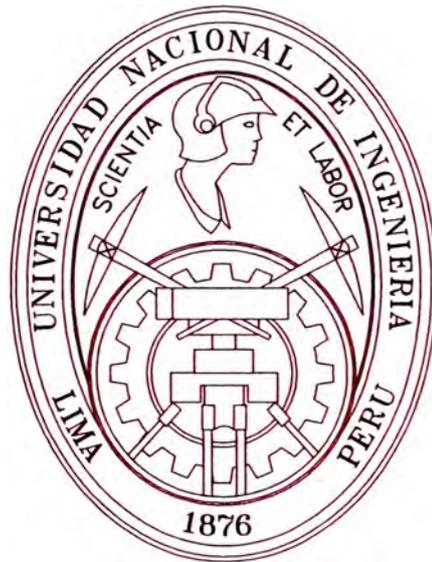


UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA



**“MEJORA EN EL SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO DE UNA
PLANTA DE PRODUCCION DE GLUTAMATO
MONOSODICO (GMS)”**

INFORME DE INGENIERIA

**PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO MECÁNICO**

TICONA TAMARA TEODORO FAUSTINO

PROMOCIÓN 1984-I

LIMA-PERÚ

2006

DEDICATORIA:

***A MIS QUERIDOS PADRES, HERMANOS,
ESPOSA E HIJOS POR HABERME DADO
UNA EDUCACIÓN ADECUADA, UNA
FORMACIÓN DISCIPLINADA Y HONESTA
QUE AHORA LO APRECIO MUCHO.***

INDICE

CAPITULO I

INTRODUCCION

1.1.	DATOS GENERALES DE LA INSTALACION	3
1.2.	PROYECTOS DE AMPLIACION Y/O MEJORAMIENTO	4
1.3.	DESCRIPCION DE LAS INSTALACIONES	5
1.4.	PRINCIPALES PROCESOS PRODUCTIVOS	6
1.5.	EQUIPOS PRINCIPALES	8
1.6.	SERVICIOS AUXILIARES	9
1.6.1.	GENERACION DE VAPOR	9
1.6.2.	AIRE COMPRIMIDO	10
1.6.3.	AGUA HELADA	12
1.7.	DEMANDA DE ENERGIA	12
1.8.	FUENTES DE SUMINISTRO ENERGETICO	13
1.8.1....	COMBUSTIBLES	13
1.8.2....	AGUA	14
1.8.3....	ELECTRICIDAD	15

CAPITULO II

ANALISIS DE LA INSTALACION

2.1.	CONSUMOS ESPECIFICOS Y COSTOS	19
	2.1.1 VAPOR DE PROCESOS	19
	2.1.2 COMBUSTIBLE	20
	2.1.3 AGUA	21
	2.1.4 ELECTRICIDAD	22
2.2.	REPERCUCION DE LA ENERGIA EN EL COSTO DE PRODUCCION	24
2.3.	SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO.....	25
2.4.	ATENCION DE REQUERIMIENTOS DE AIRE COMPRIMIDO..	30
2.5.	DESCRIPCION DE LOS SISTEMAS DE AIRE EXISTENTES....	30
	2.5.1. COMPRESORES RECIPROCANTES	30
	2.5.2. TURBOCOMPRESORES	40

CAPITULO III

REQUERIMIENTOS DE AIRE COMPRIMIDO

3.1.	REQUERIMIENTOS	66
3.2.	CAPACIDAD DE PLANTA	69
3.3.	COBERTURA DE LA DEMANDA	70

3.4.	COMPORTAMIENTO DE LOS COMPRESORES A REGIMEN VARIABLE	71
3.4.1.	TURBOCOMPRESOR	71
3.5	FORMA DE OPERACIÓN DEL SISTEMA	77

CAPITULO IV

PLANTEAMIENTO DE MEJORAS

4.1.	COMPARACION TECNICO-ECONOMICA	80
4.1.1.	COMPRESOR TIPO TORNILLO (ZA)	80
4.1.2	TURBOCOMPRESOR JOY	85
4.1.3	COMPARACION TECNICA	90
4.2.	EVALUACION ECONOMICA	97

	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	98
--	---	----

	BIBLIOGRAFIA	101
--	---------------------------	-----

	ANEXOS	102
--	---------------------	-----

PROLOGO

El presente trabajo tiene por objetivo estudiar el sistema de aire comprimido utilizado en una planta de producción de GMS (glutamato monosodico) y presentar la mejora que se ha implementado y, además las que se podrían desarrollar para elevar el rendimiento de la sección de fuerza de la planta de AJI NO MOTO del Perú.

Para alcanzar este propósito, se dispuso de las estadísticas de funcionamiento de la planta para un periodo de veinte años. Adicionalmente se tiene información que ha permitido determinar los diagramas respectivos.

Se sabe que es de gran importancia el estudio de la generación de energía producida por plantas de vapor al quemar combustible Diesel N° 6. El alto costo de los combustibles en nuestro país, compromete a esta empresa a mejoras y ahorros de energía.

En el Capitulo I, de este trabajo, se cubre aspectos generales relativos a la instalación, equipos principales y servicios auxiliares: vapor, aire comprimido y agua helada. Igualmente se indica la demanda de energía así como las fuentes de suministro energético de combustibles, agua y electricidad.

En el Capítulo II, se hace un breve análisis energético de las instalaciones presentando los consumos específicos de los mismos. Se plantea la forma como se cubre actualmente las necesidades de aire en la planta, así mismo se hace una breve descripción de las fuentes de suministro de aire comprimido existentes (Turbocompresor y Compresor Reciprocante).

En el Capítulo III, se plantea los requerimientos y la forma como se hizo la cobertura del consumo de aire en planta. Se analiza también el comportamiento de los compresores a carga variable.

En el punto final, Capítulo IV, se hace la descripción de las mejoras dentro de los objetivos descritos líneas arriba. A este propósito se enfoca el problema de consumo de energía a través de la utilización de otros tipos de compresores (del tipo Tornillo y Turbocompresores de menor capacidad al existente) para terminar con un análisis de costos sobre la mejor alternativa de cobertura.

Finalmente se acompañan las conclusiones y recomendaciones a las que se ha arribado.

CAPITULO I

INTRODUCCION

1.1. DATOS GENERALES DE LA INSTALACION

La planta industrial, AJI NO MOTO del Perú S.A., productora de glutamato monosódico (GMS), fue fundada por capitales japoneses como una sucursal de su casa matriz de Japón (Kawasaki) la cual encarga el trabajo e instalación a la empresa Toshiba de Japón.

En agosto de 1968 se inicia la instalación de los equipos, líneas y tanques para la producción de GMS. De enero a febrero de 1969 se hace la prueba de la instalación, para entrar en servicio finalmente en marzo de 1969. En su primer año de funcionamiento la empresa Toshiba de Japón deja a sus técnicos para instrucción y mantenimiento de la planta.

La ubicación de las instalaciones se hace por consideraciones estratégicas de mercado, los que están orientados fundamentalmente a Norteamérica y países vecinos del Grupo Andino como Colombia, Ecuador y Chile.

1.2. PROYECTOS DE AMPLIACION Y/O MEJORAMIENTO

La empresa según diseño inicial fue dimensionada para producir 40 Toneladas de GMS/mes, esta capacidad fue cubierta en el primer año (1970) de sus operaciones iniciando después un crecimiento sostenido hasta mediados de 1987 donde se alcanzo poco mas de las 550 Toneladas mensuales. La empresa no fue ajena a la crisis económica presentada en el país entre los años 1988 a 1990 periodo en el cual se retrae la producción principalmente por la situación de inestabilidad que el país atravesaba, así la producción se retrae en alrededor de un tercio de lo que usualmente se daba. Igualmente las restricciones de fluido eléctrico provenientes de la red pública dejo sentir su efecto derivado del programa de racionamiento eléctrico programado por ELECTROLIMA en ese entonces. Esta situación contrasta con los años posteriores al programa de estabilización iniciado por el gobierno de ese entonces, notándose que en los años posteriores los niveles de producción superaron las 600 Toneladas/mes.

Durante el gobierno militar de la primera fase se produjeron ampliaciones truncándose una posterior por la inestabilidad política. La empresa según diseño, esta dimensionada para producir 600 Toneladas de GMS/mes; recién en 1993 se programó hacer nuevas inversiones en ampliaciones para producir 650 Toneladas de GMS/mes, para luego aumentar su producción en los próximos años a 700 Toneladas de GMS/mes.

En la Sección de Fuerza, por otra parte, se proyectó nuevas inversiones en los suministros de energía. En la generación de vapor se renovó una Caldera pirotubular Cleavers Brooks de 10 Ton/hr, porque la caldera de Metal Empresa no representaba seguridad en el suministro del vapor y teniendo en consideración además que por una hora que no se suministre vapor a los departamentos de producción, no se produce una Tonelada de GMS.

La energía eléctrica que era suministrada por Electrolima, tuvo serios inconvenientes de abastecer una energía activa del orden de los 1'200,000 kWh/mes, y a partir de mayo de 1992 donde solo podía cubrir el 65% de ésta, ósea 750,000 kWh/mes; por esta razón, la empresa compró 2 grupos electrógenos marca Caterpillar de potencia igual a 500 kW cada uno.

En lo referente a los requerimientos de aire comprimido, de interés en el trabajo, se programó renovar 3 compresores Reciprocantes de 30 m³/min cada uno, contemplándose como alternativas una compresora tipo Tornillo así como un Turbocompresor de 100 m³/min.

1.3. DESCRIPCION DE LAS INSTALACIONES

Los equipos que conforman las instalaciones están señalados en la Fig. N°1.1 que corresponde al diagrama de flujo del GMS. La planta tiene 5 servicios: vapor, agua, refrigeración, electricidad y aire comprimido. Todos estos servicios son necesarios para la producción de GMS.

1.4. PRINCIPALES PROCESOS PRODUCTIVOS

El proceso productivo que se sigue en la planta se muestra en la Fig. N° 1.1 que a continuación se muestra.

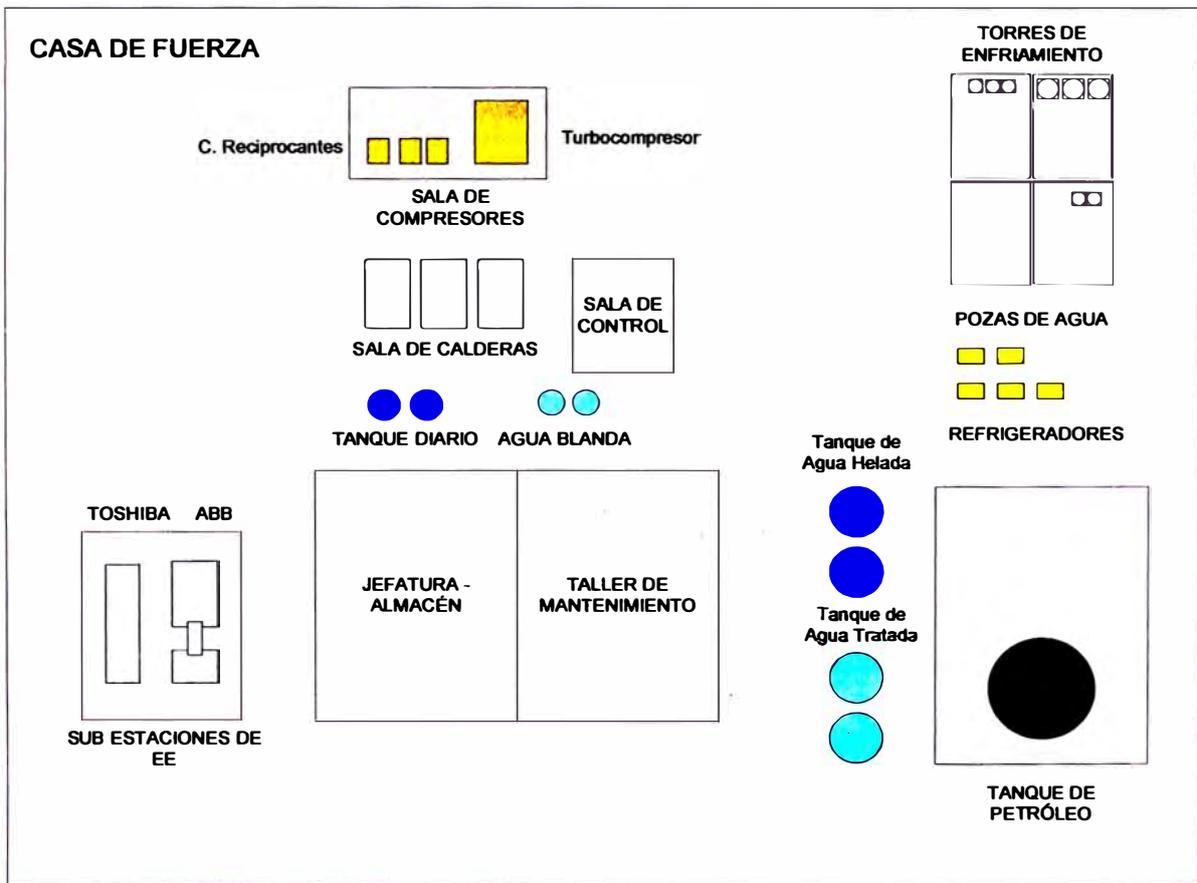


FIGURA N° 1.1 Instalación General

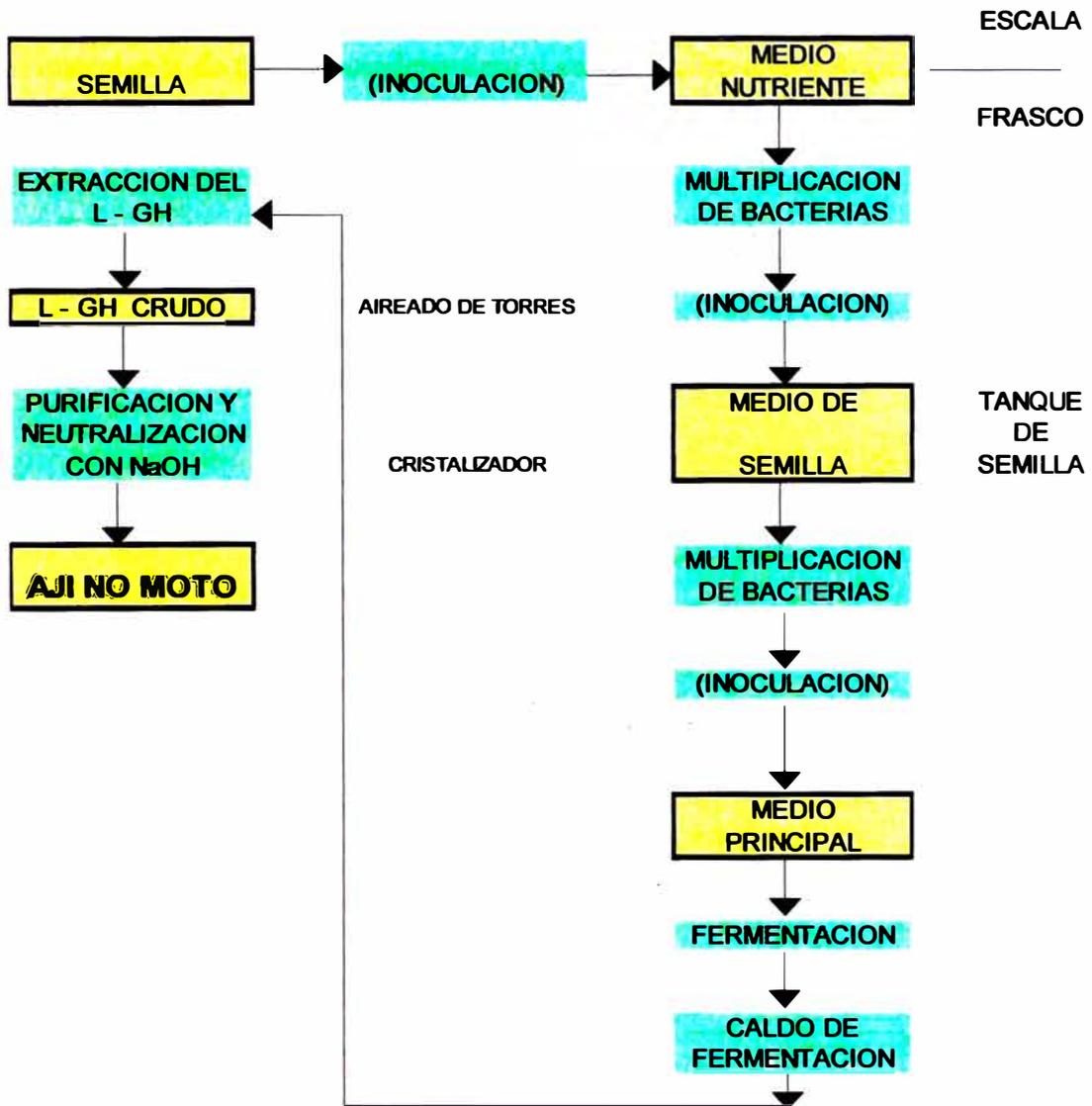


FIGURA N° 1.2 *Diagrama de Flujo del Glutamato Monosodico*

1.5 EQUIPOS PRINCIPALES

La maquinaria de generación de servicios responde a los esquemas típicos de una planta de fuerzas cualesquiera y su ubicación como disposición en planta se presentan en la Fig. N° 1.3.

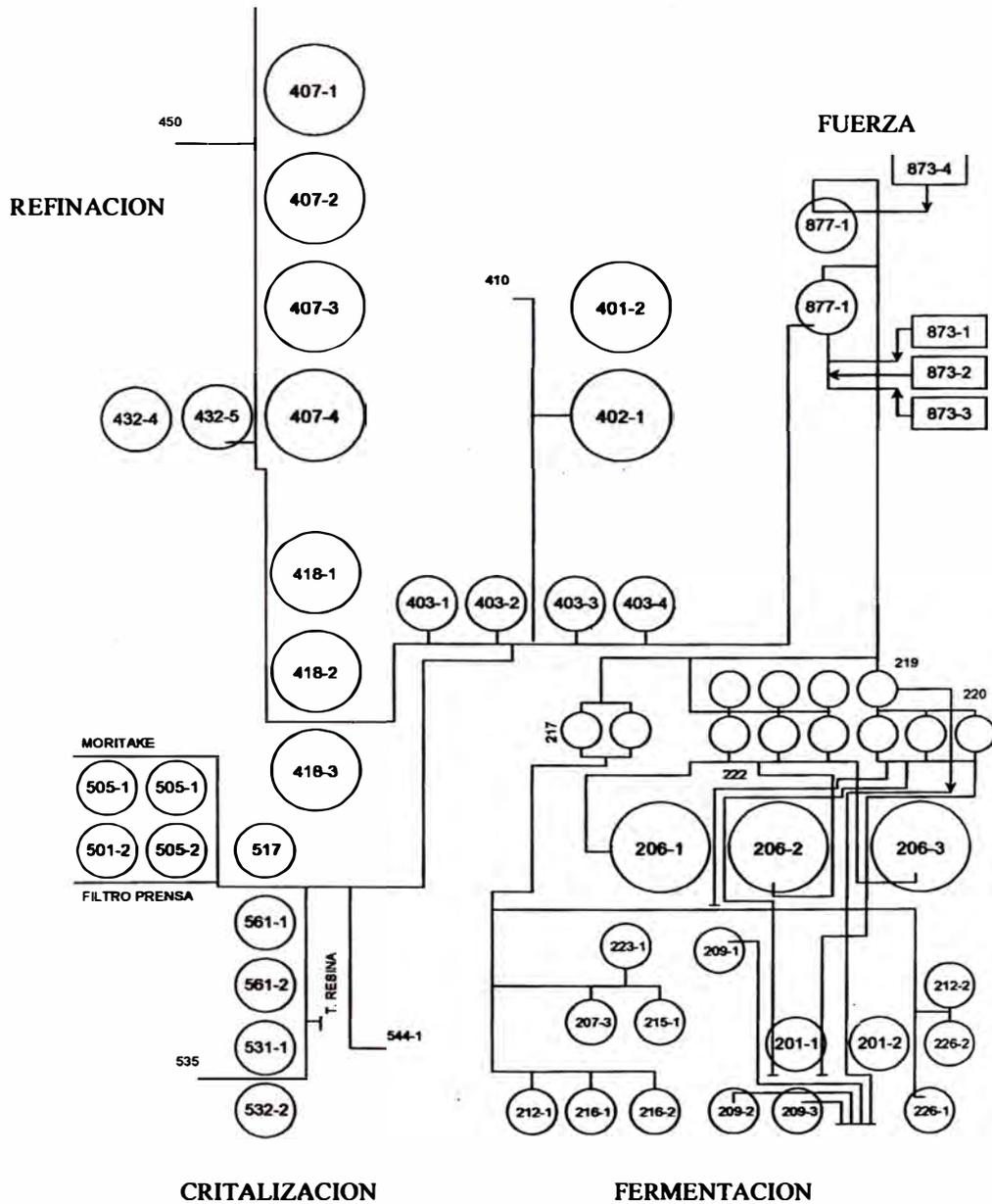


FIGURA N° 1.3 Equipos Principales

1.6. SERVICIOS AUXILIARES

1.6.1. Generación de Vapor

El vapor se produce en una Caldera de tipo pirotubular fabricada por Metal Empresa en 1977 para una presión de trabajo de 10 kg/cm^2 y una producción nominal de 8 Ton/hr de vapor saturado. En la Fig. N° 1.4 se muestra la producción mensual de vapor.

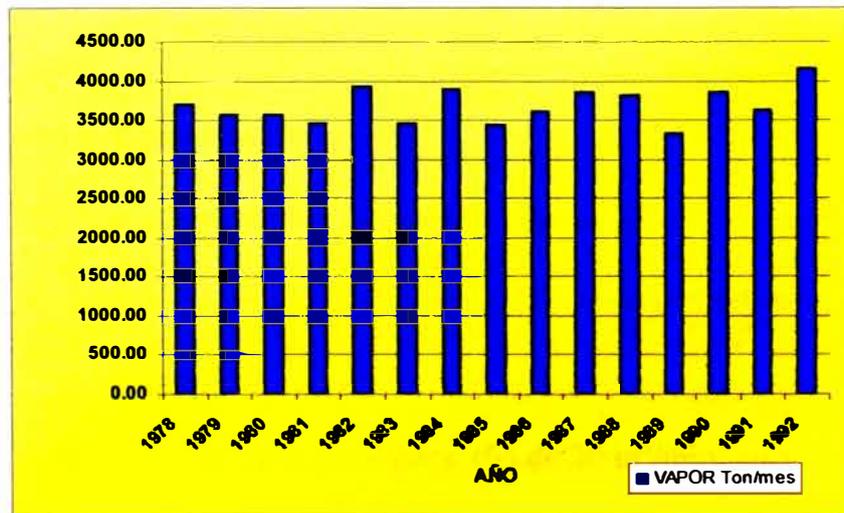


FIGURA N° 1.4 Producción Promedio Mensual de Vapor

Las características del agua de caldera se muestran en el Cuadro N° 1.1 que a continuación sigue:

ANALISIS	MAXIMO	MINIMO
Dureza total (ppm)	0	0
Alcalinidad p (ppm)	580	460
Alcalinidad m (ppm)	820	650
Sulfitos (ppm)	44	35
Cloruros (ppm)	248.5	213
Acidez (PH)	11.4	11.1
Nalco 7203 (ppm)	100	75

TABLA N° 1.1 *Aguad de Caldera*

1.6.2. Aire Comprimido

El aire comprimido requerido por la planta es suministrado por compresores de desplazamiento positivo de dos tipos:

- Compresores Reciprocantes (03 de 30 m³/mint c/u)
- Compresor rotativo, Turbocompresor (01 de 150 m³/mint)

Cada una de estas unidades se encuentra dotada de sus respectivos elementos auxiliares e instrumentos. La planta compresora consta del sistema de ductos de aire así como de tuberías de agua de enfriamiento.

Debemos señalar que tienen gran importancia en la explotación correcta de la planta de aire comprimido, los aparatos de medición y control. Es importante el control de las temperaturas del aire delante de cada enfriador y detrás de éste, y también las temperaturas del aire al final o en la salida del compresor. Se controlan igualmente las temperaturas del agua de enfriamiento en el colector y en la salida de las camisas de los cilindros y todos los enfriadores.

Los consumos promedio mensual de aire comprimido a lo largo de los últimos años se muestra en la Fig. N° 1.5. Puede observarse en este cuadro que para las producciones récord logradas los consumos de aire son aproximadamente iguales, contrastando con el hecho que a menor producción de GMS pueden encontrarse valores similares de consumo de aire lo que nos está indicando que no se utiliza racionalmente el aire.

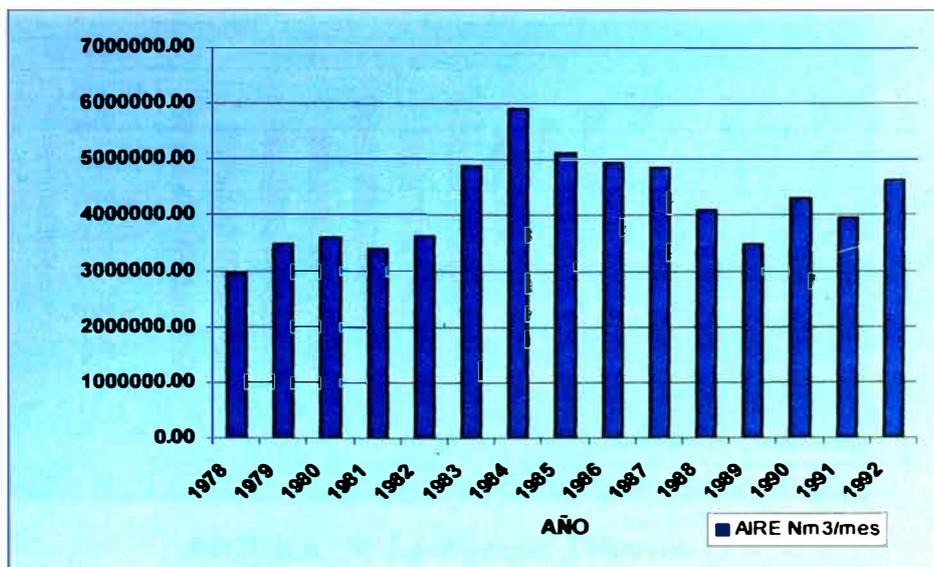


FIGURA N° 1.5 Producción Promedio Mensual de Aire

1.6.3. Agua Helada

Esta se realiza mediante un sistema de refrigeración tradicional de compresión mecánica, con compresores (2) para Freon-12, los mismos que se encargan de suministrar la masa necesaria de refrigerante para el ciclo de refrigeración. Sustancialmente se aplica en la generación de agua helada, la misma que se usa en el enfriamiento del caldo y otros procesos productivos menores. Para tal efecto se cuenta con 4 refrigeradoras en servicio y una en stand-by.

1.7. DEMANDA DE ENERGIA

Las necesidades a ser atendidas pueden ser mostradas fácilmente en un diagrama de carga anual o en uno de duración de carga. A continuación se muestra que el consumo de energía de la planta a estado situado entre los valores del millón de kWh y millón doscientos mil kWh como promedio. El factor de carga con el que se trabaja es 0.72.

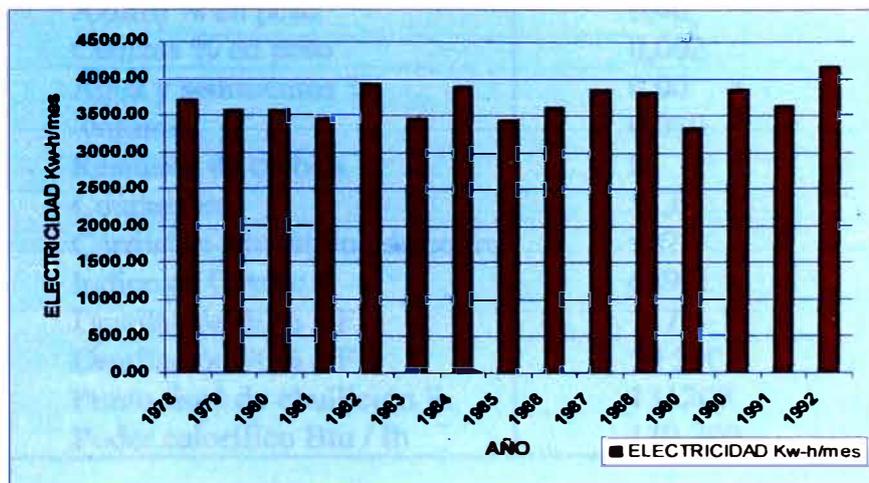


FIGURA N° 1.6 *Energía Eléctrica*

1.8. FUENTES DE SUMINISTRO ENERGETICO

1.8.1. Combustibles

El combustible que se consume en la planta es el petróleo Diesel N° 6 que se utiliza en el Caldero de vapor, además el Diesel N° 2 se quema en los grupos electrógenos. En el siguiente cuadro se muestran las características del combustible utilizado en los grupos de emergencia:

CARACTERÍSTICAS	PETRÓLEO DIESEL N° 2
Gravedad API a 60 °F.	33,3
Gravedad Específica 60/60 F.	0,8586
Densidad a 15 °C.	0,8592
Peso en kg./gal. USA.	3,2429
Color ASTM	1,0
Punto de inflamación F.	132,8
Punto de inflamación °C.	56,0
Punto de fluidez F.	15,8
Punto de fluidez C.	-9,0
Viscosidad SSU a 100F.	41,8
Viscosidad SSF a 122F.	-
Viscosidad cst a 50 F.	3,8
Viscosidad cst a 100 F.	4,6
Azufre % en peso	0,40
Cenizas % en peso	0,002
Agua y sedimentos % volumen	0,00 0,030
Residuos de carbón Conradson	la. 51,0
Corrosión a la lamina de cobre	582,8
Indice de Cetano	669,2
Destilación 50% a F.	717,8
Destilación 90% a F.	19 540
Punto final de ebullición F.	131200
Poder calorífico Btu / lb	139 700

TABLA N° 1.2 Características del Combustible Diesel # 2

El combustible es suministrado a la planta mediante camiones cisternas que cuentan con una programación de pedidos previamente establecidos y cuya procedencia es de la Refinería de la Pampilla.

1.8.2. Agua

El agua proviene de tres pozos propios, los consumos mensuales se detallan en el Cuadro N° 1.3. El análisis del agua de pozo con que se cuenta en la planta tiene las siguientes características:

AGUA m3/mes		CRECIMIENTO
Año	CONSUMO	TASAS (%)
1978	160671.75	
1979	158824.98	-1.15%
1980	163328.28	2.84%
1981	161582.33	-1.07%
1982	156059.63	-3.42%
1983	118436.01	-24.11%
1984	68714.52	-41.98%
1985	46618.63	-32.16%
1986	48592.70	4.23%
1987	52399.54	7.83%
1988	48867.35	-6.74%
1989	55559.28	13.69%
1990	59598.05	7.27%
1991	52482.88	-11.94%
1992	64586.09	23.06%

TABLA N° 1.3 *Consumos Mensuales de Agua*

CARACTERÍSTICA	CANTIDAD	UNIDAD
Producción promedio	62 547	m ³ /mes
Dureza total	900	ppm
Dureza de calcio:	740	ppm
Dureza de magnesio:	160	ppm
Cloruros:	85	ppm
Alcalinidad :	300	ppm
Acidez :	7.7	PH

Tabla N° 1.4 ANALISIS DE AGUA DE POZO

1.8.3. Electricidad

Es la principal forma de energía que usamos para el funcionamiento de toda la planta. El abastecedor es EDELNOR y tenemos las siguientes referencias de potencia en kW:

CARACTERÍSTICA	CANTIDAD (kW)
Contratada	2900
Suscrita en horas punta	2400
Suscrita fuera de punta	2400

TABLA N° 1.5 Características de Potencia (Kw)

A continuación se presenta una breve descripción de las características de cada una de las subestaciones. Se cuenta con una sub-estación eléctrica Toshiba y otra Brown Boveri, las mismas que datan de la planta inicial y la ampliación posterior que se hizo. La transformación

es de 10 kV a 400 VA a continuación se muestra las características de esta Sub Estación:

Nombre: SUB-ESTACION TOSHIBA

Ubicación: AJINOMOTO - CALLAO

Áreas de influencia: TOMAS DE FUERZA Y PRODUCCION

Características Técnicas: Con TRANSFORMADOR DE POTENCIA

S = 1500 kVA

f = 60 Hz

V : 10 / 0.40 kV , trifásico, 17 TAPs

Conexión: Delta - Triángulo con puesta a tierra

La cual alimenta a diferentes paneles de las secciones de la planta (tomas de fuerza) y también la iluminación general de la planta. Se tiene incorporado 02 bancos de condensadores de 300 kVAR a 380 V operados manualmente para compensar la energía reactiva.

Nombre: SUB-ESTACION BROWN BOVERI, baja tensión.

Ubicación: AJINOMOTO - CALLAO

Áreas de influencia: TOMAS DE FUERZA Y PRODUCCION

Características Técnicas: Con TRANSFORMADOR DE POTENCIA

S = 1600 kVA

f = 60 Hz

V : 10/0.40 kV , trifásico

Conexión: Delta - Triángulo con puesta a tierra

Destinado alimentar cargas para las ampliaciones de las diferentes secciones de refinación y fermentación que forman parte de la producción del glutamato monosódico.

Nombre: SUB-ESTACION BROWN BOVERI, alta tensión.

Ubicación: AJINOMOTO - CALLAO

Areas de influencia: TOMAS DE FUERZA

Características Técnicas: Con TRANSFORMADOR DE POTENCIA

S = 1000 kVA

f = 60 Hz

V : 10/2.4 kV , trifásico

Conexión: Delta - Triángulo

Destinado a alimentar exclusivamente al turbocompresor de aire, impulsado por un motor de 900 HP, 2300 V, trifásico. Cuenta con un banco de condensadores de 300 kVAR a 2.3 kV fijo operado manualmente.

Se cuenta además con 2 grupos de 500 kW, cada uno para alimentar los circuitos de emergencia y de eventual racionamiento.

CAPITULO II

ANALISIS DE LA INSTALACION

La importancia de los compresores centrífugos se ha visto incrementada últimamente en los sectores químico y petroquímico debido a los procesos continuos que se dan, algunos sectores de la industria alimentaria no podían quedar de lado en estos avances como es el caso de la planta de producción de GMS. En la planta en cuestión, las exigencias de aire comprimido son grandes a la vez que se requiere un alto grado de pureza, de manera que las exigencias del proceso hace necesario eliminar toda posibilidad de presencia de aceite u otro tipo de elemento nocivo dentro del sistema de alimentación de fluido evitando así también que se malogren y deterioren los instrumentos de regulación y control.

Los procesos y técnicas para la evaluación del rendimiento requieren de ciertas consideraciones que no siempre están a la mano, puesto que se involucran en ello la predicción futura del comportamiento del aire. Un estudio considerable de todas las publicaciones al respecto en diversas áreas se ha realizado para contemplar todos los aspectos de este problema.

En la atención del servicio de aire están comprendidas muchos elementos, entre ellos los nuevos turbocompresores que están fabricados en medida standard y no como los tradicionales que se fabricaban a medida de las necesidades del cliente; por esto los nuevos turbocompresores cuestan menos que los tradicionales y nos lleva a plantear la mejora de nuestro sistema de suministro de aire así como la cobertura futura.

2.1. CONSUMOS ESPECIFICOS Y COSTOS

Los consumos específicos de la Planta de Fuerza, en función de la cantidad de GMS producido, se presentan en las figuras que siguen.

2.1.1 Vapor de Procesos

En figura a continuación se puede apreciar que el consumo ha estado alrededor de 10 ton de vapor / ton de GMS en las últimas décadas.

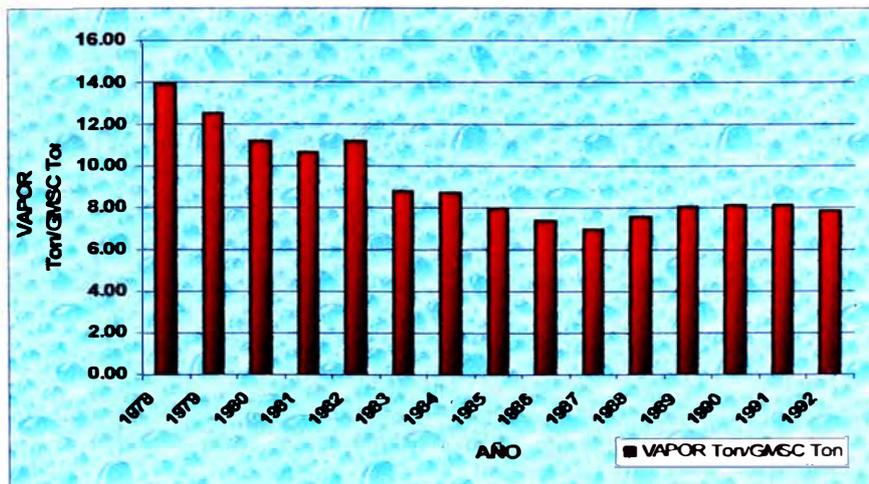


FIGURA N° 2.1 Consumo Especifico de Vapor

2.1.2 Combustible

El cuadro que sigue nos muestra la evolución del consumo específico de combustible Diesel No.6 que es el de mayor incidencia en la producción. Puede notarse que el consumo específico ha oscilado entre 0.55 y 0.57 kl de combustible por Ton de GMS producida.

PETROLEO KL/GMSC Ton		CRECIMIENTO
Año	CONSUMO	TASAS (%)
1978	1.02	
1979	0.95	-6.63%
1980	0.84	-11.32%
1981	0.86	2.32%
1982	0.87	0.58%
1983	0.86	-1.45%
1984	0.78	-8.57%
1985	0.69	-11.49%
1986	0.58	-16.63%
1987	0.55	-4.76%
1988	0.57	4.31%
1989	0.60	4.20%
1990	0.57	-4.11%
1991	0.58	0.78%
1992	0.55	-5.19%

TABLA N° 2.1 *Evolución del Consumo Especifico de Combustible*

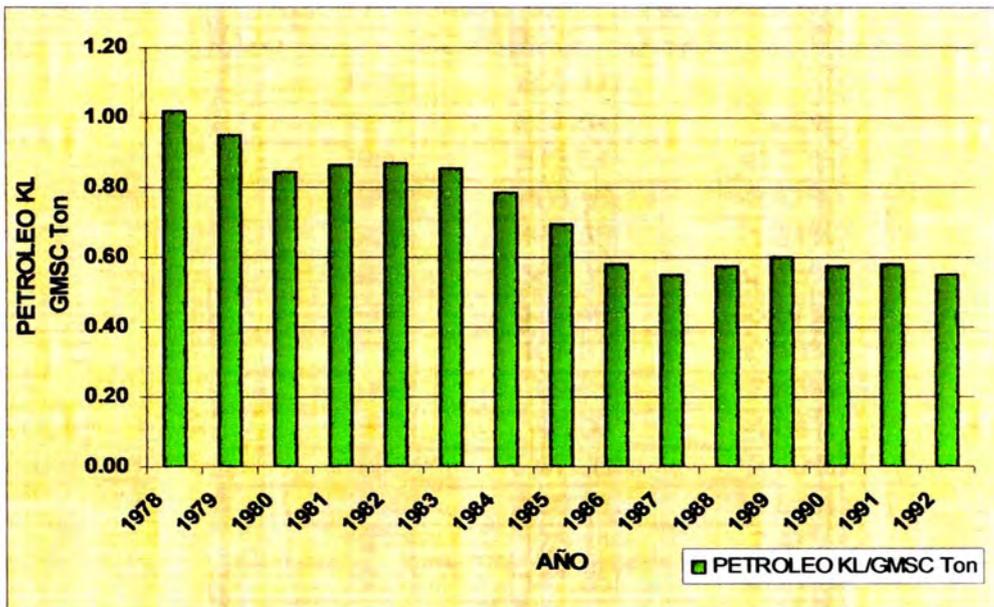


FIGURA N° 2.2 Evolución del Consumo Específico de Combustible

2.1.3 Agua

Los consumos promedio de agua así como la evolución que se ha tenido por unidad de producción se detallan en el cuadro y gráfica que siguen.

Podemos apreciar que a partir de 1982 se produce durante cuatro años consecutivos una drástica caída en nuestro consumo de agua de pozo para estabilizarnos a comienzos de la presente década en alrededor de 100 m³ por Tonelada de GSM producido. Esta situación se debe a que la planta se conecta a la red pública (de costos más baratos) por un lado y a la política de la empresa de manejar mejor los recursos a través de un mayor control.

AGUA m ³ /GMSC Ton		CRECIMIENTO
Año	CONSUMO	TASAS (%)
1978	605.17	
1979	557.64	-7.85%
1980	512.64	-8.07%
1981	498.46	-2.77%
1982	442.56	-11.21%
1983	300.35	-32.13%
1984	154.46	-48.57%
1985	107.87	-30.16%
1986	99.83	-7.45%
1987	95.00	-4.84%
1988	97.38	2.50%
1989	135.24	38.88%
1990	125.14	-7.47%
1991	117.36	-6.21%
1992	122.09	4.03%

TABLA N° 2.2 Evolución del Consumo Específico de Agua de Pozo

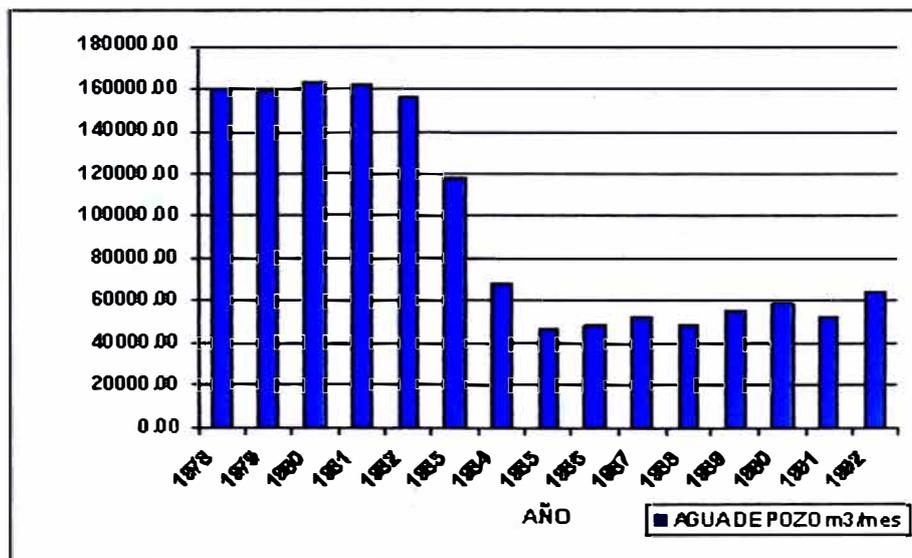


FIGURA N° 2.3 Evolución del Consumo de Agua de Pozo

2.1.4 Electricidad

Los consumos promedio de electricidad así como la evolución que se ha tenido por unidad de producción con sus respectivas tasas de crecimiento se detallan en el cuadro y gráfica que se muestran a continuación.

ELECTRICIDAD Kw-h/GMSC Ton		CRECIMIENTO
Año	CONSUMO	TASAS (%)
1978	4026.58	
1979	3435.91	-14.67%
1980	3246.55	-5.51%
1981	3566.00	9.84%
1982	3263.00	-8.50%
1983	2838.42	-13.01%
1984	2753.75	-2.98%
1985	2585.67	-6.10%
1986	2241.55	-13.31%
1987	2179.33	-2.78%
1988	2246.63	3.09%
1989	2624.82	16.83%
1990	2377.33	-9.43%
1991	2386.27	0.38%
1992	1972.44	-17.34%

TABLA N° 2.3 Evolución del Consumo Especifico Electricidad

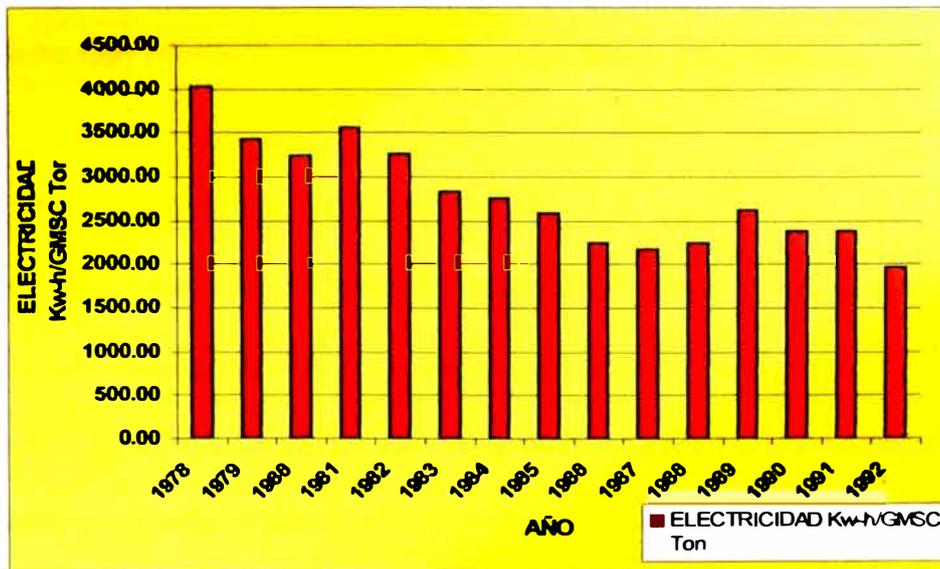


FIGURA N° 2.4 Evolución del Consumo de Electricidad

2.2. REPERCUCION DE LA ENERGIA EN EL COSTO DE PRODUCCION

Los principales costos a los que se enfrenta se derivan de la operación y mantenimiento (O&M) los cuales varían sustancialmente con el tamaño y

numero de nuestras unidades. Así hemos observado que los costos, por utilización de los compresores reciprocantes, resultan excesivamente altos respecto al aire que proporciona el turbocompresor. Las tecnologías existentes en el mercado, por ejemplo compresores tipo tornillo, nos ofrecen menos costos por m³/mint de aire requerido. Las diferencias sustanciales en los costos de la energía para cualquiera de los casos indicados constituyen un componente importante de los costos de producción, unido a que hay otro tipo de razones técnicas como amplio stock de repuestos, servicio técnico y asesoramiento, determinan finalmente el costo por ton de GMS producido.

Los valores numéricos de ahorro de energía, están en el orden del 20% a favor a los compresores tipo tornillo respecto al turbocompresor el que, de por sí, resulta más económico que nuestros compresores reciprocantes.

2.3. SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO

Los compresores se instalan solitarios o en grupos y se dotan de equipo auxiliar y los instrumentos necesarios para su explotación normal.

En la Figura N° 2.5 está dado el esquema de una planta compresora. El equipo principal de esta planta es el compresor con el motor, el separador de aceite los enfriadores y el recipiente (balón de aire). El equipo auxiliar comprende el filtro en el tubo de aspiración del compresor, las válvulas de seguridad y los aparatos de medición y control.

Cada compresor se dota de un recipiente (balón de aire o gas), el destino principal consiste en igualar las fluctuaciones de la presión en los conductos

del aire. Además de esto el recipiente sirve para separar la humedad y los vapores de aceite del gas; con este fin en este se instalan los dispositivos de separación.

Los enfriadores de gas, situados entre las etapas de los compresores, habitualmente son intercambiadores de calor tubulares verticales u horizontales. En las plantas compresoras de pequeño caudal se disponen directamente en el bloque de cilindros del compresor. En las instalaciones de gran caudal los enfriadores se disponen cerca de los compresores como aparatos aislados.

A fin de purificar el aire suministrado por el compresor y para mantener en limpieza la cavidad de paso, en el tubo de aspiración del compresor se coloca un filtro de aire. Antes se empleaban principalmente filtros de tejido. Así mismo, se emplean filtros de aceite, formados por recipientes cerrados de forma cilíndrica o rectangular llenados con material friable (virutas metálicas, anillos de Rashig) mojado en aceite viscoso. El flujo de aire que pasa a través de la capa de tal material, se limpia bien del polvo. El lavado y regeneración del filtro son simples; es seguro en la explotación.

Los separadores de aceite se colocan entre las etapas del compresor detrás de los enfriadores. Su función es eliminar del aire suministrado por el compresor las gotitas suspendidas de aceite, utilizado en la etapa anterior. El funcionamiento de los separadores de aceite esta basado en la expulsión de las partículas de aceite del flujo bajo la influencia de las fuerzas de inercia que surgen al cambiar las direcciones del movimiento del aire. Los separadores de

aceite son de relleno friable, como los filtros de aire, o en forma de aparatos cilíndricos-ciclones.

Las válvulas de seguridad se instalan entre las etapas del compresor entre los enfriadores intermedios y el recipiente. Su función consiste en proteger la instalación contra el aumento excesivo de la presión. Las válvulas de seguridad suelen ser de carga y de resorte.

El sistema de aire de la planta compresora consta de ductos y tuberías de agua de enfriamiento.

Tienen una gran importancia para la explotación correcta de la planta compresora los aparatos de medición y control, según las indicaciones de los cuales se juzga sobre la corrección de funcionamiento de la instalación.

Los manómetros están instalados en los enfriadores intermedios y el recipiente para observar la presión del aire suministrado por el compresor. Para controlar la presión de aceite en el sistema de lubricación se coloca un manómetro en la tubulatura de presión de la bomba de aceite.

La presión de agua de enfriamiento se controla con el manómetro en el colector, del cual se practican conductos de agua a los compresores separados. La presencia de agua de enfriamiento en el sistema de refrigeración se controla obligatoriamente por el vertimiento de agua en los embudos en el colector de evacuación.

Están sujetas a un control obligatorio las temperaturas de aire delante de cada enfriador y detrás de este, y también la temperatura final del gas en la salida

del compresor; se controlan las temperaturas del agua de enfriamiento en el colector y en la salida de las camisas de los cilindros y todos los enfriadores.

En la planta compresora las indicaciones de todos los instrumentos de medición y control de los compresores se transmiten a distancia al tablero central. A este mismo llegan las indicaciones de los instrumentos eléctricos que controlan la potencia consumida por los electromotores de los compresores, así como las indicaciones de los medidores de consumo de los compresores.

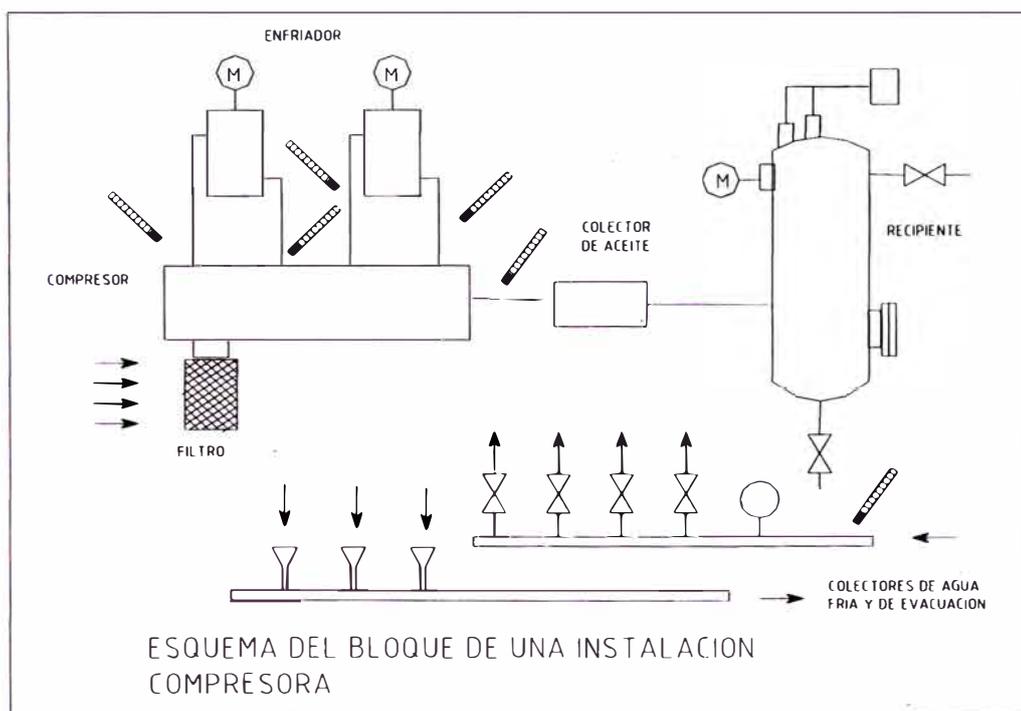


FIGURA N° 2.5 Esquema de la Instalación Compresora

Problemas detectados y esquema del proceso de aire en la planta.

En la planta, específicamente en la sección fuerza, se encontró un problema en el equipo de suministro de aire comprimido. En principio se detectó que el turbocompresor no cogía presión y que presentaba un sonido anormal. Luego

de la inspección se encontró que la razón radicaba en que no había buen funcionamiento de las válvulas de succión y de soplado; por lo que se tuvo que dejar el turbocompresor fuera de servicio para realizar así las respectivas pruebas. Al analizar esta situación en el turbocompresor se encontraron 2 fallas:

- Fuga en la línea de aire para instrumentos; no daba la señal a los controles en el Panel de Mando.
- La válvula check no dejaba pasar aire hacia los instrumentos. La razón era la suciedad, aceite, polvo condensado.

Luego de realizada la revisión se programó hacer el mantenimiento de la válvula check el día en que se tendría un corte de energía eléctrica programado por Electrolima.

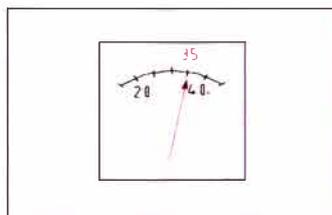
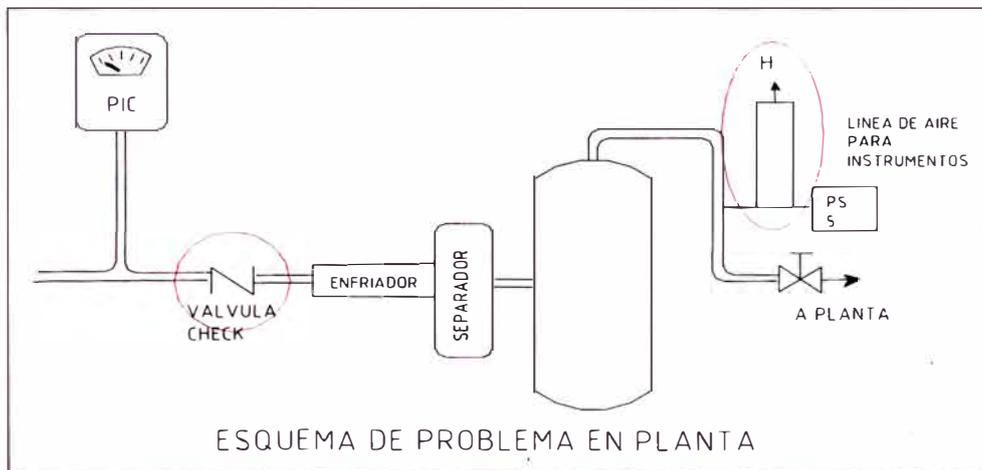


FIGURA N° 2.6 Esquema de un problema de Aire en la Planta

Pruebas realizadas al turbocompresor:

1. Válvula de succión:

Presión del aire Kg/cm ²	Abertura de la válvula %
0.6	50
1.0	100

2. Válvula de soplado

Presión del aire Kg/cm ²	Abertura de la válvula %
0.6	50
1.0	100

3. En operación: 35 lb

Presión del aire Kg/cm ²	P. Pneumatic lb
0.6	7
1.0	15
1.4	25

Foxboro - Model 44 - Pneumatic Transmitter

4. Simulacro Prueba en vacío:

Se coloca V=110V, para probar el circuito.

Mando: electroneumático.

Nota: Brown Boverly (OFF), sin voltaje.

Disyuntor OFF.

2.4. ATENCION DE REQUERIMIENTOS DE AIRE COMPRIMIDO

El aire comprimido requerido por la planta, como ya se indico, es cubierto por compresores de desplazamiento positivo de dos tipos:

- Compresores Reciprocantes (03 de 30 m³/mint c/u)
- Compresor rotativo, Turbocompresor (01 de 150 m³/mint)

2.5. DESCRIPCION DE LOS SISTEMAS AIRE EXISTENTES

2.5.1. Compresores Reciprocantes

Hace alrededor de 30 años que están funcionando en nuestra planta. Tiene un costo mayor (35% mas) que los turbocompresores; actualmente el único avance significativo ha sido el de los anillos de teflón para evitar la lubricación.

Los turbocompresores presentan el inconveniente de ser muy voluminosos y requerir un gran mantenimiento; pero la firma JOY continúa fabricándolos y proporcionando los repuestos y modelos de hasta 4 cabezales en doble con producción de hasta 45000 PSI

Principio de Operación del Compresor Centrifugo

El principio de la operación del compresor WN112 de dos etapas de compresión con refrigeración intermedia (la operación del compresor W N 112-M es de una etapa de compresión por medio de dos cilindros.)

En esta unidad el aire es comprimido a la presión deseada de descarga en dos etapas distintas, absorbiendo aproximadamente la mitad del total requerido de potencia.

El aire es impelido al través de un filtro de baño de aceite en la primera etapa (baja presión) por acción del pistón de la primera etapa.

Aquí es comprimida a una presión intermedia (presión de enfriamiento) y luego descargada al sistema de enfriamiento. Luego el agua de enfriamiento que fluye a través de los tubos de pequeño diámetro en la dirección opuesta de la entrada de aire caliente disipa parcialmente el calor de la compresión. Del sistema de enfriamiento el aire penetra en el cilindro de la segunda etapa (alta presión) de donde es comprimido a la presión de descarga. Luego es pasado al sistema de enfriamiento posterior, en caso de no usarse será conducido al tanque de uso diario.

En la figura N° 2.7 se ilustra esquemáticamente el flujo de aire a través del compresor y sus componentes.

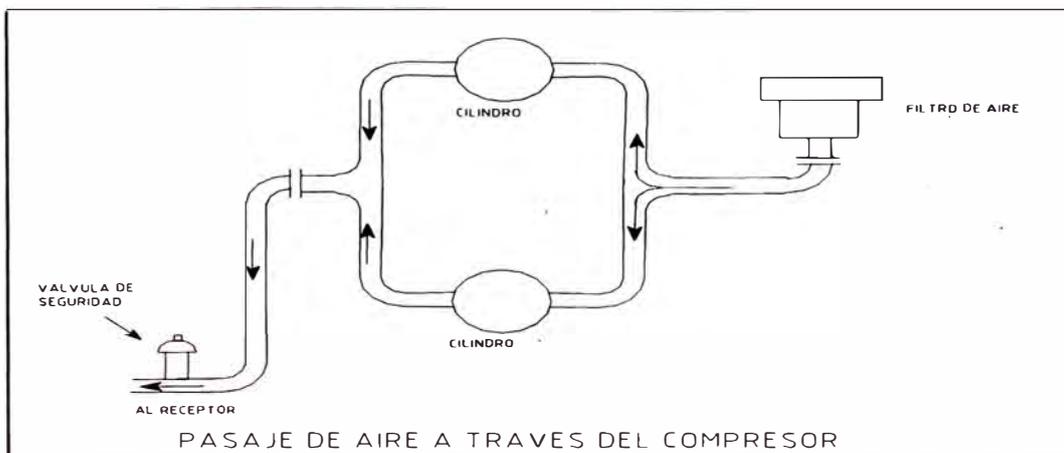


FIGURA N° 2.7 Esquema de Flujo de Aire de la Instalación Compresora

Sistema de enfriamiento

El sistema de enfriamiento del WN 112, consiste en una jaula de tubos de cobre desarmable encerrada por una cubierta de acero cilíndrica (enfriador del tipo coraza y tubos). La jaula de tubos de cobre es expandida dentro de los cabezales en cada término. Un término de la jaula de tubos está sujeta en forma estacionaria en su cabezal dentro de la cubierta y envoltura final, mientras que el otro término es dejado en libertad para moverse con ligera expansión y contracción de los tubos. Alternadamente la posición de las guías es espaciadas en la jaula de tubos para dirigir el flujo de aire a través de los mismos en la manera más eficiente.

El agua de enfriamiento penetra en el sistema al través de la jaula de tubos en el final de la entrada de aire y es pasada al término opuesto por tres tubos de la jaula. En este término el agua penetra a un cabezal que la retorna de vuelta al través del resto de los tubos.

Con el agua fría entrando eficientemente en los tubos en el punto en que el aire frío abandona el sistema, una gran eficiencia de enfriamiento está asegurada.

Condensadores de trampa

Cuando el aire está pasando al través del sistema de enfriamiento es enfriado, la acción de este logra que la humedad se precipite. Para recobrar y eliminar el agua, antes de ésta caiga dentro de los cilindros de alta presión se utiliza unas trampas automáticas.

La humedad penetra por la entrada, según se indica por la flecha, así pues, levantando el nivel del agua en el cuerpo de la trampa hasta que alcanza el límite superior, el nivel del agua mientras tanto se ha elevado y mantiene la válvula cerrada contra su asiento. Cuando el nivel del agua se ha elevado suficientemente, la presión de flotabilidad sobreviene. Esto origina el flotador abra la válvula. La trampa descarga entonces el condensador hasta que el nivel del agua de la parte superior del cuerpo desciende hasta un límite en que la menor presión de flotabilidad haga descender el flotador, y así cerrar la válvula nuevamente.

Control

Para igualar el rendimiento del compresor con la DEMANDA de compresión de aire comprimido y mantenerla presión deseada dentro del receptáculo de aire y líneas de servicio, se requiere de un sistema de control de compresión. Normalmente la operación de compresión es controlada por la regulación de la válvula de entrada.

Esto se logra descargando el compresor, sosteniendo las válvulas de entrada abiertas durante el período de descarga, previniendo en esta forma la compresión de aire.

Este equipo de descarga consiste en una jaula de válvulas diafragma, cubierta de diafragma, botón de diafragma, guía de resorte y horquilla. Estas se encuentran arriba de cada equipo de válvulas de entrada para que los dedos de la horquilla sean los justos para tocar las válvulas (cerca de 0.8mm.) Cuando el compresor se está cargando las hornillas de descarga no deben establecer

contacto con las válvulas, para que así las válvulas estén libres de funcionar, y la compresión de aire sea lograda.

Cuando la presión de descarga deseada es obtenida en el receptáculo de aire ésta es liberada por medio de una válvula de descarga magnética ó válvula piloto mecánica a la válvula de entrada del equipo de descarga.

De este modo la presión de descarga predetermina el receptáculo de aire se levanta contra el diafragma de cada válvula de entrada de descarga que a su vez impele los dedos la horquilla de descarga contra las válvulas de entrada, manteniéndolas abiertas durante el período de descarga. El aire de entrada que normalmente es comprimido, en la carrera de compresión, es repelida.

Válvula magnética de descarga

La descarga magnética consta de una válvula solenoide de operación de tres vías montada en la parte posterior del panel de control y es operada eléctricamente por una llave de mercurio a presión. Estas conexiones de tubería son identificadas por las letras "A" "B" y "C".

Donde "A" es entubado ó conectado a la descarga (S), "B" es un respiradero a la atmósfera, mientras que "C" está conectado al receptáculo de presión. Cuando el solenoide está descargado el pasaje del flujo está entre las conexiones "A" y "C" con la tronera "B" cerrada. Cuando está excitado, el pasaje del flujo entra las troneras "A" y "B" cerrado.

Llave de presión de mercurio

La llave de presión de Mercurio está montada al frente del panel de control.

La llave consiste en una cámara sellada del tipo "BOURDON" y una llave regulable de mercurio cargada a un resorte.

El tubo de "BOURDON" está conectado al receptáculo de aire por medio de una tubería de cobre. Al levantarse la presión del receptáculo de aire, el Tubo Bourdon se expande. A la presión indicada por el puntero superior de la cara del dial calibrado, una palanca conectada entre el tubo y la llave de Mercurio hace que esta salte.

Esto interrumpe el circuito eléctrico del sistema de control lo que da por resultado la descarga del compresor.

Como la presión del aire del receptáculo al ser usada cae al no ser reemplazada, el tubo "BOURDON" se contrae. A la presión indicada por el puntero inferior de la cara dial calibrado, la palanca causa que la llave de mercurio regrese a su posición original.

Esto completa el circuito eléctrico del sistema de control, lo que da por resultado la carga del compresor. Las llaves de presión normalmente suministradas tienen un mínimo de diferencia de 0.7 Kg/cm^2 .

Llave de transferencia

La llave de transferencia está localizada en el frente del panel de control y es empleada para conectar la llave de presión de mercurio. Cuando indique la posición "OFF" el compresor funcionará descargado. En la posición "ON" el circuito eléctrico está cerrado respecto a la llave de presión hasta que el término de la conexión del solenoide la válvula magnética sea activado resultando en la carga del compresor.

La llave de transferencia debe estar en la posición "OFF" durante el momento de arranque. Esto es para permitir la derivación de la llave protectora de la presión de aceite para que así ésta pueda armar y cerrar el circuito.

Las posiciones (1) y (2) de la llave de transferencia son empleadas para equilibrar el tiempo que cada lado de unidad lleva la carga básica. En la posición (1) los cilindros descargan del lado de la mano izquierda de la unidad a la mano derecha de la misma. En la posición (2) la descarga tiene lugar de derecha a izquierda. Para que la descarga de operación se distribuya igualmente en todas sus partes, se recomienda que la posición de la llave de transferencia sea invertida semanalmente.

Válvula piloto mecánica

La válvula Piloto mecánica es el centro de un sistema de control de velocidad constante. Se entiende por "velocidad constante" que el compresor funcione continuamente mientras esté cargado y descargado, dentro de los límites de la válvula piloto.

Existen tres conexiones de tubo a la válvula piloto: la primera "C" del receptáculo (control de presión), la segunda "A" de las descargas y la tercera "B" del grifo de tres vías ó pasos.

En funcionamiento cuando el control (receptáculo) de la presión alcanza un máximo la presión del aire en el pistón (3) vence la tensión del resorte (6) y la válvula del piloto se abre. Esto permite a la presión de aire pasar directamente a las descargas de la válvula de entrada permitiendo así la descarga del compresor.

Cuando el control de la presión llega a su límite más bajo la válvula piloto se cierra. Las válvulas de entrada vuelven a su posición normal y el compresor “carga”.

El aumento del área del pistón entre “A” y “B” obliga abrir la válvula piloto o cerrar con un chasquido al límite de ajuste determinada. El operador se familiarizará con la operación y regulación de esta válvula piloto.

El tornillo de regulación de operación de la presión (9) indica la presión a la cual el compresor debe descargarse. Hágase girar este tornillo en el sentido del reloj, para aumentar la presión de descarga ó a la inversa para disminuir la presión de descarga. Después que haya sido regulado este tornillo, fijese en la posición en que está ajustando la tuerca de seguridad, contra la caja de resorte.

La diferencia de presión (diferencia de presión entre la carga y descarga) se logra por las laynas de regulación (1) la diferencia normal es aproximadamente 0.2 Kg.cm^2 , la diferencia aumenta quitando laynas y se disminuye aumentándolas.

Llave de transferencia

La llave de transferencia se encuentra frente al panel de control y esta conectada directamente con la llave de tres vías. Cuando esta llave está en posición de arranque o pare a la válvula de tres vías se le da vuelta a la izquierda y el pasaje del flujo se realiza entre las conexiones “A” y “B” con una parte cerrada de “B” lo que resulta la descarga del compresor cuando está en posición de funcionamiento la válvula de tres vías se voltea a la derecha

y el pasaje del flujo se realiza entre las partes “A” y “B” con la parte “C” cerrada, resultando el compresor cargado. Ya que prevalece una presión baja de aceite al arrancar la máquina la llave de transferencia está también enlazada a la llave limitadora conectando su circuito de cerrar, lo que permite operar la máquina mientras se levanta la presión del aceite, hasta que se cierra automáticamente el circuito de retención.

Para arrancar la unidad hay que colocar la llave de transferencia en posición de arranque o pare la que simultáneamente opera su leva y palanca de la llave de límite para conectar el circuito.

Regulación de la válvula de entrada

La regulación de la válvula de entrada es un método que controla la potencia útil, esto se logra descargando el compresor por medio de las válvulas de entrada. Con la regulación de la válvula de entrada está combinada íntegramente con un equipo de descarga el que consiste de un equipo de válvulas, casquete del diafragma, diafragma, botón del diafragma, resorte y horquilla. El botón del diafragma y horquilla son asegurados juntos por medio de un perno “A”. El botón del diafragma puede deslizarse en la caja de válvulas. Normalmente la tensión del resorte mantiene afuera la horquilla de las válvulas de entrada. Este equipo completo de descarga está situado encima del conjunto de válvulas de entrada, para que así los dedos de la horquilla no toquen las válvulas (cerca de 0.8mm). Normalmente la horquilla está en esta posición para que así libre de operar y la compresión sea lograda. Ya que la presión terminal se ha logrado en el receptáculo ésta es liberada al través de

una válvula magnética de descarga ó una válvula piloto en el equipo de descarga de la válvula de entrada logrando así que levante la presión contra el diafragma y empuje los dedos de la horquilla contra la válvula de entrada, manteniéndolas abiertas durante el período de descarga.

El aire de entrada es comprimido en la carrera de compresión, luego es empujado de regreso en las válvulas de entrada de aire, produciendo así la acción de descarga.

Válvula de entrada

Regulación de la válvula de entrada con control de paso, es un sistema designado para controlar el aumento ó disminución de la potencia neta del compresor en escalones, representando cada uno un porcentaje de la capacidad de la potencia neta del compresor.

La razón para control por medio de este sistema es de proveer de un medio (cuando las condiciones lo, justifiquen) más exacto de coordinar la potencia neta del compresor con la demanda de aire. La potencia neta varía de acuerdo con el aumento ó disminución de aire. Durante el período de operación solamente la mitad del compresor (50% de la capacidad de la plena potencia neta) es utilizado para mantener la presión deseada. El número de pasos ó etapas disponibles depende de los arreglos específicos del cilindro y de las condiciones de servicio.

Sujeto al arreglo del control la potencia neta del compresor debe ser regulada por dos ó tres pasos de control de la válvula de entrada.

Cuando se usa arreglo del control de dos pasos todos los descargadores de válvula de entrada (todas las cabezas de cilindro) son armados juntos y conectados a una línea de control simple. Esta línea de control regula la potencia neta de la unidad ó en dos pasos ó etapas.

Con el paso 1, la unidad se descarga y 0% de la potencia neta es obtenida.

Con el paso 2 la unidad completa se carga y 100% de la potencia neta es obtenida.

El arreglo del control de los tres pasos difiere del de 2 pasos en que dos líneas de control son necesarios en lugar de uno.

Los descargadores de la válvula de entrada de una culata de la mano derecha (L.P.) son conectados a los descargadores de una culata de la mano derecha. Esta combinación de culatas son luego entubadas a una de las dos líneas de control.

Con el paso 1 la unidad se descarga y 0% de potencia neta se logra.

Con el paso 2 la mitad del compresor es cargada mientras que la otra mitad se descarga logrando un 50% de potencia neta mientras se termina el 50%.

Con el paso 3 la unidad completa se descarga y 100% de la potencia neta del compresor es alcanzada.

2.5.2. Turbocompresores

La planta cuenta con un turbocompresor marca JOY Japonés de 150 m³/min de capacidad que posee las siguientes características:

Sistema Standard de control digital

El sistema de controladores QUAD II con microprocesadores capaces de dirigirse a una memoria 64k son los que automáticamente controlan la operación del compresor para una máxima eficiencia de consumo de energía, y se adapta a las características específicas del sistema de aire comprimido requerido.

Además de su función de control el QUAD II supervisa toda la gama de operaciones con relación a los parámetros. En caso de que existan condiciones anormales es capaz de activar alarmas y proveer una exposición visual para identificar el problema. Los compresores centrífugos son diseñados para una operación confiable a largo plazo, con un mantenimiento mínimo. Por su puesto toda maquina requiere de inspecciones periódicas y mantenimiento rutinario. Por lo tanto, JOY ha hecho que estas áreas que necesitan mantenimiento sean extremadamente fáciles de alcanzar.

Los impulsores son inspeccionados simplemente removiendo un tramo de tubería. Los interenfriadores son del tipo "inundado", para simplificar su limpieza y son removibles sin necesidad de tocar la unidad compresora. La simplicidad del diseño contribuye a la confiabilidad y eficiencia de la operación.

En cuanto a su proceso de manufactura, equipos, o instrumentación requieren aire comprimido 100% libre de aceite, la única alternativa es un compresor que no utilice nada de aceite en el ciclo de compresión.

La razón es simple. Una vez que el aire y aceite entran en contacto, no hay sistema de filtración y separación que pueda eliminar totalmente el último vestigio de lubricante. Un compresor centrífugo, que por diseño es libre de aceite, soluciona este problema libre y económicamente. No hay contacto directo entre los elementos que comprimen el aire, por lo tanto, no hace falta lubricantes para reducir la fricción. Los compresores centrífugos ofrecen otras ventajas además de su operación libre de aceite. Su alta eficiencia, larga vida y bajo mantenimiento son bien conocidos. A su vez son diseñados con sentido común, ya que son accesibles para un fácil mantenimiento. Por lo tanto, lo único que se tiene que hacer es colocar el turbocompresor sobre un piso standard de fábrica y conectarlo al agua y electricidad. Presentan un sistema de regulación dentro de un amplio rango de velocidades.

Sistema del control de cierre total

El control de cierre total mantiene la presión del aire para proceso entre dos presiones pre determinadas y conserva la operación del compresor dentro de un rango de operación estable.

Control de cierre total

Las fluctuaciones de carga al compresor son automáticamente satisfechas dentro de ciertos límites por las variables características de flujo y presión del compresor. El control de cierre total permite operar al compresor en condiciones de carga máxima entre dos puntos pre

determinados de presiones de acuerdo a los requerimientos de demanda del proceso. Normalmente, cuando no hay cambios bruscos en la demanda del proceso, el set point para la máxima presión es regulado justo dentro del rango de operación estable del compresor. Si hay grandes cambios de carga es recomendable que el set point para la máxima presión sea determinado 5 a 10 psig debajo de la presión de vibración por contrapresión. Las características de las tuberías y del acumulador de aire tendrán algunas influencias para definir la regulación a cada proceso en particular.

A medida que la presión del proceso aumenta, el punto de máxima presión regulada se alcanza eventualmente. En este punto alcanzara un switch de presión para poner en descarga el compresor.

El switch de presión actúa sobre las válvulas solenoides de 3 pasos, uno de ellos descarga la presión de la línea de aire que va al accionador de la válvula de soplado y sobre la otra válvula solenoide que actúa sobre el accionador de la válvula mariposa de succión.

En el caso en que la demanda del proceso tenga una gran reducción, el compresor tiene la oportunidad de trabajar en "descarga total". Esto proviene del efecto de una total abertura de la válvula de soplado y del giro de la válvula mariposa de succión desde su máxima apertura de 90° paralela a la tubería de succión a una apertura mínima de 7°. En esta condición de descarga total (cierre total), el compresor esta

operando estrangulando al vacío y tendrá como resultado un caballaje sin carga de unos 10 a 15%.

Como la presión de descarga del compresor caerá durante la no carga del compresor, la válvula check de la descarga se cerrará para aislar el compresor del proceso. El aire comprimido residual de las tuberías o del acumulador abastecerá por lo tanto el aire requerido para el proceso hasta que el punto pre fijado de mínima presión es alcanzado.

En este punto el switch de presión actúa sobre las válvulas solenoides de 3 pasos poniendo “en carga” al compresor, presurizando la línea de aire que va al accionador de la válvula mariposa de succión y al accionador de la válvula de soplado.

El compresor seguirá abasteciendo exactamente los requerimientos de aire para el proceso y no repetirá el ciclo de “descarga- carga” durante todo el tiempo en que la demanda se encuentre entre los puntos predeterminados de presión máxima y mínima según la curva de características del compresor.

Sistema del control de sobrecarga del motor

El control de sobrecarga del motor previene de excesiva carga al compresor que puede ocasionar una parada imprevista y/o un daño en el motor.

Control de sobrecarga del motor

Esta dado por una carga excesiva en el compresor, en la mayoría de casos es originada por el “punto de corte de diseño” de la operación.

El control de sobrecarga del motor detecta la carga del motor y cuando entra en sobrecarga envía una señal a la válvula mariposa de succión del compresor para disminuir la apertura de dicha válvula y por lo tanto reducir la carga del motor retornándolo a un límite de carga predeterminado.

El control de sobrecarga del motor se basa en detectar el amperaje del motor. Un transformador de corriente ubicado en el panel arrancador del motor detecta el amperaje del motor como una función de carga y enviar una señal de C.A. a una resistencia de sobrecarga. Esta resistencia esta diseñada para producir una señal de C.A. de 3V a una carga de 100% y una C.A. de 3.3V a una carga de 110%.

La señal de 3 a 3.3 V de C.A. es enviada a un controlador limitador de carga, quien a su vez transmite una señal inversa y proporcional de 16 a 0 V C.D. hacia un transductor electroneumático.

Este transductor convierte la señal de 16 a 0 V D.C. a una señal neumática proporcional de 15 a 3 psig para disminuir la apertura de la válvula mariposa de succión y por lo tanto disminuye la carga del motor retornándolo a un limite de carga predeterminado.

Descripción y operación del sistema de control de presión constante

El objetivo del sistema de control de presión constante es el de mantener una presión constante en la carga del compresor. Si el transmisor de presión detecta la presión de descarga del compresor transmite una señal neumática de 3 a 15 psig al controlador de presión.

Esta señal es proporcional a la presión de descarga y es de 3 psig cuando la presión de descarga es cero y es de 15 psig cuando esta al máximo de la escala indicadora del controlador; el controlador envía una señal neumática de 3 a 15 psig al posicionador de la válvula ubicado a la entrada de la válvula mariposa de succión, el cual esta preparado para cerrarse con una señal de 3 psig y abrirse con una señal de 15 psig. El set point (punto de control) del controlador de presión es determinado a una presión de descarga de diseño debido a las características de operación del compresor.

A medida de que la demanda del flujo en el proceso decrece, la presión de descarga del compresor aumentara. Esto ocasionara un aumento en la señal desde el transmisor de presión y disminuirá la señal de salida del controlador de presión hacia la válvula mariposa de succión. La válvula mariposa se cerrara lo suficiente para hacer que la presión de descarga retorne al valor del punto de control (set point).

Cuando se usa un posicionador en la válvula mariposa de succión, un elemento mecánico de retroalimentación asegura la correcta posición de la válvula de la mejor forma recurriendo a los valores de las señales de presión.

Descripción y operación del control de sobrecarga

El propósito del control de sobrecarga es el de prevenir sobrecargas durante periodos de baja demanda de flujo. Un elemento sensor de flujo esta instalado en la tubería de descarga del compresor o en la

etapa final de la entrada. El transmisor de flujo toma la lectura diferencial del elemento sensor y transmite una señal neumática de 3 a 15 psig al control de flujo. Esta señal es proporcional a la lectura diferencial y es de 3 psig para un flujo nulo y es de 15 psig para la máxima indicación de flujo del control. El control transmite una señal neumática de 3 a 15 psig al posicionador de la válvula o al sobrealimentador de volumen en la válvula de alivio la cual esta ajustada para que se abra completamente a una señal de 3 psig y cerrarse a una señal de 15 psig. El punto de referencia de control se sitúa ligeramente arriba del flujo de oleaje, el cual se determina oleando el compresor.

Cuando el flujo del sistema esta por encima del punto de referencia de oleaje, la válvula de alivio permanecerá cerrada. Cuando el flujo del sistema decrece al punto de referencia, la válvula de alivio empieza a abrirse para mantener el flujo del compresor en el punto de referencia. Cuando la demanda de flujo en el sistema continua decreciendo, la válvula de alivio se abrirá, hasta que a una demanda nula de flujo, toda la capacidad del compresor es revertida al exterior por medio de la válvula de alivio.

La válvula de alivio empezara a cerrarse cuando se presente un incremento en la demanda de flujo del sistema. La válvula se cerrara completamente cuando el flujo del sistema llega al punto de referencia. Cuando se usa un posicionador en la válvula de alivio, un retroalimentador mecánico asegura el posicionamiento correcto de la

válvula tanto para el valor inicial como para los valores de señal de presión que se presenten.

Descripción y operación del control de “surge”

El objetivo del control del Surge es proteger al compresor de la vibración o cavitación por contrapresión durante los momentos de bajo flujo de demanda. Un elemento detector de flujo esta instalado en la tubería de descarga. El transmisor de flujo toma la lectura diferencial del detector y transmite una señal neumática de 3 a 15 psig al controlador de flujo. Esta señal es proporcional a la lectura diferencial, siendo de 3 psig cuando el flujo es cero y es de 15 psig a la máxima indicación de la escala del controlador. Este controlador de flujo envía una señal neumática de 3 a 15 psig al posicionador de la válvula de soplado, el cual esta preparado para cerrarse con una señal de 3 psig y abrirse a una señal de 15 psig.

El set point en el controlador de flujo se ubica ligeramente sobre el “Flujo de Surge”, el cual es determinado o ubicado haciendo entrar en surge al compresor. (El set point es la base de la temporización del sistema para permitir abrir la válvula de soplado y precaverse del surge)

Cuando mayor es la demanda del flujo en el proceso sobre el set point del surge, la válvula de soplado permanecerá cerrado. Cuando el flujo del proceso baja hacia el valor del set point, la válvula de soplado

comenzara a abrirse para mantener el flujo del compresor en el set point.

Si el flujo en la demanda del proceso sigue bajando, la válvula de soplado se abrirá plenamente, y a una demanda de cero, la total capacidad del compresor es venteado a la atmósfera a través de la válvula de soplado.

La válvula de soplado empezara a cerrarse al ocurrir un aumento en la demanda del proceso. La válvula de soplado se cerrara plenamente cuando el flujo de demanda de proceso supere los valores del set point. Cuando se usa un posicionador en la válvula de soplado, un elemento mecánico de retroalimentación asegura la correcta posición original recurriendo a los valores de las señales de presión.

Sistema de lubricación

El sistema de lubricación posee un suministro constante de aceite filtrado y enfriado a los cojinetes del compresor y al rociador del engranaje. El registro de las lecturas de la temperatura y la presión del aceite debe formar parte del procedimiento de inspección normal, de tal forma que pueda evaluarse el efecto sobre el aceite de las condiciones de operación del compresor, previniendo así de posibles problemas.

Descripción

La bomba de aceite principal puede ser impulsada de varias maneras por una extensión del eje del motor del compresor, por un motor eléctrico separado, o por una turbina de vapor.

En el sistema de lubricación se incluye también un depósito de aceite (con un tiempo de retención mínimo de cinco minutos), un enfriador de aceite, un filtro de aceite de flujo completo (10 micrones), un regulador de presión la tubería para el aceite y las válvulas, interruptores de seguridad e indicadores necesarios. El sistema de lubricación del compresor puede ser diseñado para que le sirva también al motor.

Operación

Durante una operación normal el aceite es succionado del depósito por la bomba de aceite principal. Con una válvula de retención se evita que el aceite sea regresado al depósito por la bomba auxiliar. Otra válvula de retención bloquea el flujo de aceite a través de la bomba principal, cuando la bomba auxiliar se encuentra en operación. El agua fría que fluye por el enfriador de aceite le quita el calor al aceite. La temperatura de operación del aceite es mantenida controlando el flujo de agua. El aceite es limpiado en el filtro. La temperatura y la presión del aceite son indicadas en los medidores que supervisan a operación de sistema. La presión adecuada de operación es mantenida por medio

de un regulador de presión que devuelve el exceso de aceite al depósito. Esta regulación de la presión se hace antes que el aceite entre a la caja de engranajes del compresor. El aceite entra luego al colector múltiple de la caja de engranajes del compresor, y es distribuido por medio de los pasajes del aceite, a los cojinetes de empuje y a las chumaceras. El aceite también es distribuido a las boquillas que están situadas para dirigir un rociado constante de aceite hacia los puntos de engrane de los engranajes.

En caso de que un mal funcionamiento cause una pérdida de presión del aceite, el interruptor de baja presión del aceite actúa para activar una alarma y arrancar la bomba auxiliar. La bomba principal recupera la presión normal del aceite. El compresor continúa en operación. Una disminución constante en la presión del aceite activa un segundo interruptor de baja presión del aceite que para automáticamente el motor del compresor. Características de operación del sistema de lubricación

- Temperatura mínima del aceite antes de arranque.... 70F=20°C.
- Temperatura de operación en el depósito de aceite... 140 a 150 F=65°C.
- Temperatura normal de operación en la entrada de la caja de engranajes. 100 a 130F= 55°C.
- Presión normal de operación en la entrada de la caja de engranajes. 20 psig = 1,5kg.

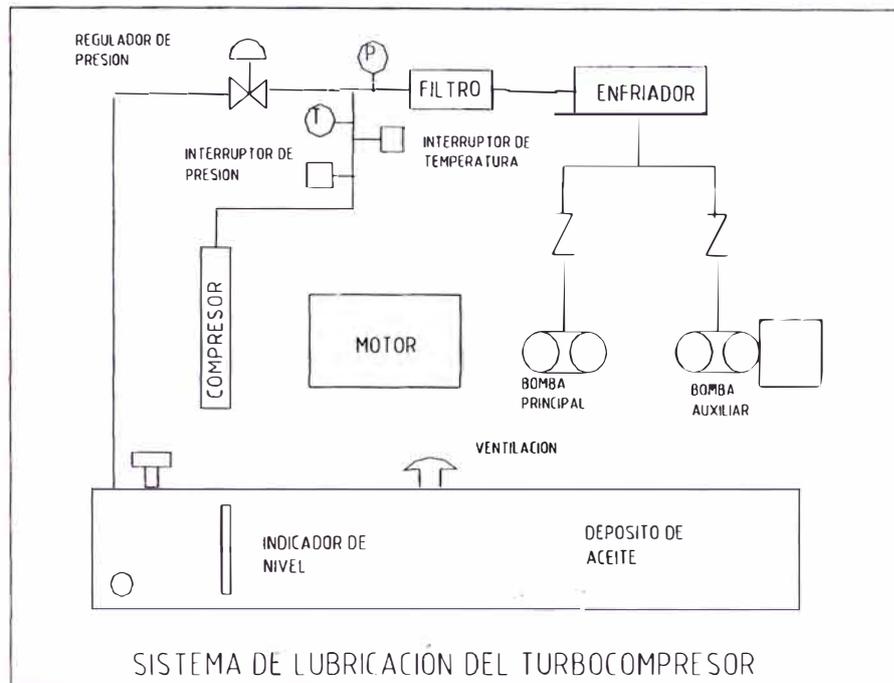


FIGURA N° 2.8 Sistema de Lubricación

Inspección periódica y pruebas

Deben tomarse muestras de aceite y comprobar la consistencia del aceite y la ausencia de contaminantes, cada tres meses durante el primer año de funcionamiento, y posteriormente cada seis meses. Pueden necesitarse pruebas más frecuentes según las condiciones locales.

Mantenimiento

Esta sección comprende instrucciones de inspección completa, mantenimiento preventivo, desmontaje y montaje para los compresores centrífugos de engranajes, multietapa JOY (MSG).

Inspección y mantenimiento preventivo

Inmediatamente después de poner el compresor en funcionamiento se debe usar una rutina de inspección y mantenimiento preventivo.

Plan de Inspección

DIARIAMENTE	
Conjunto o pieza	Inspección
Caja de engranajes	<ol style="list-style-type: none">1. Comprobar:<ol style="list-style-type: none">a. Vibración o ruidos extrañosb. Alta temperatura de los cojinetesc. Baja presión del aceited. Perdidas de aceitee. Cables eléctricos desgastados o razgadosf. Manómetros de presión o temperatura averiadosg. Pernos de montaje sueltosh. Fallos en los sistemas eyector de aire2. Limpiar toda la suciedad acumulada.
Volutas del compresor, tuberías e impulsores	<ol style="list-style-type: none">1. Comprobar:<ol style="list-style-type: none">a. Vibración o ruidos extrañosb. Perdidas de gas (o aire) en el sistemac. Manómetros e interruptores2. limpiar toda la suciedad acumulada
Refrigeradores intermedios y refrigerador posterior	<ol style="list-style-type: none">1. Comprobar:<ol style="list-style-type: none">a. Perdidas de gas (o aire) en el sistemab. Perdidas de agua de refrigeraciónc. Alta temperatura del agua de refrigeraciónd. Termómetros de agua de refrigeración averiadose. Pernos de encaje flojos

	<ul style="list-style-type: none"> f. Funcionamiento defectuoso de las trampas de condensación 2. limpiar toda la suciedad acumulada
Sistema de lubricación	<ul style="list-style-type: none"> 1. comprobar <ul style="list-style-type: none"> a. nivel bajo en el deposito b. baja presión del aceite c. alta temperatura del aceite d. perdidas de aceite e. manómetros e interruptores averiados f. cables eléctricos pelados o gastados g. perdidas de agua de refrigeración h. pernos de montaje o de anclaje flojos 2. Limpiar toda la suciedad acumulada 3. Comprobar el nivel de aceite en engrasador automático de corriente de aire.

Motor o turbina de accionamiento del compresor	<ul style="list-style-type: none"> 1. Comprobar: <ul style="list-style-type: none"> a. funcionamiento errático y ruidoso b. cables eléctricos pelados o gastados c. interruptores de sobre velocidad y de disparo 2. pernos de montaje o anclaje flojos Limpiar toda la suciedad acumulada 3. inspeccionar el motor (o turbina) de acuerdo con las instrucciones
--	---

MENSUALMENTE

Sistema de lubricación	<ul style="list-style-type: none"> 1. Comprobar <ul style="list-style-type: none"> a. agua o ácido en el aceite b. filtro de aceite sucio u obstruido 2. Probar el motor de aire de la bomba auxiliar. Poner el motor de aire en funcionamiento durante un breve periodo para eliminar la condensación
------------------------	---

ANUALMENTE

Caja de engranajes	<ul style="list-style-type: none"> 1. inspeccionar los cojinetes axiales y los de bancada en cuanto a signos de desgaste 2. comprobar la tolerancia axial de los cojinetes
--------------------	--

	<ol style="list-style-type: none"> 3. inspeccionar el piñón principal y los restantes piñones en cuanto a signos de desgaste y dientes agrietados o rotos 4. inspeccionar los flancos del eje de los piñones en cuanto a signos de desgaste 5. comprobar la tolerancia axial entre los flancos del eje de los piñones y el engranaje principal 6. inspeccionar los retenes de aceite en cuanto a signos de rozamiento
--	---

Se recomienda que los manómetros y termómetros sean inspeccionados y calibrados a intervalos de 6 meses. Sin embargo, si las condiciones lo permiten, el periodo entre inspecciones puede ser superior a seis meses, pero en ningún caso deben superar un año.

<p>Volutas del compresor, tuberías e impulsores</p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. inspeccionar impulsores y volutas en cuanto a signos de desgaste, rozamiento y grietas 2. comprobar la tolerancia entre impulsores y volutas 3. comprobar los pares de apriete de las tuercas de los impulsores 4. inspeccionar los retenes del laberinto en cuanto a signos de rozamiento 5. limpiar los impulsores con un cepillo de alambre para eliminar los depósitos de materia extraña que pueden ocasionar un desequilibrado de los impulsores
<p>Refrigeradores intermedios y refrigerador posterior</p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. Inspeccionar los tubos de los refrigeradores intermedios. Limpiar con cepillo rotativo. Limpiar las aletas del lado de aire (o gas) con aire o vapor según sea necesario, para eliminar los depósitos de materia extraña 2. Comprobar el agua de refrigeración respecto a excesiva concentración de productos químicos de tratamiento.
<p>Sistema de lubricación</p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. purgar, lavar y volver a llenar con aceite nuevo 2. Inspeccionar el mazo de tubos del

	refrigerador de aceite. Limpiar tanto los de aceite como los de agua.
Motor o turbina de accionamiento del compresor	<ol style="list-style-type: none">1. inspeccionar el motor (o turbina) de acuerdo con las instrucciones del fabricante2. inspeccionar el acoplamiento principal de transmisión en cuanto a signos de desgaste3. Comprobar la alineación del acoplamiento principal. Desmontar espaciador de acoplamiento y comprobar la alineación con dial indicador
Manómetros de aceite	<ol style="list-style-type: none">1. instalar una T y comprobar el manómetro entre este y su grifo de purga, para calibrarlo
Termómetro de aceite	<ol style="list-style-type: none">1. Desmontar el termómetro del sistema de tuberías de aceite y sumergir el sensor en líquido cuya temperatura sea conocida, para calibrar el termómetro.
Termómetro del aire	<ol style="list-style-type: none">1. Desmontar el termómetro de la admisión del compresor y sumergir el sensor en líquido cuya temperatura sea conocida, para calibrar el termómetro.

Además del procedimiento normal de inspección y mantenimiento preventivo se recomienda que todos los manómetros, termómetros y otros dispositivos indicadores y medidores sean comprobados periódicamente en cuanto a su exactitud. Se deberá también prever la eliminación de la condensación del suministro de aire al panel de instrumentos.

En una gran medida el simple hecho de escuchar el compresor, será suficiente para detectar el fallo potencial de uno o más componentes del sistema. Después de un periodo de tiempo relativamente breve, el

operario deberá acostumbrarse al sonido uniforme de funcionamiento de la maquina, de manera que cualquier cambio en el nivel de ruido o vibración le sea detectable inmediatamente. La vibración excesiva puede ser ocasionada por cualquiera de las siguientes causas:

Ejes desalineados.- El desalineado angular (frente a frente) del acoplamiento de transmisión compresor-motor (con el espaciador desmontado) no debe exceder de 0.002 TIR.

Desequilibrio de los impulsores.- Si el gas (o aire) en el sistema esta sucio, una acumulación de pequeñas partículas de materia extraña en los impulsores puede causar un desequilibrio, que puede conducir al rozamiento de los impulsores.

Cargas de tuberías.- Si las cargas de tuberías están por encima de los limites especificados, debido, a una expansión o contracción, el compresor o el motor pueden ser forzados de posición y perder la alineación.

2.5.3 Compresor Tipo Tornillo

Los Z-pack son compresores exentos de aceite totalmente integrados, diseñados y fabricados por Atlas Copco. Son económicos en su funcionamiento, fiables y fáciles de

mantener. Los compresores rotatorios de tipo tornillo suministran aire exento de aceite de la más alta calidad para todas sus necesidades.

El resultado del avanzado diseño de la gama Z-pack y sus eficaces y duraderos elementos compresores de tornillo rotativo han quedado comprobados en toda la industria al garantizar un funcionamiento económico y eficaz de su compresor, el Elektronikon Control System efectúa una monitorización instantánea del estado de la unidad, un control continuo y una regulación automática. El Elektronikon System incorpora la tecnología mas avanzada con un único objetivo de mejorar el rendimiento del compresor y reducir costos. Para suministrar aire sin humedad, cada modelo z-pack cuenta con su correspondiente secador MD. Ambas unidades forman un paquete único, con ahorro de espacio, que suministra aire seco exento de aceite. Además puede instalarse el sistema de recuperación de energía ZR para reciclar el calor que se pierde normalmente en el agua de refrigeración. Cuando se utiliza toda la energía recuperada se puede ahorrar una parte de los costos energéticos, lo cual hace que esta opción sea extremadamente ventajosa.

El funcionamiento en descarga se acorta, cuando es posible para reducir los costos de energía.

- El sistema de regulación “todo/nada” es la clave para lograr un bajo consumo de energía en condiciones de funcionamiento de carga parcial
- El diseño de la válvula de entrada del aire garantiza una baja resistencia al flujo, un alto grado de fiabilidad y un fácil mantenimiento
- El refrigerador de aceite esta dimensionado para mantener la calidad de aceite que requieren los rodamientos y engranajes incluso en condiciones extremas
- Los motores IP54 TEFC con aislamiento clase F, pero limitados a un aumento de temperatura B, garantizan un funcionamiento fiable
- Las amplias puertas facilitan el acceso
- Ausencia de aceite en el elemento compresor para obtener un aire exento de aceite
- El aire de calidad no solo debe estar exento de aceite sino también de otros tipos de contaminación. La contaminación interna se elimina merced a la contaminación anticorrosiva de todas las piezas en contacto con el aire, desde el filtro de aspiración hasta la brida de aspiración del compresor.
- Refrigeradores intermedios y posteriores para lograr una máxima condensación de la humedad, con unos eficaces separadores de humedad que eliminan el agua, drenada

mediante purgas automáticas un sistema cuya fiabilidad y mantenimiento han quedado demostrados

- Engranajes standard a juego con motores standard, que proporcionan una amplia gama de compresores económicos
- Modelos de baja, media y alta presión que optimizan el rendimiento en cada aplicación específica, con un funcionamiento económico
- Una o dos etapas, refrigeración por aire o por agua: flexibilidad para poder efectuar la elección más ideal el nivel sonoro más bajo posible se obtiene merced a:
 - La carrocería del motor y compresor, revestida con material amortiguador de ruido, y con puertas cerradas herméticamente y doble cerradura los silenciadores de aspiración y de impulsión las chapas para el bastidor durante los periodos de descarga, el aire es recirculado en lugar de ser expulsado
- Juntas sin amianto

En cuanto a su funcionamiento los rotores equilibrados van montados sobre rodamientos para trabajo pesado: rodamientos de rodillos que soportan la carga radial y los rodamientos de bolas que asumen la carga axial. Estos rodamientos antifricción permiten arranques repetidos sin ningún tipo de riesgo, y no precisan de lubricación.

En el extremo de los ejes de los rotores van montados unos retenes de acero inoxidable. Estos retenes se mantienen en contacto con el asiento de la pared de la carcasa del compresor merced a la carcasa del mueble. Son autoajustables y aseguran que el aceite no penetre en la cámara de compresión.

En lo que se refiere a mantenimiento del equipo, solo es necesario cambiar el aceite cada 8000 horas o cada año de funcionamiento trabajando continuamente. Para controlar los costos de producción y mantenerlos al nivel mas bajo posible, el objetivo es conseguir la producción de aire comprimido sin interrupción. El Elektrikon System esta diseñado para lograr plenamente este objetivo. Este funcionamiento se garantiza mediante:

- Los informes del estado del compresor que permiten al usuario programar las rutinas de mantenimiento preventivo en los intervalos que resulten más adecuados, sin interrumpir la producción normal. Ello garantiza un suministro de aire comprimido continuo y elimina los costos derivados de las paradas de producción
- Las paradas del compresor producidas por unas lecturas incorrectas de los sensores quedan eliminadas merced al apoyo de unos sensores alternativos, lo cual garantiza un funcionamiento continuo sin interrupciones.

En lo que respecta a costos de mantenimiento se tiene:

- **Virtualmente exentos de mantenimiento**
- **Localización de averías rápida y precisa**
- **Control de autodiagnóstico con exhibición del estado del compresor**

En lo referido a seguridad de funcionamiento

- **La rápida reacción de las funciones de protección cuando la unida funciona en niveles anormales evita que se produzcan averías y los consiguientes costos**
- **Al impedir que el compresor trabaje fuera de sus límites esta garantizando un funcionamiento seguro en cualquier momento.**

SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE ENERGÍA

El sistema de recuperación de energía “pone a trabajar” la energía que se utiliza, reduciendo así sus costos. Se puede recuperar la mayor parte del calor que genera el compresor. Ello supone hasta un 90% de la energía de entrada al eje. Dicha energía se recupera en forma de agua caliente que puede utilizarse para calentar agua, para calentamiento de procesos o para otros fines.

Este sistema consiste en un circuito modificado del agua de refrigeración que proporciona agua caliente a temperaturas de hasta 95 C. Una válvula termostática instalada en la salida del

circuito de agua de refrigeración regula el caudal de agua. Tanto el refrigerador intermedio como el refrigerador posterior están divididos en dos partes y conectados en serie a otros componentes del circuito. Esto asegura una refrigeración adecuada del compresor, incluso a grandes temperaturas de salida de agua.

El conjunto de recuperación de energía incluye también una unidad de bombeo para garantizar la temperatura, el flujo y la calidad correctos de suministro de agua de refrigeración para el compresor. El consumo de energía permanece casi constante, con independencia de las condiciones climáticas o atmosféricas.

EL ELEKTRONIKON SYSTEM

Los sensores electrónicos instalados en lugares clave de los compresores Z-pack envían datos a cerca de las temperaturas y las presiones a un microprocesador incorporado. Este microprocesador monitorea el estado del Z-pack mientras controla y regula al mismo tiempo el compresor. La combinación de la unidad mecánica Z-pack y el Elektronikon System proporcionan un funcionamiento económico y duradero del compresor.

El panel de control es claro y fácil de leer y comprender. Si el compresor sobrepasa sus parámetros normales de

funcionamiento, el panel de aviso lo notifica al operario. El funcionamiento del compresor esta totalmente automatizado y este no puede trabajar fuera de los limites previamente ajustados.

Una característica adicional del Elektronikon Control es la parada controlada. De esta manera se reduce al mínimo el tiempo de funcionamiento en descarga. El motor del compresor se para directamente una vez que se ha alcanzado la presión de descarga. Al disponer de los datos exactos de análisis de tendencia se pueden establecer unos programas de mantenimiento preventivo más cortos y menos frecuentes, lo cual garantiza que el compresor funcione de una forma más eficaz y económica.

El Elektronikon Control System puede ampliarse con una serie de opciones standard diseñadas para sacarle un mejor rendimiento a su instalación y proporcionarle un control directo, sin importar la distancia a la que se encuentre la instalación. Con una programación y control eficaz se puede ahorrar tiempo y dinero.

SECADOR FD O MD

La industria de hoy exige aire seco de alta calidad exento de aceite. El aire comprimido que sale del separador de humedad del compresor Z-pack esta libre de la mayor parte de agua

liquida. No obstante cuando se enfría, se produce una condensación de vapor de agua en la red de aire que originara corrosión y una posible contaminación del producto final.

Instalando un secador frigorífico FD en su sistema de aire comprimido podrá eliminar la mayor parte de vapor de agua.

Ello se consigue reduciendo la temperatura de aire hasta 2 °C.

De esta forma el vapor de agua se condensa y se puede evacuar. El aire que sale es recalentado de nuevo, con lo cual permanece libre de agua líquida siempre que su temperatura permanezca por encima de 2 °C.

Con la instalación de un secador MD se eliminara el vapor de agua hasta unos niveles extremadamente bajos. Esto se consigue mediante el proceso de adsorción, utilizando un desecante de filtro molecular. El aire seco aumenta considerablemente la vida de los sistemas de aire comprimido.

Los secadores FD y MD están diseñados específicamente para ser instalados con los compresores Z-pack, formando una unida compacta.

La instalación es sencilla y, los MD en particular, ofrecen un funcionamiento muy económico. Dado que el calor que se produce en la compresión se utiliza para regeneración, la única energía que se precisa es la potencia necesaria para hacer girar el tambor: nada mas que 0.14 kW.

CAPITULO III

REQUERIMIENTOS DE AIRE COMPRIMIDO

3.1. REQUERIMIENTOS

Para obtener los requerimientos de aire en la planta se cuenta con estadísticas de producción de GMS y de consumo de aire por cada tonelada de GMS producida respectivamente; de donde realizando un producto de ambos indicadores obtenemos el volumen de aire requerido anualmente.

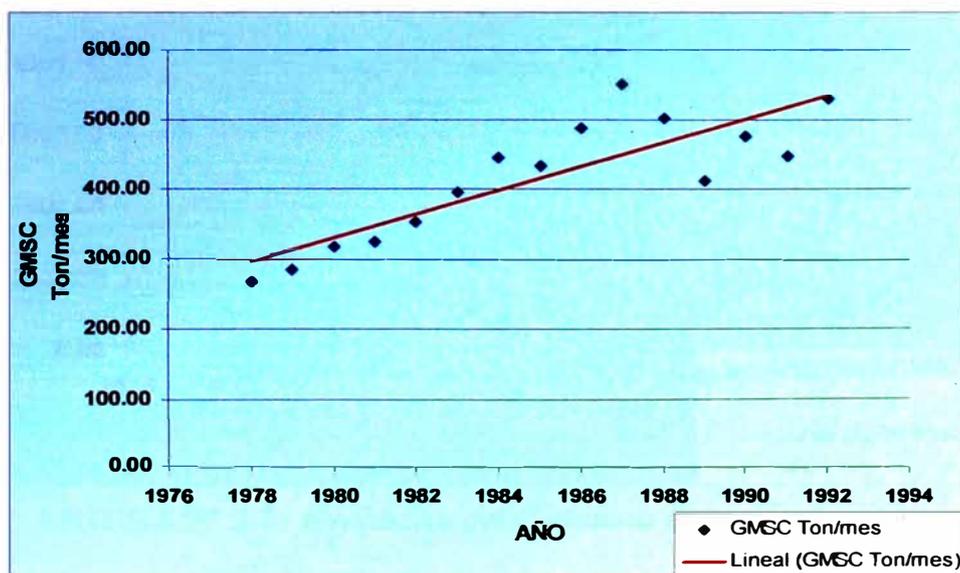


Figura N° 3.1 *Evolución de la Producción Mensual Promedio de Gms*

GMSC Ton/mes	
AÑO	CONSUMO
1993	550.06
1994	567.05
1995	584.04
1996	601.04
1997	618.03
1998	635.02
1999	652.01
2000	669.00

TABLA N° 3.1 *Proyección de la Producción Mensual Promedio de Gms*

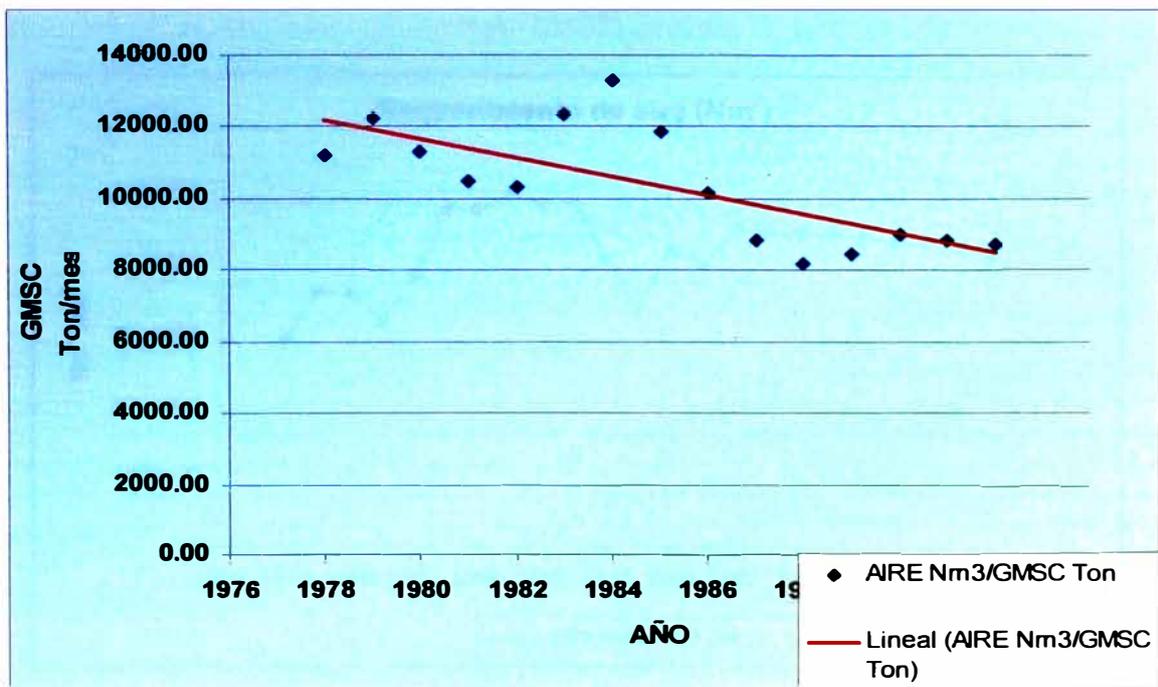


FIGURA N° 3.2 *Evolución del Consumo Específico de Aire*

GMSC Ton/mes	
AÑO	CONSUMO
1993	8236.11
1994	7972.38
1995	7708.65
1996	7444.92
1997	7181.19
1998	6917.46
1999	6653.73
2000	6390.00

TABLA N° 3.2 Proyección del Consumo Específico de Aire

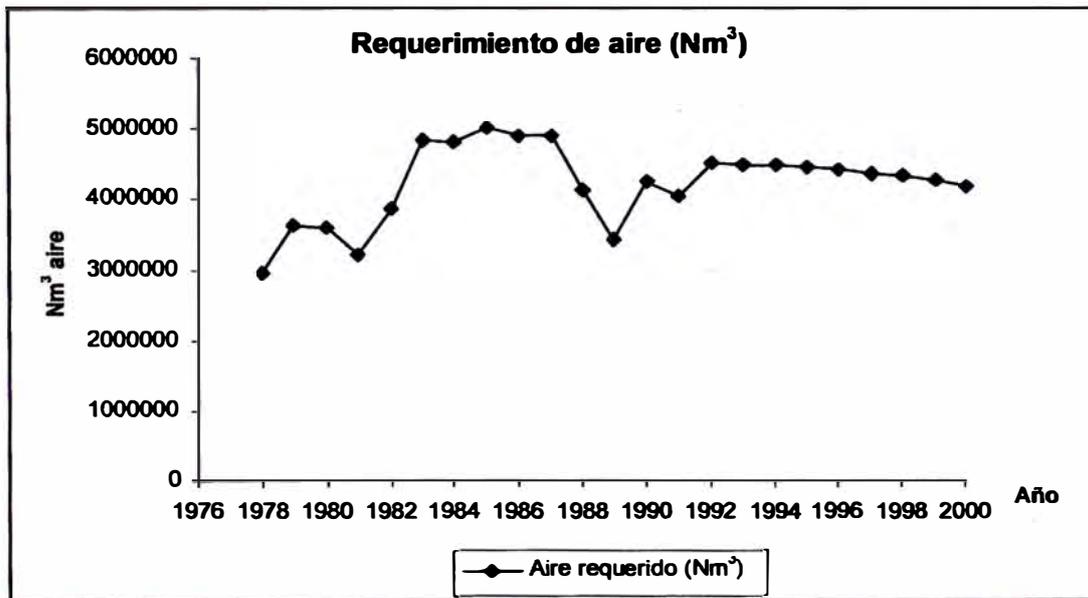


FIGURA N° 3.3 Evolución del Volumen Mensual Promedio de Aire Requerido

Año	Aire requerido (Nm ³)
1993	4477423
1994	4464528
1995	4442359
1996	4410916
1997	4370199
1998	4320209
1999	4260945
2000	4192408

TABLA N° 3.3 *Proyección del Volumen Mensual Promedio de Aire*

3.2. CAPACIDAD DE PLANTA

En el gráfico que se muestra a continuación se puede apreciar la variación existente entre los requerimientos de aire de la planta y la capacidad de la misma.

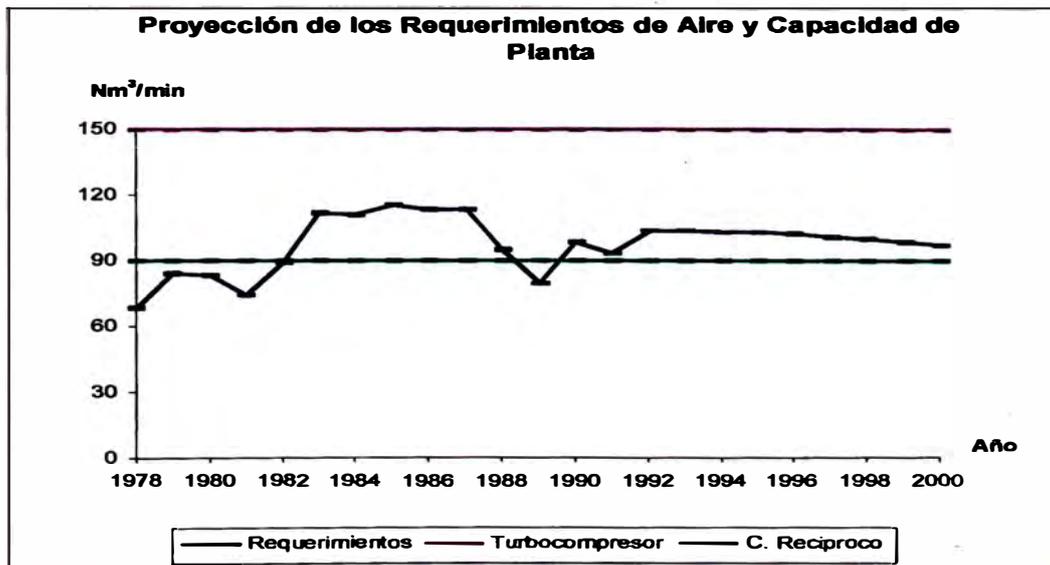


FIGURA N° 3.4 *Proyección de los Requerimientos de Aire y Capacidad de la Planta*

En la figura que se muestra a continuación se detalla la variación del consumo de aire en planta en un período de tiempo determinado (1 bach/día) para el presente año.

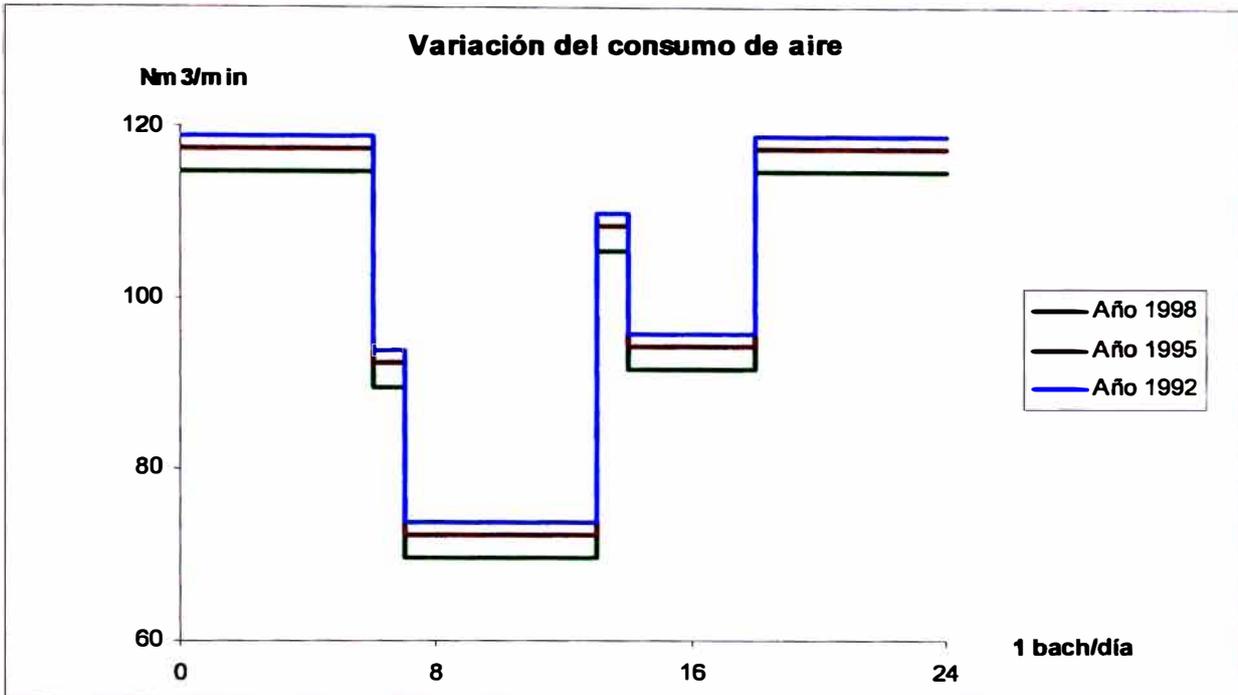


FIGURA N° 3.5 Proyección del Programa de Consumo de Aire Diario

3.3. COBERTURA DE LA DEMANDA

Para realizar la cobertura de la demanda la planta cuenta 2 líneas de alimentación (H_2 y H_4), las mismas que provienen de dos tanques de aire de almacenamiento interconectados. Donde cada tanque almacena el aire comprimido producido por los 3 compresores recíprocos y por el turbocompresor respectivamente.

Los compresores recíprocos (873-1,2,3) están colocados en paralelo. En estos compresores el aire es comprimido a la presión deseada de descarga en dos distintas etapas. El aire es impelido por un filtro de baño de aceite en la primera etapa (baja presión) por acción del pistón. Es aquí donde el aire se encuentra a una presión intermedia (presión de enfriamiento) y descarga al sistema de enfriamiento. Luego del sistema de enfriamiento el aire ingresa en el cilindro de la segunda etapa (alta presión) de donde es comprimido a la

presión de descarga. Después es pasado al sistema de enfriamiento posterior, en caso de no usarse será conducido al receptáculo de aire (877-1).

El turbocompresor (873-4) se encuentra también en paralelo con los compresores recíprocos. En el caso del turbocompresor posee dos ruedas montadas sobre un árbol común y acopladas en serie, donde el flujo de gas llega a través del conducto de admisión a la rueda de trabajo de la primera etapa de la maquina, de donde recibiendo de las paletas cierta cantidad de energía, se expulsa al dispositivo guía de esta etapa que dirige el flujo hacia el interenfriador de la primera etapa. De ahí el flujo pasa por el aparato guía de retorno y llega a la rueda de trabajo de la segunda etapa; de donde pasa al segundo interenfriador y posteriormente al tanque de almacenamiento 877-2.

Para realizar el transporte del aire el sistema de fuerza cuenta con los respectivos filtros en los tubos de aspiración de los compresores, las válvulas de seguridad y aparatos de medición y control respectivos.

3.4. COMPORTAMIENTO DE LOS COMPRESORES A REGIMEN VARIABLE

A continuación se describe el comportamiento a régimen variable del Turbocompresor que existe en planta:

3.4.1. Turbocompresor

El diseño de los impulsores Sigma Radial tiene una configuración únicamente favorable para el servicio en plantas con sistemas de aire. Combina los mejores aspectos de operación de los alabes radiales rectos y los impulsores inclinados hacia atrás. Es el resultado de

muchos años de investigación y experimentación en plantas de aire donde se utilizó Joy.

El turbocompresor con impulsores tipo Sigma Radial provee la más alta relación de compresión de todos los impulsores radiales mientras fomenta caracterizando una curva acantilada de funcionamiento que tiene características de incrementos de presión que hacen fáciles de equiparar con sistemas existentes de otros tipos de compresores.

Un aspecto a resaltar del sistema aerodinámico de Joy es su capacidad para entregar flujos de aire en demasía de 100% a una presión ligeramente reducida. Así, un Turbocompresor Joy puede operar en un sistema con incremento de carga y con un sistema de baja pérdida de presión.

Cuando la demanda aumenta, el compresor centrífugo Joy con impulsores Sigma Radial simplemente produce más aire como se muestra en la Figura 20 de abajo. Los impulsores Sigma Radial también ofrecen la mejor eficiencia de carga variable, porque el aire comprimido se entrega casi constante a hp/100 cfm sobre la gama activa. En comparación, los impulsores inclinados hacia atrás, entregan a capacidad normal y con carga variable eficiencias menores en 5% o más. Los siguientes diagramas ilustran las eficiencias comparativas a carga variable de estos dos tipos de impulsores.

Una ventaja adicional del diseño Sigma Radial es el ahorro de energía más alto que posee. Este diseño provee los más bajos niveles de tensión activa que los impulsores inclinados hacia atrás. Como

resultado, los impulsores Sigma Radial pueden lograr presiones en las plantas de aire de tres etapas de compresión con eficiencia y confiabilidad.

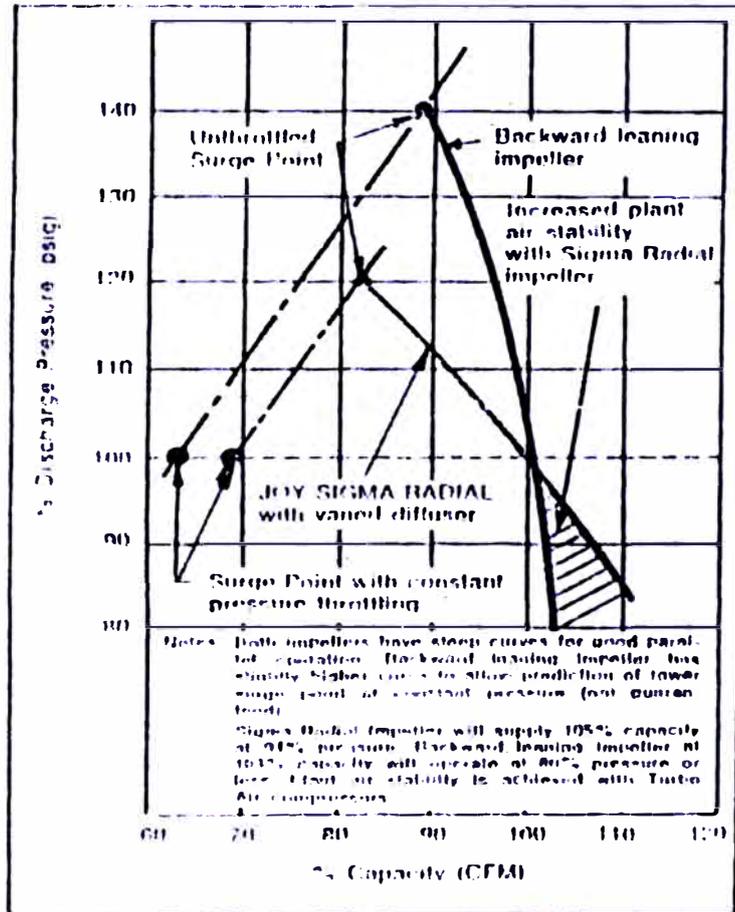


FIGURA N° 3.6 Curvas de Funcionamiento del Turbocompresor

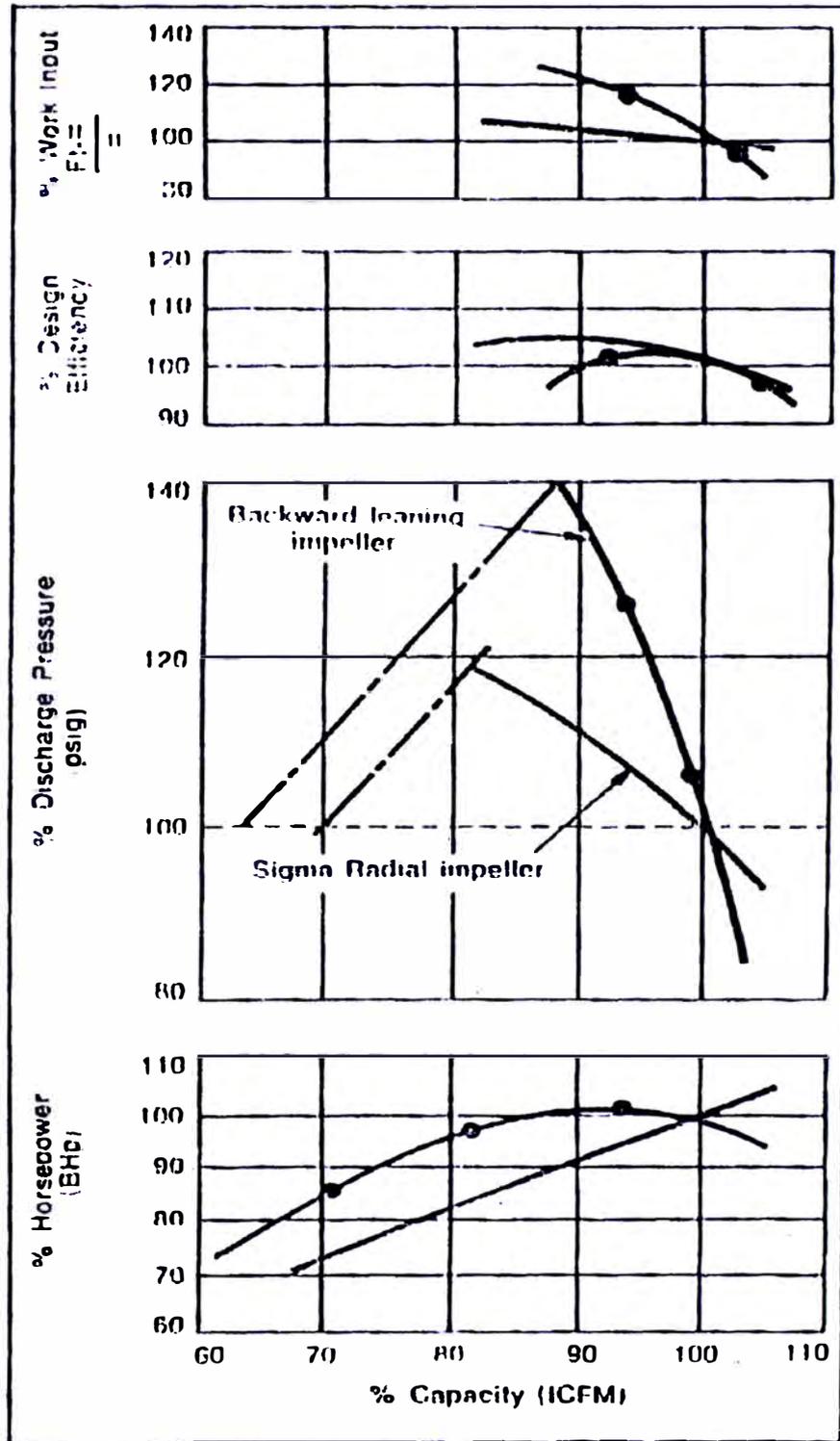


FIGURA N° 3.7

Hay que hacer notar que en los gráficos se presentan dos tipos de turbocompresores: con impulsores Sigma Radial y con impulsores inclinados hacia atrás.

Porcentaje de Trabajo Entregado: Teniendo en cuenta esta característica podemos decir que la tendencia es que a mayor capacidad empleada se requiere menor cantidad de trabajo entregado; es decir mientras más acerquemos la utilización del turbocompresor a su mayor capacidad, el trabajo entregado al mismo será menor. Y si comparamos entre los dos tipos de impulsores vemos que siempre que el porcentaje de capacidad sea menor que el 100% se requiere menor trabajo entregado en el caso de los impulsores Sigma Radial.

Porcentaje de Eficiencia de Diseño: Observando las gráficas podemos decir que tienen un máximo para un % de capacidad definido. Así los impulsores Sigma radial toman un máximo valor para un 90% de capacidad mientras que los impulsores inclinados hacia atrás lo hacen al 97%. También podemos anotar que el % de eficiencia de diseño de los impulsores Sigma Radial es mayor que el de impulsores inclinados hacia atrás mientras la capacidad sea menor que el 100%.

Porcentaje de Presión de Descarga (psig): En este caso observamos también que a mayor porcentaje de capacidad empleado se obtiene una

presión de descarga menor. Cabe resaltar que en el caso de los impulsores Sigma Radial la variación de la presión de descarga respecto de la capacidad no es tan pronunciada como en el caso de los impulsores inclinados hacia atrás; y teniendo en cuenta esto se puede considerar una presión de descarga casi constante para Sigma.

Cuando hablamos de presión de descarga no podemos dejar de mencionar que no se puede sobrepasar el “surge point”, por lo que en la gráfica se tiene los límites a tener en cuenta.

Porcentaje de Potencia (BHP): En el caso de la variación de potencia respecto a la capacidad, podemos decir que a mayor porcentaje de capacidad requerido se requiere una potencia mayor. Para Sigma la variación es directamente proporcional como se puede ver en la gráfica, y para los impulsores inclinados hacia atrás se tiene una tendencia parabólica que toma su máximo valor a un 95% de capacidad.

Cabe resaltar que dependiendo de cada característica de funcionamiento se tienen límites para el % de capacidad a utilizar.

3.5. FORMA DE OPERACIÓN DEL SISTEMA

En lo que respecta a la forma de operación, teniendo en cuenta que se tiene 3 compresores recíprocos y un turbocompresor se puede decir que se presentan las siguientes alternativas de operación.

- A. Turbocompresor ($150 \text{ m}^3/\text{min}$) + 3 compresores recíprocos ($90 \text{ m}^3/\text{min}$)
- B. Sólo los compresores recíprocos ($3 \times 30 = 90 \text{ m}^3/\text{min}$)
- C. Sólo el turbocompresor ($150 \text{ m}^3/\text{min}$)
- D. Turbocompresor ($150 \text{ m}^3/\text{min}$) + compresor tipo tornillo ($100 \text{ m}^3/\text{min}$)
- E. Turbocompresor ($150 \text{ m}^3/\text{min}$) + Turbocompresor ($100 \text{ m}^3/\text{min}$)

Para realizar la elección de la mejor alternativa contamos con el siguiente gráfico:

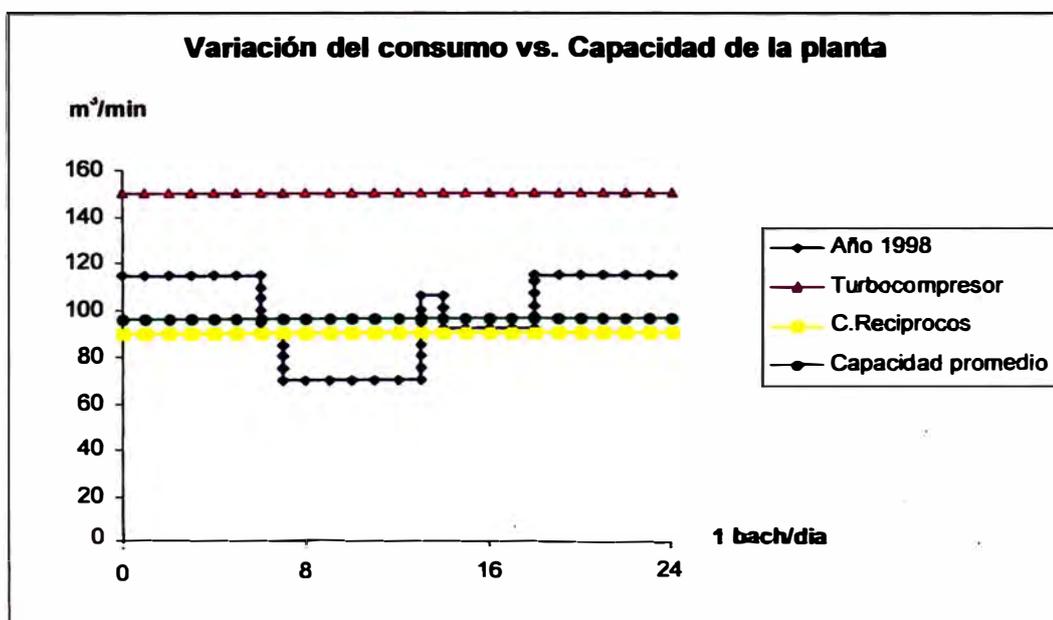


FIGURA N° 3.8 Consumo vs. Capacidad de Planta

Los factores dados a continuación dan cuenta de cómo funciona la planta respecto a su capacidad y sus requerimientos:

Factor de Utilización: Muestra el grado al cual la planta es utilizada referida a la punta. Cuando esta se aproxima a 1.0 podría señalarse el uso de una capacidad adicional. Por otro lado, en sistemas interconectados este factor ascenderá 1.1 o 1.2, es decir la planta suministra de 10 a 20 % mas que su capacidad instalada. Esto se debe fundamentalmente al diseño conservativo de sus elementos. Muchas plantas en efecto tienen la capacidad de excederse, en estos casos es necesario chequear con el fabricante los equipos y consultar la posibilidad de usuario como operación regular.

$$\text{Fact. Utilización} = \frac{\text{Carga Punta}}{\text{Capacidad de planta}}$$

Factor de capacidad, frecuentemente es confundido con el factor de capacidad de carga; este factor muestra cuan cerca la planta funciona del tope de su eficiencia.

$$\text{Fact. Capacidad} = \frac{\text{Carga promedio}}{\text{Capacidad de planta}}$$

Carga promedio: Se entiende como la altura promedio de la curva de carga. Si la planta funciona constantemente con a mayor carga promedio, esta debería generar la misma cantidad de energía que la curva de carga mostrada.

Factor de Carga: Mide la variación de la curva de duración de carga. Cuando este factor se aproxima a 1.0 la curva tiende a ser rectangular, pero en 0.5 esta puede tomar una forma muy irregular.

$$\text{Fact. Carga} = \frac{\text{Carga promedio}}{\text{Carga punta}}$$

ANÁLISIS:

TURBOCOMPRESOR (150 m³/min) + COMPRESORES RECÍPROCOS (90 m³/min)

Como ya se mencionó con anterioridad el turbocompresor y los compresores recíprocos están colocados en paralelo, pero su utilización no se da en simultáneo dado que prefiere evitar que se presente algún problema ya que se puede dar el caso en que el aire proveniente de los compresores recíprocos pueda tener algún residuo de aceite, el mismo que se puede impregnar en las paletas del turbocompresor, dañándolo.

SÓLO LOS COMPRESORES RECÍPROCOS (3X30=90 m³/min)

De la figura N° 3.7 se puede notar que el sólo uso de los compresores recíprocos cubriría con los requerimientos de planta por un breve espacio de tiempo teniendo el tiempo restante un déficit de insumos, lo cual afectaría la normal producción de GMS. En los espacios de tiempo restantes no se podría poner en funcionamiento el turbocompresor por lo que ya se explicó.

SÓLO EL TURBOCOMPRESOR (150 m³/min):

De la figura N° 3.7 se puede notar que la utilización del turbocompresor cubriría ampliamente los requerimientos de planta e incluso permitiría la obtención de reserva de aire comprimido.

Pero la sola utilización del turbocompresor no contempla el hecho de que se puedan presentar averías en el mismo con lo cual la producción tendría que detenerse, perjudicando así la economía de la empresa. Es en estas condiciones en que pueden entrar en funcionamiento los compresores recíprocos, tratando así de cubrir en parte los requerimientos de la planta.

En la actualidad es esta la forma de operación utilizada; es decir únicamente se usa el turbocompresor, dejándose el uso de los compresores recíprocos para cuando falle el turbocompresor.

TURBOCOMPRESOR (150 m³/min) + COMPRESOR TIPO
TORNILLO (100 m³/min)

Esta forma de operación es una alternativa que se presenta, donde se reemplazan los compresores recíprocos por el compresor tipo tornillo.

TURBOCOMPRESOR (150 m³/min) + TURBOCOMPRESOR (100
m³/min)

Esta otra forma de operación también es una alternativa que se presenta donde se cambian los compresores recíprocos por un

turbocompresor de similares características al que ya existe, pero de menor capacidad.

En el capítulo IV se definirá por cual de las dos últimas opciones se podría optar en el futuro.

CAPITULO IV

PLANTEAMIENTO DE MEJORAS

4.1. COMPARACION TECNICO-ECONOMICA

Esta Comparación se realizará entre el Compresor tipo Tornillo ZA cuyas características técnicas de operación se muestran y, el Turbocompresor JOY. El costo del compresor ZA se considera precio FOB debido a que comprende el paquete total. Contrariamente, en el caso del Turbocompresor JOY, se desagrega por sus componentes debido a que esta se importa por partes.

4.1.1 Compresor Tipo Tornillo (ZA)

Especificaciones técnicas

Modelo ZA - 62

Gas: Aire

Presión de ingreso: (psia) 14.7 = 1 bar

Presión efectiva máxima de trabajo: (psi) 51 = 3.5 bar

Caudal de aire libre a presión normal de trabajo: 3615 icfm = 102.4
 $\text{m}^3/\text{min} = 1706 \text{ l/s}$

Temperatura de ingreso del agua = 20 °C.

Potencia al eje (kW): 344

Voltaje : (V) 380

Ciclaje: 60 Hz

- **Sistema de regulación automática todo/nada (carga / descarga), permite un ahorro de energía de 10% a 20% con relación a otros sistemas de regulación, trabajando al compresor en condiciones normales:**
- **Sistema de monitorización electrónico ELEKTRONIKON, garantizan un funcionamiento exento de problemas y a bajos costos de explotación. Con el sistema Elektronikon programado en fábrica, el funcionamiento es totalmente automático. Las pantallas y visualizadores del panel eléctrico son fáciles de leer y sencillos de comprender. Para acomodarlo a las condiciones locales, el sistema puede ser reprogramado rápidamente.**
- **Función DSS (paro controlado). Se reduce el mínimo el tiempo de operación en vacío, al parar directamente el motor del compresor una vez alcanzada la presión de descarga y cuando se prevé un largo período de funcionamiento en este estado: lo cual contribuye lógicamente a reducir en forma significativa los costos de energía.**
- **El sistema Elektronikon efectúa una monitorización instantánea del estado de la unidad, un control continuo y una regulación automática.**
- **El sistema Elektronikon no solo facilita unos eficaces programas de mantenimiento, sino también asegura la utilización máxima del compresor.**

- Motor eléctrico Siemens - TEFC. Tipo IP54- clase F. protegido contra protegido contra polvo y chorros de agua. Eficiencia del motor 95.8%.
- Arrancador de tensión reducida “ESTRELLA - TRIANGULO”
- Encapsulado con aislamiento Nema 4, protegido contra polvo y salpicaduras de agua, silencioso, el bajo nivel sonoro de las compresoras no supera los 77 dB(A), medidos a una distancia de un metro conforme al código de pruebas Cagi-Pneuron.

OPCIONAL:

- Recuperar la energía mecánica utilizada en la compresión y transformarla en calor. Este sistema de recuperación de energía no precisa ningún espacio adicional, ya que se instala dentro de la carrocería del propio compresor y es capaz de recuperar hasta el 80% del calor que se produce en la compresión, para calentamiento de espacios y agua, procesos de secado y otras aplicaciones.
- GOBERNADOR CENTRAL. Para instalaciones múltiples, alivia el problema de controlar la operación óptima de cada compresor. El primer beneficio de la aplicación de esta herramienta es un menor consumo de potencia por lo tanto, un menor costo operativo.

PERMITE:

- Continuidad en las operaciones.
- Seguridad en la inversión de capital.
- Reducción de costos de producción, etc.

CARACTERISTICAS:

- Sistemas hidráulicos de cambio de secuencia en todos los compresores.
- Sistema de priorización de control individual de los compresores.
- Selección manual del compresor base, tope o Stand - By.
- Tres bandas programables de presión de operación.
- REMOTE MONITORING SOFTWARE. Con este programa se ingresa en una nueva era LA DIRECCION DE INSTALACIONES DE COMPRESORAS. nos permite monitorear y controlar una instalación desde un punto y con una precisión sin precedentes, el sistema permite al usuario planear el mantenimiento con una buena confiabilidad; todos lo parámetros controlados son almacenados en memoria en las últimas 24 horas, lo cual puede ser usado para proveer una precisa y continua revisión de comportamientos y tendencias, información que es constantemente actualizada, lo que es esencial para la toma de decisiones.
- CONTRATO: De Servicio Programado: servicio por personal debidamente entrenado, evita que el cliente tenga stock de repuestos y la garantía del elemento compresor se extiende a 5 años.

VALOR TOTAL FOB US \$ 160 000.00

4.1.2 Turbocompresor Joy

Especificaciones técnicas

Modelo TA 38-M2

Gas: Aire

Humedad relativa: (%) 100

Barómetro : (psia) 14.7

Presión de admisión: (psia) 14.4 = 0.98 kg/cm²

Volumen de succión: 3531 icfm = 100 m³/min

Temperatura de admisión del aire:

1ra. Etapa: (F) 60 = 16 C.

2da. Etapa: (F) 95 = 35 C.

Presión de descarga: (psig) 48.5 = 3.3 kg/cm²

Temperatura del agua: (F) 75 = 24 °C.

Velocidad del motor: (RPM) 3600

Potencia requerida (BHP): 493

Potencia motor (HP): 500

Voltaje : (V) 2400

Fases: 3

Ciclaje: 60 Hz

Un compresor centrífugo Joy modelo TA-38M2 de 2 etapas de compresión, engranajes integrales, con los siguientes componentes y sistemas:

- A.1 Una caja de engranajes con rotores, impulsores, sellos laberínticos de aire y aceite, cojinetes, placas, difusores, volutas.
- A.2 Un interenfriador, tipo-agua-por-los-tubos, haz de tubos removible, tubos en U de cobre, con superficies extendidas (placa de aluminio lado de aire) y un post-enfriador de las mismas características, montado sobre el conjunto.
- A.3 Un sistema de lubricación a presión con una bomba accionada por el eje del compresor, otra con motor eléctrico (TEFC), enfriador de aceite, filtro de 10 micrones reservorio de aceite de 3 minutos tiempo de retención, sistemas de alarma y paro por baja presión y alta temperatura del aceite.
- A.4 Diseño empaquetado, incluyendo caja de engranajes enfriadores, sistemas de lubricación, tablero de control y motor.
- A.5 Un acople flexible de baja velocidad con espaciador para conectar los ejes del compresor y motor principal.
- A.6 Sistema de control con modulación del flujo de succión por una válvula de aspas-guia. El sistema es dual automático: presión constante entre el punto de diseño y el punto de surge, y con carga / sin carga cuando la demanda es inferior a este punto minino.

Incluye válvulas de desvío y retención y ya sea un sistema de circuito para devolver aire de descarga a la succión o un silenciador de venteo embarcado suelto para instalación en el sitio.

- A.7 Un tablero de control QUAD III con microprocesador, a prueba de intemperie, con los circuitos de monitoreo e instrumentos necesarios para una operación confiable, QUAD III luce una pantalla de anuncios visuales de todos los datos de operación, puntos prefijos y anunciación de las condiciones de alarma y disparo. Puede rellamar de su memoria los últimos cinco disparos.
- A.8 Una junta flexible para conectar la línea de aire de entrada al compresor y un acople para la línea de descarga.
- A.9 Un sistema de control de vibraciones de una probeta, montada en la primera etapa de compresión.
- A.10 Un eyector para ventilar el tanque de aceite, con filtro.
- A.11 Tres manuales de instrucción que incluyen lista de repuestos y dibujos certificados.

**PRECIO BASICO A1-A11 FOB BUFFALO NEW YORK US \$ 104
160.00**

B. Un motor principal de inducción

- Potencia eléctrica : 2400 V / 60 Hz
- Potencia : 500 HP
- RPM : 3600

- Arranque : Tensión completa
- Alza Tem. : 90 °C
- Aislamiento Clase F
- Factor Servicio 1-15
- Caja ODP

US \$ 15 560.00

C. Un arrancador de motor, correspondiente al motor descrito arriba.

Arranque a tensión completa.

US \$ 5 850.00

Opciones: Botones arranque / parada US \$ 450.00

Amperímetro US \$ 1 890.00

D. Un filtro de aire de entrada tipo seco de dos entradas, con silenciador.

US \$ 2 080.00

E. Un post-enfriador, tipo "pipeline", agua-por-la-concha, con separador de condensados y haz de tubos removible.

US \$ 8 240.00

F. Opciones para enfriadores

F.1 Válvulas solenoides para eliminar condensados

US \$ 900.00

F.2 Tubos rectos para facilitar mantenimiento

US \$ 3 040.00

F.3 Múltiple de agua de enfriamiento para enfriadores de aire y aceite

US \$ 1 580.00

G. Opciones para el sistema de control / instrumentación

G.1 Presión constante / auto dual US \$ 6 290.00

G.2 Tablero de control enfriado por aire US \$ 1 050.00

G.3 Interruptor de presión diferencial del filtro de aire

US \$ 920.00

G.4 Tablilla para monitorear temperaturas de 5 RTDs adicionales

US \$ 1 580 .00

G.5 RTDs (detec. de temp) en los cojinetes y devanados del motor

US \$ 3 080.00

**G.6 Probetas adicionales de vibración: una para cada etapa de
compresión**

US \$ 540.00

G.7 COMM-LINK para control remoto por intermedio de un PC-

IBM del cliente

US \$ 4 400.00

G.8 Válvula neumática de bloqueo automática

US \$ 2 590.00

H. Opciones para el sistema de lubricación

H.1 Filtros gemelos US \$ 2 970.00

H.2 Filtros y enfriadores gemelos US \$ 8 570.00

H.3 Calentador de aceite con termostato US \$ 1 690.00

H.4 Válvula mezclada para controlar temperatura del aceite

(AMOT)

US \$ 560.00

H.5 Interruptor de presión diferencial del filtro de aceite

US \$ 660.00

H.6 Enfriador de aceite sobredimensionado (para temp mayores de 32 °C) US \$ 710.00

H.7 Motor lubricado por aceite del compresor

NO RECOMENDADO

H.8 Interruptor del nivel de aceite del tanque US \$ 760.00

H.9 Puerta de inspeccion en el tanque US \$ 1 050.00

III. Otras opciones

I.1 Un gabinete insonoro US \$ 8 510.00

I.2 Una criba metálica para arranque inicial US \$ 490.00

I.3 Sub-base de acero estructural para facilitar instalación y transporte

US \$ 1 100.00

PRECIO TOTAL ITEMS: A.1-A.11, B, C, D, E, F1, F2, G1, H5.

EX FABRICA BUFFALO NEW YORK US \$ 146 780.00

Preparación para exportación (protección de 3 meses),

Fletes locales, corretajes. US \$ 3 500.00

PRECIO TOTAL EX FÁBRICA, CON GASTOS PREPAGADOS

HASTA EL PUERTO DE NEW YORK USA US \$ 150 280.00

4.1.3 Comparación Técnica

DATOS REFERENCIALES

	Atlas Copco ZAG-62	Centrífugo JOY
Capacidad (l/s) FAD	1706 l/s(102.36 m ³ /min)	100 m ³ /min
Potencial del eje (kW)	344 kW	468 HP (350 kW)

CONDICIONES DE OPERACION

	Atlas Copco ZAG-62	Centrífugo JOY
Presión de trabajo	2.5 bar	34 psia (2.3 bar)
Presión de Ingreso	1 Bar	0.975 bar
Temp. Ambiente	20 °C	35 °C
Temp. Ingreso Agua	20 °C	25 °C

Cálculos:

1. CALCULO DEL CONSUMO DE POTENCIA ESPECÍFICA

- Para la ZAG-62 (Atlas Copco) - Tornillo

$$\text{Potencia al eje} = 344 \text{ kW}$$

$$\text{FAD} = 1706 \text{ l/s}$$

$$\text{Eficiencia del Motor IP 54} = 95.8 \%$$

$$\text{Consumo de potencia Eléctrica} = 359 \text{ kW}$$

$$\text{CONSUMO ESPECÍFICO DE POTENCIA ELECTRICA} = 0.21 \text{ kW/l/s}$$

2. CALCULO DEL CONSUMO DE POTENCIA ESPECÍFICA:

Para la competencia (centrifugo)

a.- Corrección del Flujo

$$V = 3531 \text{ icfm} = 100 \text{ m}^3/\text{min} = 1667 \text{ l/s}$$

Corrección por temperatura

Factor 1.017

$$V = 1667 \times 1.017 = 1695 \text{ l/s}$$

Corrección por pérdidas y presión de ingreso para convertir a

F.A.D.

$$V = 1695 - (0.03 \times 1695) \times \underline{0.975} = 1645 \text{ l/s} \quad \text{F.A.D.}$$

b.-Corrección de la Potencia¹

$$\text{Potencia al Eje} = 350 \text{ kW}$$

Corrección por temperatura

Factor 1.071

$$\text{Potencia} = 350 \times 1.071 = 374 \text{ kW}$$

$$\text{Eficiencia del motor IP 23} = 93.5 \%$$

$$\text{Consumo Potencial Eléctrica} = 401 \text{ kW}$$

$$\text{Consumo específico de Potencia Eléctrica} = 0.24 \text{ kW l/s.}$$

RESUMEN

<u>DATOS</u> TBS = 20 °C TBH = 20 °C.	Compresor Tornillo exento de aceite ZA 6-62	Compresor Centrifugo JOY
FLUJO F.A.D	1706 l/s (102 m ³ /min)	1645 l/s (100 m ³ /min)
POTENCIA AL EJE	344 kW	350 kW (468 HP)
EFICIENCIA DEL MOTOR	IP 54 : 95.8%	IP 23 : 93.5%
CONSUMO ELECTRICO	359 kW	401 kW
CONSUMO ESPECIFICO DE POTENCIA	0.21 kW/ l/s	0.24 kW/l/s

COMPARACION DE COSTOS ENERGETICOS

MODELO	FLUJO l/s	CONSUMO ESPECIFICO kW/l/s	CONSUMO POTENCIA kW	HORAS OPERAC. ANUAL	COSTO EN ENERGIA \$	AHORRO ANUAL \$
ZA 6-62	1706	0.21	359	8000	286 400	34 400
TURBOCOM-PRESOR	1645	0.24	401	8000	320 800	

Como se puede apreciar se tiene un ahorro económico a favor del COMPRESOR ZA 6-62 del orden de 34 400 US\$ que representa alrededor de 12.5% menos.

CONDICIONES DE OPERACION:

Consumo del flujo = 100%

Presión de Ingreso = 1 Bar

Temperatura Ambiente Aire = 20 °C.

Temperatura Ambiente = 20 °C.

Costo de la Energía = \$. 0. 10 kWh

OTRAS CONSIDERACIONES:

Como se puede notar la comparación de costos energéticos realizada es para el caso particular en que la planta va a consumir el 100% del flujo de aire comprimido producido. En la práctica se presenta como consumo promedio normal 70% del flujo de aire comprimido total.

Atlas Copco utiliza el sistema de regulación carga /vacío. La competencia utiliza el sistema de regulación por modulación. (Se adjunta Catálogos informativos). Del Anexo 16 notamos que el 70% de la carga existe un ahorro en el consumo de energía de aprox. 13%. Cálculos de consumo de energía al 70%

ZA 6-62

Al 70% de carga consume 82 % de 359 kW

Consumo específico = $\frac{0.82 \times 359}{0.7 \times 1706} = 0.247$ kW/l/s
Pot. (70%)

COMPETENCIA (Turbocompresor)

Al 70% de carga consumo 95% de 401 kW.

$$\text{Consumo específico} = \frac{0.95 \times 401}{0.7 \times 1645} = 0.330 \text{ kW/l/s}$$

COMPARACION DE ENERGETICOS AL 70%

MODELO	FLUJO l/s	CONSUMO ESPECÍFICO kW/l/s	CONSUMO O POTENCIA kW	HORAS OPERACION ANUAL	COSTO DE ENERGIA \$	AHORRO ANUAL \$
ZA 6-62	0.7X1706	0.247	295	8000	236 000	
CENTRIF	0.7X1645	0.330	381	8000	304 800	68 800

CONDICIONES DE OPERACION:

Consumo del flujo = 70%

Presión de Ingreso = 1 Bar

Temperatura Ambiente Aire = 20 G.C.

Temperatura Ambiente Agua = 20 G.C.

Costo de la Energía = \$ 0.10 kWh.

OTRAS DIFERENCIAS

	ZA 6-62	CENTRIFUGO
<u>Instalación</u>	1.- No requiere	1.- Requiere una base muy sólida
	2.- No requiere anclaje	2.- Requiere anclaje
	3.- No requiere accesorios adicionales	3.- Necesita instalación especial para accesorios. - Filtros de aires montados en el techo. - Auto transformador.

		<ul style="list-style-type: none"> - Línea auxiliar para el arranque - La tubería de entrada debe contar con aislamiento para poder garantizar el nivel de ruido que ellos cotizan. - Sistemas de descarga (válvula de retención, válvula de aislamiento, mínimo 15 pies de tubería, refrigerador posterior y separador) deben ser instalados por el cliente. - Toda la tubería de descarga debe contar con aislamiento para calor y ruido a fin de poder lograr la performance que se está cotizando.
<p>- Se requiere para el arranque</p> <p>- Al apagar el compresor.</p>	<p>1.- Nada, arrancar y poner en carga</p> <p>2.- Solo se apaga</p>	<p>1.- Suministra aire (de otro compresor) seco para instrumentos antes del arranque.</p> <ul style="list-style-type: none"> - Arrancar la bomba de aceite <p>2.- Se para el compresor pero se debe hacer circular el aceite para enfriarlo durante 20 minutos.</p>
Características.	1.- Equipos con cabina anti-sonora nivel de ruido 80 dB(A)	1.- No posee cabina anti-sonora nivel de ruido + ó -95dB (A)
	2.- El panel de control es completo y está incluido	2.- Es opcional para control de vibraciones
	3.- Arrancador de tensión reducida tipo estrella-	3.- Arrancador Auto-Transformador no viene incluido y requiere

	triángulo viene incluido.	instalación especial por cuenta del cliente.
	4.- Demanda variable de caudal de 0% a 100%	4.- Demanda variable de caudal de 80% a 100%
	5.- Consumo de energía variable de 20% a 100%	5.- Consumo de energía variable de 80% a 100%.
	6.- No existe el riesgo de corte de fluido eléctrico	6.- Existe riesgo de corte de fluido porque no se puede enfriar lentamente con la bomba auxiliar de aceite.
	7.- No tiene alto consumo de energía a carga variable.	7.- El consumo de energía es mayor a carga variable.

4.2. EVALUACION ECONOMICA

Como se indico el valor FOB es US\$ 160 000 en el caso del Compresor tipo tornillo ZA, que seria el elegido, los ahorros al 100% de cobertura seria de US\$ 34400 con lo que el periodo para recuperar la inversión seria de 5 años aproximadamente.

Para un nivel de cobertura de 70% los ahorros alcanzados serian de US\$ 68000 con lo que el periodo de recuperación seria de poco mas de 2 años. Es decir la mitad que si se trabajara a plena carga.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Al realizar el análisis de la mejor alternativa de cobertura no debemos olvidar que si se elige un compresor centrífugo se tiene en cuenta lo siguiente:

Estos compresores producen aire a presión siguiendo el principio dinámico (o flujo de masa). Por lo que hay que considerar el gran efecto que produce la temperatura del aire al ingreso para el requerimiento de potencia específica, flujo y eficiencia.

Un compresor centrífugo puede requerir:

38 kW para comprimir 100 l/s a 35 °C.

47 kW para comprimir 100 l/s a 2 °C.

Los compresores centrífugos requieren de un cimiento costoso pues puede ser empernado para evitar vibraciones.

Frecuentemente requiere de diversos ítems opcionales para poder trabajar adecuadamente. Ejemplo: pre-filtros de aire de ingreso, silenciador de ingreso, tuberías de ingreso, tablero de arranque, monitoreo y control de equipo, etc.

Trabajando a su total capacidad se obtiene:

DIFERENCIA: 12.5 %, a favor del compresor tipo tornillo.

COMPARACION AL 50% DE LA CAPACIDAD

Se nota que al 50% de la capacidad los compresores con regulación por modulación consumen 5% más de energía.

Por consiguiente por las comparaciones anteriores, notamos que la diferencia en consumo de energía es de aproximadamente 20%.

VALORES NUMERICOS DE AHORRO

COMPRESOR CENTRIFUGO

Consumo eléctrico	=	401 kW
En 1 año aprox.	=	8000 horas
	=	3 208 000 kWh
US \$ 0.10 el kW-hr	=	US \$ 320 800 anuales

AHORRO AL USAR UN COMPRESOR ZA

A full carga 12,5%	=	US \$ 34 400 anuales
A 70% de la carga	=	US \$ 68 800 anuales
A 50% de la carga	=	US \$ 94 096 anuales

De lo antes visto se deduce que la mejor alternativa tanto económica como técnica es el compresor exento de aceite Atlas Copco, modelo ZR 6-62.

Además existen otras razones tales como:

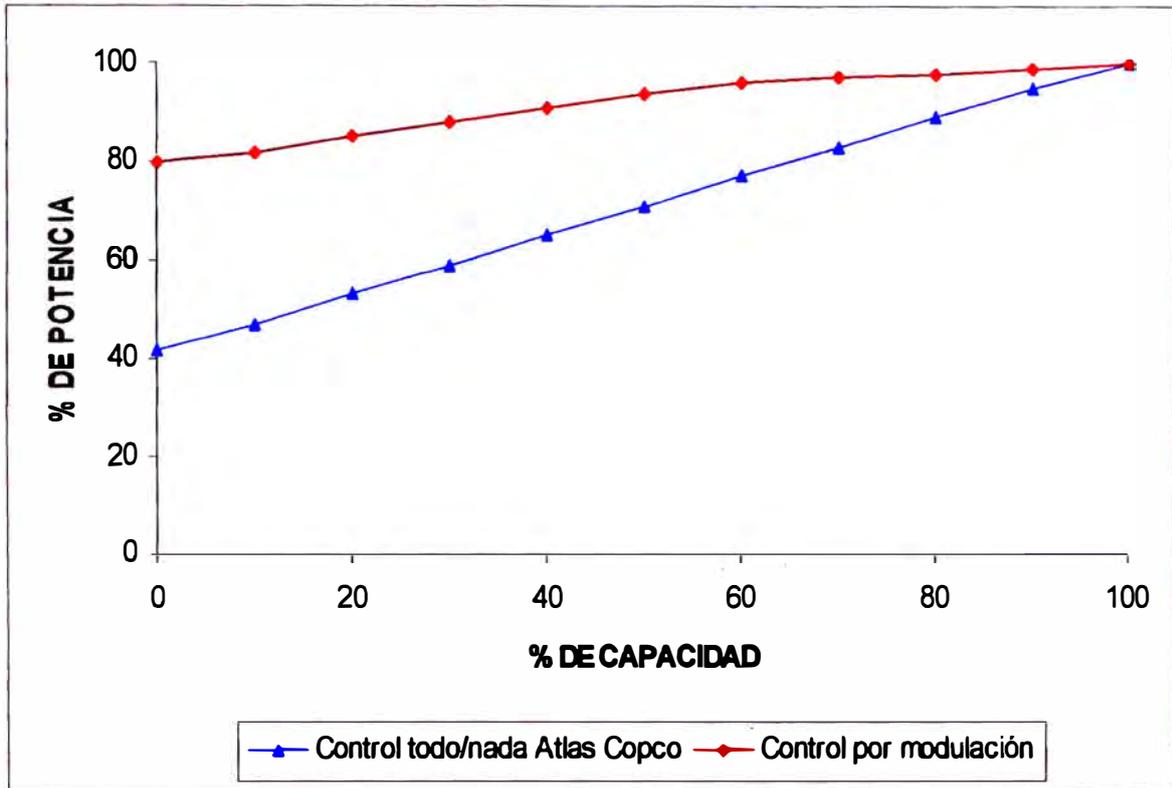
- Amplio stock de repuestos originales par entrega inmediata (proveído por el fabricante).
- Servicio técnico con personal ampliamente capacitado.

- **Asesoramiento permanente y entrenamiento del personal por parte del proveedor.**

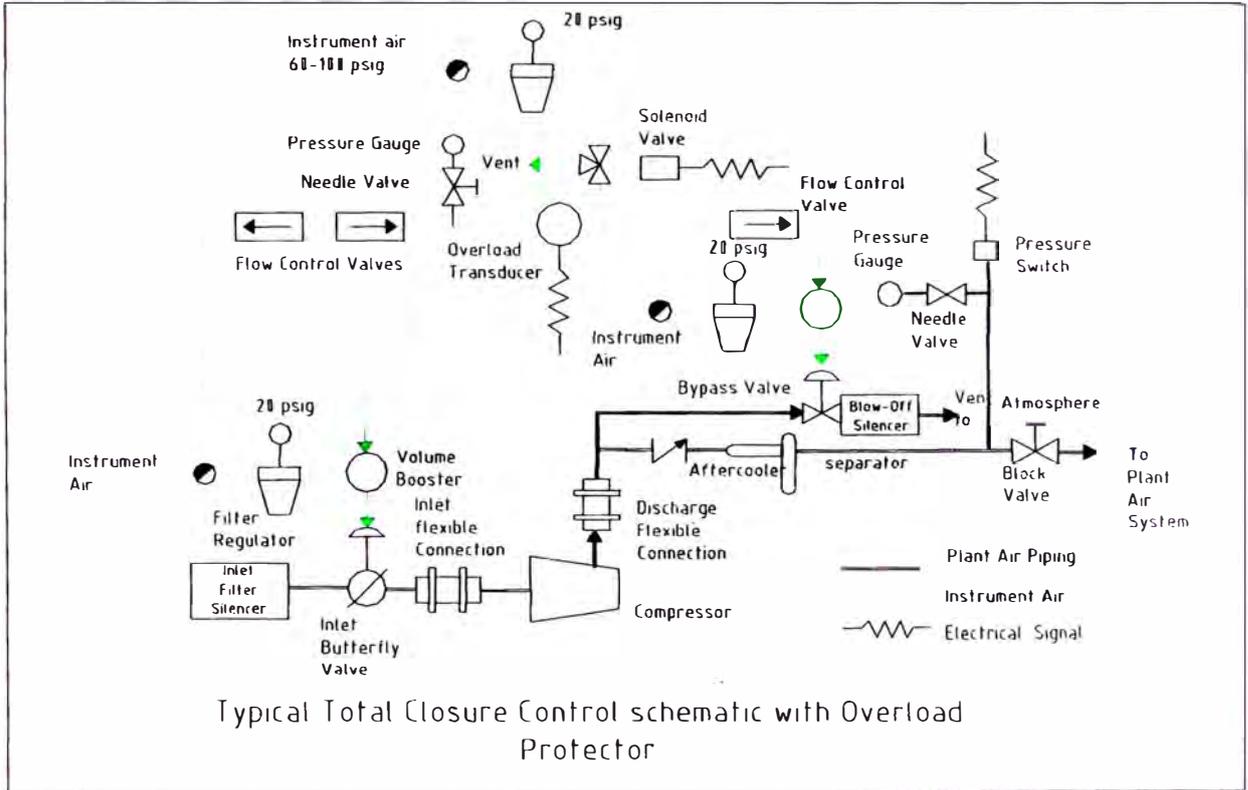
Concluimos también que al ir variando la capacidad de un compresor tipo tornillo en sentido descendente, obtendremos una variación del ahorro de energía en sentido inverso.

ANEXOS

ANEXO N° 1



ANEXO Nº 2



ANEXO Nº 3

ENERGÍA ELÉCTRICA

1. TURBOCOMPRESOR

NORMAL SET POINT DE FIC 80%

7 días: 22 / 7 BBC (Alta) 57 531 300

29 / 7 57 621 800

$90\,500 / 7 = 12\,928.57$ kWh/día

f: 1.20 = 15 514.28 kWh/día

SET POINT DE FIC 70%

Día	02 / 8	03 / 8	04 / 8	05 / 8	
3°	4 700	4 700	4 500	4 800	
1°	4 800	5 200	5 000	4 900	
2°	4 500	4700	4 700	4 800	
TOTA	14 200	14 600	14 200	14 500	$57\,500 / 4 = 14\,375$
L					kWh/día

Realizando una resta obtenemos: 15 514 kWh/día

14 375 kWh/día

1 139 kWh/día de AHORRO

De aquí, ratificamos lo antes dicho, que a un funcionamiento de los compresores a menor carga se obtiene mayor ahorro.

ANEXO Nº 4

CONSUMO ENERGETICO DE COMPRESORES

COMPRESORES RECIPROCOS

COMPRESO R	Capacidad m ³	kWh/Turno	kWh/día	kWh/m ³
873-1	30	1136	3408	4.73
873-2	30	1136	3408	4.73
873-3	30	848	2544	3.53
TOTAL	90	3120	9360	4.33

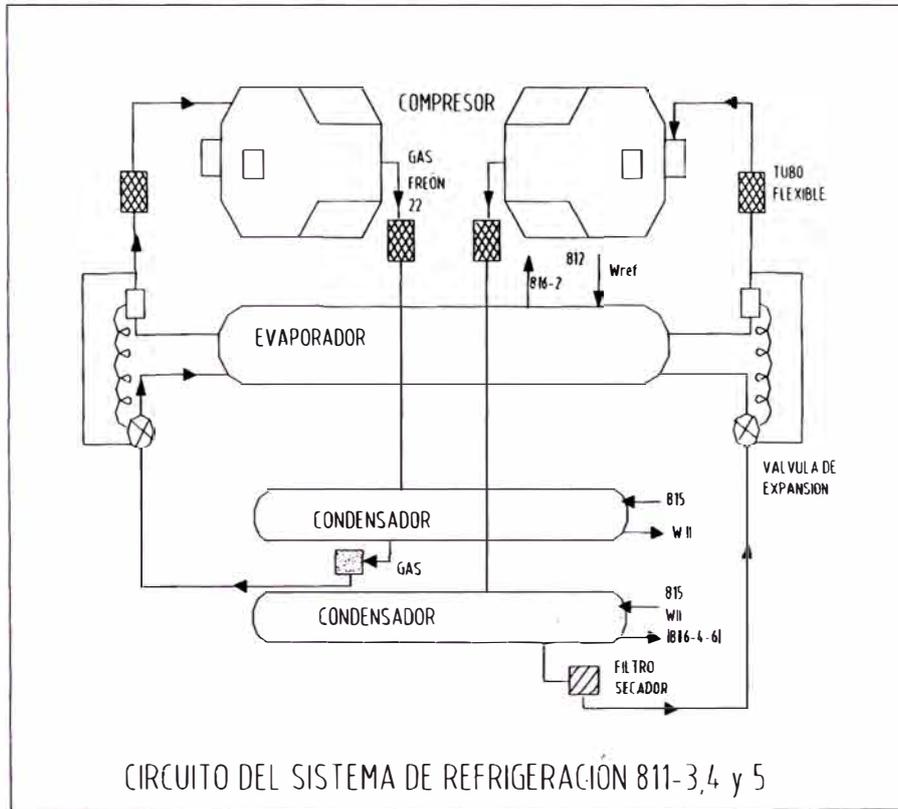
Para los cálculos se ha considerado tensión nominal, corriente a plena carga y un factor de potencia de 0.9.

TURBOCOMPRESOR (valores medidos)

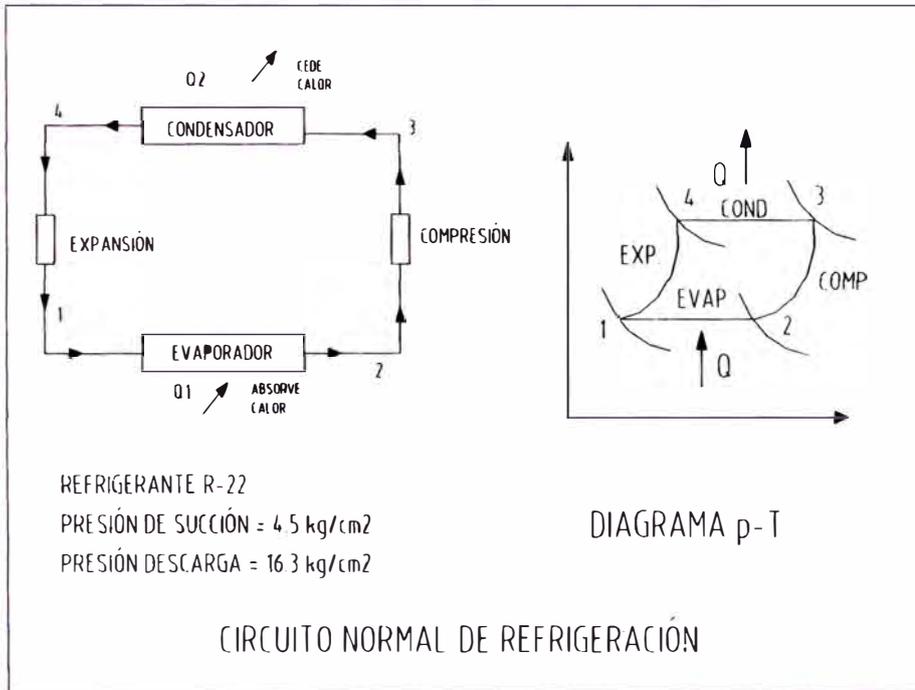
COMPRESOR	Capacidad m ³	kWh/Turno	kWh/día	kWh/m ³
873-4	160	5 000	15 000	3.9
	120	5 000	15 000	5.2
	100	5 000	15 000	6.25
	90	5 000	15 000	6.9

Conclusión: Para una producción de 100 m³ para abajo es más conveniente trabajar con los compresores recíprocos.

ANEXO Nº 5



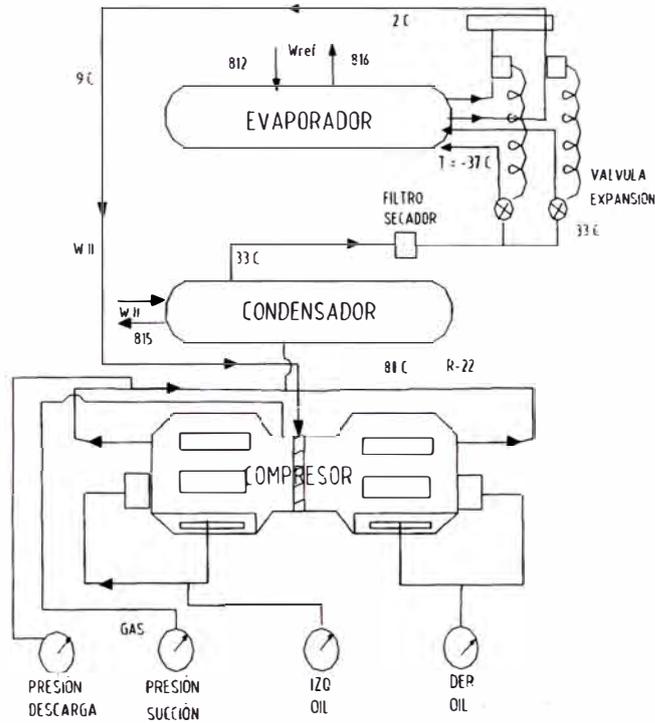
ANEXO Nº 6



ANEXO Nº 7

CIRCUITO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

811-2,1 TUBERÍA CON AISLANTE



PRESION SUCCION = 35 kg/cm²
PRESION DESCARGA = 15.5 kg/cm²

ANEXO Nº 8

Especificaciones Técnicas

Turbo compresor JOY

Modelo TA 70-M2

N de serie: BF-6236

Año: 1976

Gas: Aire

Humedad relativa: (%) 100

Presión de succión: (psia) 14.4 = 0.98 kg/cm²

(psig) 0.3 = 0.02 kg/cm²

Volumen de succión: 7340 icfm = 204 Nm³/min

Temperatura de ingreso del aire:

1ra. Etapa: (F) 60 = 16 C.

2da. Etapa: (F) 95 = 35 C.

Presión de descarga: (psia) 48.5 = 3.3 kg/cm²

(psig) 33.8 = 2.3 kg/cm²

Temperatura del agua de enfriamiento: (F) 75 = 24 °C.

Velocidad de entrada: (RPM) 3538

Características del motor:

Potencia del motor: (HP) 900 = 662 k W

Voltaje: (V) 2300

Factor de servicio (%) 1.15

Sistema de arranque: Voltaje reducido

Fabricante : Westinghouse Electric Corporation

Tipo : ODP.

Fases: 3.

Ciclaje : 60 Hz.