	7,5	18,95	09.50	13,26	7,5	21,50	---	---	---	---
7.30	10,39	7,3	19,03	09.55	13,04	7,4	21,32	---	---	---	---
7.35	10,37	7,3	19,01	10.00	13,14	7,5	21,40	---	---	---	---
7.40	10,86	7,3	19,46	10.05	13,1	7,3	21,37	---	---	---	---
7.45	10,88	7,2	19,47	10.10	12,86	7,1	21,17	---	---	---	---
7.50	11,04	7,2	19,62	10.15	11,01	6,9	19,59	---	---	---	---
7.55	10,84	7,2	19,44	10.20	11,2	6,8	19,76	---	---	---	---
08.00	11,22	7,1	19,78	10.25	11,35	6,8	19,89	---	---	---	---
08.05	10,05	7	18,72	10.30	11,38	6,7	19,92	---	---	---	---
08.10	13,02	7	21,30	10.35	11,19	6,7	19,75	---	---	---	---
08.15	13	7,2	21,29	10.40	10,85	6,6	19,45	---	---	---	---
08.20	12,99	7,2	21,28	10.45	10,76	6,5	19,37	---	---	---	---
08.25	12,63	6,9	20,98	10.50	10,53	6,4	19,16	---	---	---	---
08.30	12,6	6,9	20,96	10.55	10,85	6,4	19,45	---	---	---	---
08.35	13,16	7,1	21,42	11.00	10,79	6,4	19,39	---	---	---	---
08.40	13,71	7,2	21,86	11.05	14,94	6,8	22,82	---	---	---	---
08.45	13,07	7,2	21,34	12.10	15,26	6,8	23,06	---	---	---	---
08.50	13,25	7,4	21,49	12.15	13,97	6,9	22,07	---	---	---	---
08.55	13,87	7,2	21,99	12.20	12,68	7,1	21,02	---	---	---	---
09.00	13,66	6,7	21,82	12.25	12,62	7,3	20,97	---	---	---	---
09.05	13,86	6,9	21,98	12.30	12,66	7,4	21,01	---	---	---	---
09.10	13,56	6,9	21,74	12.35	10,25	7,5	18,90	---	---	---	---
09.15	13,96	6,6	22,06	12.40	10,45	7,7	19,09	---	---	---	---
09.20	16,03	6,5	23,64	12.45	11,05	7,8	19,63	---	---	---	---
09.25	15,42	6,4	23,18	12.50	10,85	7,8	19,45	---	---	---	---
09.30	13,15	6,7	21,41	13.00	11,06	7,9	19,63	---	---	---	---
09.35	12,92	6,8	21,22	13.05	12,69	7,9	21,03	---	---	---	---

Leyenda: dp – Pérdidas de presión en la placa (mbar); Po – Presión en el colector (kgf/cm²); Q – Consumo de aire (m³/min)

Tabla B.1 Verificación de diámetros de tuberías

Taller 08						
Tramo	Consumo al final del tramo(m ³ /min)	Caudal Curculante (nm ³ /min)	Caudal Curculante (m ³ /min)	Diámetro de Diseño (m)	Diámetro Calculado (m)	Diámetro Seleccionado (m)
1-2	-	-	-	0,1	-	0,1
2-3	0,039	0,039	0,005	0,1	0,003	0,1
3-4	0,660	0,690	0,089	0,1	0,014	0,1
5-4	-	-	-	0,1	-	0,1
4-6	-	2,360	0,305	0,1	0,025	0,1
6-7	0,058	2,425	0,313	0,1	0,025	0,1
7-11	0,003	2,475	0,320	0,1	0,026	0,1
8-9	-	-	-	0,1	-	0,1
9-10	0,815	0,815	0,105	0,1	0,015	0,1
10-11	0,815	1,630	0,210	0,1	0,021	0,1
11-12	-	4,105	0,530	0,1	0,034	0,1
12-13	0,250	4,355	0,562	0,1	0,035	0,1
13-14	0,460	5,815	0,751	0,1	0,040	0,1
14-15	0,420	5,230	0,675	0,1	0,038	0,1
15-16	0,460	5,695	0,735	0,1	0,040	0,1
16-17	0,324	6,019	0,777	0,1	0,041	0,1
17-29	0,098	6,117	0,790	0,1	0,041	0,1
1- 18	-	-	-	0,1	-	0,1
18-21	0,039	0,039	0,005	0,1	0,003	0,1
5-19	-	-	-	0,1	-	0,1
19-20	0,022	0,022	0,003	0,1	0,002	0,1
20-21	0,660	0,980	0,127	0,1	0,016	0,1
21-22	-	0,055	0,007	0,1	0,004	0,1
22-23	0,815	1,830	0,236	0,1	0,022	0,1
24-23	0,815	0,815	0,105	0,025	0,015	0,025
23-25	-	2,649	0,342	0,1	0,027	0,1
8-26	-	-	-	0,1	-	0,1
26-25	0,123	0,123	0,016	0,1	0,006	0,1
25-27	0,420	3,190	0,412	0,1	0,030	0,1

Cont. Taller 08						
28-27	0,084	0,084	0,011	0,025	0,005	0,025
27-29	-	3,270	0,422	0,1	0,030	0,1
29-30	-	9,380	1,211	0,1	0,051	0,1
30-Ñ	0,420	9,80	1,26	0,1	0,052	0,1

Tabla B.2 Verificación de diámetros de tuberías

Taller 07						
Tramo	Consumo al final del tramo (m ³ /min)	Caudal Curculante (nm ³ /min)	Caudal Curculante (m ³ /min)	Diámetro de Diseño (m)	Diámetro Calculado (m)	Diámetro Seleccionado (m)
1-5	0,4	0,4	0,052	0,03	0,01	0,03
2-3	0,4	0,4	0,057	0,03	0,01	0,03
3-4	0,4	0,8	0,103	0,03	0,014	0,03
4-5	0,027	0,827	0,107	0,03	0,015	0,03
5-6	0,03	0,857	0,111	0,03	0,0153	0,03
6-10	0,107	1,36	0,176	0,03	1,019	0,03
8-9	0,03	0,03	0,0038	0,4	0,0028	0,4
7-9	0,15	0,15	0,019	0,4	0,006	0,4
9-10	-	0,18	0,023	0,4	0,0069	0,4
10-16	-	1,54	0,199	0,1	0,0205	0,1
17-13	-	-	-	0,1	-	0,1
13-14	0,058	0,058	0,0074	0,1	0,0039	0,1
14-15	0,4	0,485	0,063	0,1	0,011	0,1
11-12	0,52	0,52	0,0067	0,02	0,012	0,02
12-15	0,4	1,32	0,17	0,02	0,018	0,02
15-16	0,4	1,778	0,23	0,1	0,022	0,1
16-16''	-	3,092	0,399	0,1	0,029	0,1
17-19	-	-	-	0,1	-	0,1
18-19	0,4	0,4	0,052	0,025	0,01	0,025
19-20	-	0,4	0,052	0,1	0,01	0,1
20-21	0,06	0,4	0,059	0,1	0,011	0,1
21-22	0,02	0,48	0,062	0,1	0,011	0,1
22-23	0,03	0,51	0,066	0,1	0,011	0,1
23-26	0,027	0,537	0,069	0,1	0,012	0,1
24-25	0,058	0,658	0,085	0,025	0,013	0,025
25-26	0,03	0,688	0,089	0,025	0,014	0,025
26-27	0,427	1,152	0,143	0,1	0,017	0,1

Tabla B.3 Verificación de diámetros de tuberías

Taller 06					
Tramo	Consumo al final del tramo(m ³ /min)	Caudal Curculante (m ³ /min)	Diámetro de Diseño (m)	Diámetro Calculado (m)	Diámetro Seleccionado (m)
1-2	0,294	0,29	0,03	0,0088	0,03
2-3	0,128	0,42	0,03	0,01	0,03
3-4	0,179	0,6	0,03	0,012	0,03
4-15	0,98	1,58	0,03	0,02	0,03
5-6	0,294	0,29	0,025	0,0088	0,025
6-7	0,294	0,32	0,035	0,0092	0,035
7-8	0,294	0,62	0,035	0,0129	0,035
8-15	0,206	0,82	0,035	0,014	0,035
9-10	0,294	0,29	0,03	0,0088	0,03
10-11	0,294	0,59	0,03	0,0126	0,03
11-12	0,029	0,62	0,03	0,0129	0,03
12-13	0,294	0,91	0,03	0,015	0,03
13-14	0,128	1,04	0,03	0,0168	0,03
14-15	0,249	1,33	0,03	0,019	0,03
15-16	-	4,20	0,03	0,0338	0,03

Tabla B.4 Verificación de diámetros de tuberías

Taller 04 y 05						
Tramo	Consumo al final del tramo (m ³ /min)	Caudal Curculante (nm ³ /min)	Caudal Curculante (m ³ /min)	Diámetro de Diseño (m)	Diámetro Calculado (m)	Diámetro Seleccionado (m)
1-2	0,37	0,373	0,048	0,025	0,01	0,025
2-3	0,05	0,42	0,054	0,025	0,01	0,025
3-4	0,37	0,8	0,1	0,025	0,014	0,025
4-11	0,05	0,85	0,109	0,025	0,015	0,025
5-6	0,02	0,02	0,002	0,025	0,002	0,025
6-7	0,02	0,04	0,005	0,025	0,0032	0,025
7-8	0,01	0,05	0,006	0,025	0,0035	0,025
8-9	0,01	0,06	0,007	0,025	0,0038	0,025
9-10	0,05	0,11	0,014	0,025	0,0054	0,025
10-11	0,02	0,13	0,016	0,025	0,0058	0,025
11-12	-	1,05	0,135	0,025	0,0169	0,025
12-13	0,39	1,44	0,18	0,030	0,0198	0,030
13-16	0,05	1,49	0,19	0,1	0,02	0,1
14-15	0,027	0,027	0,0035	0,02	0,0027	0,02
15-16	0,027	0,055	0,007	0,05	0,0038	0,05
16-23	-	1,55	0,2	0,1	0,02	0,1
17-18	0,124	0,12	0,016	0,03	0,0058	0,03
18-19	0,027	0,15	0,019	0,03	0,0063	0,03
19-20	0,4	0,55	0,07	0,03	0,012	0,03
20-21	0,124	0,67	0,087	0,03	0,013	0,03
21-22	0,025	0,7	0,09	0,03	0,014	0,03
22-23	0,43	1,13	0,14	0,03	0,017	0,03
23-24	-	2,68	0,346	0,1	0,027	0,1
24-25	0,4	3,08	0,39	0,1	0,029	0,1
25-26	0,37	3,45	0,44	0,1	0,03	0,1
27-28	0,78	0,78	0,1	0,1	0,017	0,1
28-29	0,37	1,16	0,15	0,1	0,018	0,1
29-30	0,1	1,26	0,16	0,1	0,018	0,1
30-31	0,376	1,59	0,2	0,1	0,02	0,1
31-33	0,05	1,64	0,21	0,1	0,021	0,1
32-33	0,39	0,39	0,05	0,02	0,01	0,02
33-34	0,39	6.3	0,81	0,1	0,041	0,1

Tabla B.5 Verificación de diámetros de tuberías

Planta de Acetileno						
Tramo	Consumo al final del tramo (m ³ /min)	Caudal Curculante (m ³ /min)	Caudal circulante (nm ³ /min)	Diámetro de Diseño (m)	Diámetro Calculado (m)	Diámetro Seleccionado (m)
1-2	1,2	0,155	1,2	0,05	0,018	0,05
2-3	0,33	0,198	1,53	0,05	0,02	0,05
3-4	0,46	0,257	1,99	0,05	0,023	0,05

Tabla B.6 Verificación de diámetros de tuberías

Brigada Samblastin						
Tramo	Consumo al final del tramo (m ³ /min)	Caudal Curculante (m ³ /min)	Caudal circulante (nm ³ /min)	Diámetro de Diseño (m)	Diámetro Calculado (m)	Diámetro Seleccionado (m)
1-2	5,43	5,43	0,70	0,05	0,038	0,05

Tabla B.7 Verificación de diámetros de tuberías

Taller de Plantillería y Miscelánea						
Tramo	Consumo al final del tramo (m ³ /min)	Caudal Curculante (m ³ /min)	Caudal circulante (nm ³ /min)	Diámetro de Diseño (m)	Diámetro Calculado (m)	Diámetro Seleccionado (m)
1-2	0,16	0,16	0,02	0,025	0,065	0,025
2-3	0,16	0,16	0,02	0,025	0,065	0,025
3-4	-	0,32	0,04	0,025	0,0092	0,025
4-5	0,16	0,48	0,06	0,025	0,011	0,025
5-6	0,013	0,013	0,0016	0,025	0,0018	0,025
6-7	0,013	0,026	0,003	0,025	0,0025	0,025
7-8	0,1	0,126	0,016	0,025	0,0058	0,025
8-9	-	1	0,129	0,05	0,016	0,050
9-10	0,2	1,2	0,154	0,05	0,018	0,050
11-12	0,37	0,37	0,047	0,20	0,009	0,20
12-13	0,1	0,137	0,017	0,020	0,006	0,02

Tabla B.8 Verificación de diámetros de tuberías

Taller Automotriz						
Tramo	Consumo al final del tramo (m ³ /min)	Caudal Curculante (m ³ /min)	Caudal circulante (nm ³ /min)	Diámetro de Diseño (m)	Diámetro Calculado (m)	Diámetro Seleccionado (m)
1-2	0,045	0,045	0,0058	0,065	0,0035	0,065
2-3	0,065	0,11	0,014	0,065	0,0054	0,065
3-9	0,072	0,18	0,023	0,065	0,0059	0,065
4-5	0,045	0,045	0,058	0,065	0,0035	0,065
5-7	0,48	0,53	0,076	0,065	0,0126	0,065
6-7	0,054	0,053	0,007	0,065	0,0038	0,065
7-8	-	0,58	0,075	0,065	0,00126	0,065
8-9	0,48	1,068	0,137	0,065	0,017	0,065
9-10	-	1,15	0,148	0,065	0,017	0,065
10-11	0,51	1,76	0,227	0,065	0,0219	0,065

Tabla C.1 Pérdidas de carga en tramos de mayor longitud equivalente

Central compresora – Taller 04								
Tramo	Piezas especiales en el tramo	Diámetro (mm)	Longitud equivalente (m)	Longitud de tubería (m)	Longitud total (m)	Presión (kgf/cm ²)	Caudal de aire (nm ³ /min)	Pérdida de carga (kgf/cm ²)
5-12	Codo (1) Pieza en T (1)	25	3,5	88	91,5	8	1,05	0,17
12-13	Codo redondeado (1) Pieza en T (5)	65	10,2	20	30,2	8	1,44	Despreciable
13-A	Codo redondeado (11) Corredera de cierre (3)	100	43,5	271	314	8	10,32	Despreciable
A-Q	Codo redondeado (1) Pieza en T (1)	150	16	93	109	8	9,39	Despreciable
Q-R	Codo redondeado (1) Corredera de cierre (2) Codo (1) Pieza en T (3)	200	62,5	20	82,5	8	35,5	Despreciable
Total								0,17

Tabla C.2 Pérdidas de carga en tramos de mayor longitud equivalente

Central compresora – Samblastin								
Tramo	Piezas especiales en el tramo	Diámetro (mm)	Longitud equivalente (m)	Longitud de tubería (m)	Longitud total (m)	Presión (kgf/cm ²)	Caudal de aire (nm ³ /min)	Pérdida de carga (kgf/cm ²)
4-N	Válvulas de cierre (2) Codos (5) Pieza en T (2)	50	32.5	257,1	289.6	8	7,89	0,4
N-Q	Válvula de cierre (1) Pieza en T (2)	150	60	40	100	8	18,72	Despreciable
Q-R	Válvula de cierre (1) Codos redondos (3) Pieza en T (3)	200	121	25	146	8	35,5	Despreciable
Total								0,4