



Universidad Nacional
SAN LUIS GONZAGA



Atribución-NoComercial-SinDerivadas 4.0 Internacional

Esta licencia es la más restrictiva de las seis licencias principales Creative Commons, permitiendo a otras solo descargar sus obras y compartirlas con otras siempre y cuando den crédito, pero no pueden cambiarlas de forma alguna ni usarlas de forma comercial.

<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0>



Recibo de pago N° 186628

Visto el Informe N° 057-2025-PIEO-UI-FIMEE-UNSLG, emitido la operaria del sistema de antiplagio se emite la siguiente constancia:

N° 055-2025

CONSTANCIA

El que suscribe, director de la Unidad de Investigación de la Facultad de Ingeniería Mecánica Eléctrica y Electrónica, hace constar que se ha realizado el análisis con el software de verificación de similitud de la **Tesis** cuyo título es:

“PROPUESTA DE CONTROL DE TÚNEL DE ENFRIAMIENTO DE UVA CON COMPRESOR RECIPROCANTE DE CAPACIDAD VARIABLE Y CONDENSACIÓN FLOTANTE EN PLANTA ARAEXPORT-CASMA”

Presentado por:

AMABLE TENORIO, CESAR ABRAHAM

BACHILLER de la Facultad INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA Y ELECTRÓNICA – Escuela Profesional de INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA. El resultado obtenido es un porcentaje de UNO POR CIENTO (1%), por el cual se le otorga el calificativo de:

APROBADO

Se adjunta al presente, el reporte de evaluación con el software de verificación de originalidad.

Ica, 26 de febrero del 2025

UNIVERSIDAD NACIONAL "SAN LUIS GONZAGA"
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA Y ELECTRÓNICA
UNIDAD DE INVESTIGACIÓN

Dr. José Luis Donayre Pasache
DIRECTOR DE UNIDAD

UNIVERSIDAD NACIONAL SAN LUIS GONZAGA DE ICA
Facultad de Ingeniería mecánica eléctrica y electrónica



TESIS

**Propuesta de control de túnel de enfriamiento de uva con
compresor recíprocante de capacidad variable y condensación
flotante en planta Araexport-Casma**

PARA OPTAR POR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:
Ciencias naturales, ingeniería y tecnologías sostenibles

ELABORADO POR:
CÉSAR ABRAHAM AMABLE TENORIO

ASESOR:
ING. JOSÉ CAMPOS BARRIENTOS

Ica-Perú

2025

Dedicatoria

A Dios por permitirme alcanzar esta meta, por brindarme salud y no abandonarme en las dificultades de la vida. A mis padres Federico y Elva por su apoyo durante estos años por su esfuerzo, su cariño y apoyo incondicional. A mis hermanos José Carlos y Abner, a toda mi familia y amigos por sus palabras de aliento.

Agradecimientos

A mi querida Facultad y a los buenos docentes que me apoyaron con sus enseñanzas en estos años de formación académica. A mis amigos de la universidad y a los del “Grupo Friopacking” con quienes compartimos la misma pasión por la Ingeniería.

Resumen

El presente trabajo tiene como finalidad brindar una mejora energética en los procesos de enfriamiento de los túneles californianos que se vienen usando actualmente en el país; esta mejora consiste en la implementación de nuevas tecnologías como son el uso de compresores recíprocos de capacidad variable, así también el uso de ventiladores del tipo EC con el algoritmo de condensación flotante. Estas nuevas tecnologías se implementaron a manera de prueba en la planta de procesos Araexport-Casma-Perú.

Para el análisis del sistema de refrigeración, se evalúa de manera teórica el comportamiento del túnel de enfriamiento de uva en condiciones de diseño según fichas técnicas de sus fabricantes. Luego de ello, se realizó mediciones de energía y tiempos de enfriamiento con el túnel en operación en condiciones normales de funcionamiento. Finalmente, se realizó la implementación de ventiladores EC y la lógica de condensación flotante y se volvió a realizar mediciones de energía.

Comparando los costos de energía, se llegó a obtener hasta 23.02 % de ahorro de energía entre el sistema trabajando con condensación fija versus el sistema trabajando con capacidad variable y condensación flotante.

La lógica expuesta en el presente trabajo no es exclusiva del refrigerante analizado el R507A, sino por el contrario, puede ser usado en cualquier refrigerante; puesto que las nuevas regulaciones europeas proponen el uso de la lógica de condensación flotante con carácter obligatorio en los nuevos sistemas de refrigerantes naturales como el CO₂.

Palabras clave: Compresores, condensación flotante, capacidad digital.

ABSTRACT

The purpose of this work is to provide an energy improvement in the cooling processes of the Californian tunnels that are currently being used in the country; This improvement consists of the implementation of new technologies such as the use of variable capacity reciprocating compressors, with the use of EC type fans and with the floating condensation algorithm. These new technologies are implemented on a trial basis at the Araexport-Casma- Perú process plant.

For the analysis of the refrigeration system, the behavior of the grape cooling tunnel is theoretically evaluated under design conditions according to manufacturers' technical sheets. After that, energy measurements and cooling times were carried out with the tunnel in operation under normal operating conditions. Finally, the implementation of EC fans and the floating condensation logic was carried out and energy measurements were carried out again.

Comparing energy costs, it was possible to obtain up to 23.02 % energy savings between the system working with fixed condensation versus the system working with variable capacity and floating condensation.

The logic presented in this paper is not exclusive to the refrigerant analysed, R507A, but on the contrary, it can be used in any refrigerant; In particular, the new European regulations propose the use of floating condensation logic as mandatory in new natural refrigerant systems such as CO₂.

Keywords: Compressors, floating condensation, digital capacity.

ÍNDICE DE CONTENIDO

I	GENERALIDADES.....	1
1.1	Título de tesis	1
1.2	Nombre (s) de autor (es).....	1
1.3	Nombre del asesor o asesores.....	1
1.4	Facultad y Escuela profesional.....	1
1.5	Lugar e institución donde se desarrollará el proyecto.....	1
1.6	Duración del proyecto en meses.....	1
II	PLAN DE INVESTIGACIÓN	2
2.1	Planteamiento del problema.....	2
2.1.1	Antecedentes de la investigación.....	2
2.1.2	Formulación del problema.....	3
2.1.3	Justificación e importancia de la investigación.....	3
2.2	Objetivos 5	
2.2.1	Objetivo general.....	5
2.2.2	Objetivo específico.....	5
2.3	Hipótesis y variables de la investigación.....	5
2.3.1	Hipótesis general.....	5
2.3.2	Hipótesis específicas.....	6
2.3.3	Variable independiente.....	6
2.3.4	Variable dependiente.....	6
2.4	Estrategia metodológica.....	6
2.4.1	Método de la investigación.....	6
2.4.2	Alcance de la investigación.....	6
2.4.3	Diseño de la investigación.....	6
2.4.4	Contexto de la investigación.....	6
2.4.5	Población.....	6
2.4.6	Muestra 6	
2.5	Financiamiento y Presupuesto del proyecto.....	6
2.5.1	Financiamiento.....	6
2.5.2	Presupuesto.....	7
2.6	Cronograma de actividades.....	8
III	MARCO TEÓRICO	9
3.1	Conceptos fundamentales de refrigeración.....	9
3.1.1	Ciclo de refrigeración ideal.....	9
3.1.2	Ciclo de refrigeración Real.....	12
3.1.3	Refrigerantes.....	13
3.1.4	Carga térmica.....	15
3.1.5	Potencia y energía eléctrica.....	16
3.2	Elementos del sistema de refrigeración.....	19
3.2.1	Compresores.....	19
3.2.4	Evaporadores de refrigeración.....	25
3.2.4.1	Evaporador seco de tipo por aire forzado.....	25
3.2.5	Electroválvulas de control.....	26
3.2.6	Sensores de temperatura.....	27
3.2.7	Transductores de presión.....	28
3.3	Productos.....	28
3.3.1	Características de la Uva.....	28
3.3.2	Características del empaque.....	29
3.3.3	Características del proceso.....	30
3.3.4	Exportaciones de fruta fresca en el Perú.....	32
3.4	Túneles de enfriamiento.....	32
3.4.1	Túnel de enfriamiento californiano.....	32
3.5	Desarrollo y explicación de la propuesta a implementar.....	35

3.5.1	Compresores reciprocantes tipo pistón de capacidad variable	35
3.5.2	Ventiladores tipo EC	39
3.5.3	Lógica de condensación flotante	39
3.5.4	Controladores electrónicos para control de unidades de refrigeración.....	42
IV	ANÁLISIS DEL CLIMA, CONDICIONES DE DISEÑO Y SIMULACIONES	
	TEÓRICAS DE FUNCIONAMIENTO DEL TUNEL N°03	46
4.1	Reseña de la planta Araexport	46
4.1.1	Ubicación de la planta Araexport	47
4.2	Análisis de clima en planta	47
4.2.1	Obtención de datos de la NASA	47
4.2.2	Análisis de datos	48
4.2.3	Análisis de temperaturas durante los días de mediciones	50
4.3	Características técnicas del túnel en análisis.....	51
4.3.1	Unidad condensadora	52
4.3.2	Evaporador del túnel	53
4.4	Simulación de funcionamiento mediante software en condición de diseño	55
4.4.1	Calor específico en el compresor.....	57
4.4.2	Calor específico en el condensador	57
4.4.3	Calor específico en el evaporador.....	57
4.4.4	Flujo másico en el sistema.....	57
4.4.5	Potencia en el compresor.....	58
4.4.6	Potencia en el condensador	58
4.4.7	Potencia en el evaporador.....	58
4.4.8	Factor de potencia del compresor	58
4.4.9	Análisis de energía eléctrica consumida por el sistema en condiciones de diseño....	59
4.5	Simulación de funcionamiento del túnel con implementación de compresores reciprocantes de capacidad variable y condensación flotante.....	61
4.5.1	Simulación de funcionamiento mediante software en condición de condensación flotante en funcionamiento al 100 %.....	61
4.5.2	Simulación de funcionamiento mediante software en condición de condensación flotante en funcionamiento al 66 %	62
4.5.3	Simulación de funcionamiento mediante software en condición de condensación flotante en funcionamiento al 33 %	62
4.5.4	Análisis de energía eléctrica consumida por el sistema en condiciones de simulación con compresor reciprocante y condensación flotante	63
V	MEDICIONES Y OPERACIÓN DEL TUNEL N°3 EN CONDICIONES	
	ACTUALES Y CON IMPLEMENTACIÓN	66
5.1	Equipos usados en las mediciones	66
5.1.1	Analizador de refrigeración digital testo 570.....	66
5.1.2	Analizador eléctrico multifunción PM 130 EH PLUS SATEC	67
5.1.3	Pinza amperimétrica Fluke 376 FC	67
5.1.4	Termostato portátil Penta III full gauge.....	68
5.2	Mediciones en túnel N°3 en condiciones actuales (antes de implementación)	69
5.2.1	Mediciones de presión y temperatura en condiciones de diseño.....	69
5.2.2	Mediciones de potencia y energía en condiciones de diseño	69
5.2.3	Mediciones de potencia eléctrica en condiciones de diseño	70
5.3	Mediciones en túnel N°3 con condensación flotante (después de la implementación)	71
5.3.1	Mediciones de presión y temperatura en condiciones de implementación de condensación flotante	72
5.3.2	Mediciones de potencia y energía en condiciones de implantación con condensación flotante 73	
5.3.3	Mediciones de potencia eléctrica con condensación flotante.....	73

VI	DISCUSIÓN Y COMPARACIÓN DE RESULTADOS	75
6.1	Comparación energética de los resultados	75
6.2	Análisis de los costos de la implementación en túnel N°3.....	76
6.2.1	Presupuesto de la implementación.....	76
6.2.2	Rentabilidad de la propuesta de mejora en escenario pesimista.....	76
6.2.3	Rentabilidad de la propuesta de mejora en escenario normal	78
6.2.4	Rentabilidad de la propuesta de mejora en escenario optimista.....	80
6.2.5	Rentabilidad de la propuesta de mejora en túnel N°03 en resumen	81
VII	CONCLUSIONES	83
VIII	RECOMENDACIONES.....	85
IX	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	86
X	ANEXOS.....	89

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla I	Presupuesto de Tesis.....	7
Tabla II	Características de la Uva.....	29
Tabla III	Controladores del sistema de refrigeración instalados en el túnel N°3.....	43
Tabla IV	Lista de parámetros configurados en el controlador XC650CX.....	44
Tabla V	Lista de parámetros configurados en el controlador XEV02D.....	44
Tabla VI	Temperaturas bulbo seco Máximas en últimos 20 años para la planta Araexport ..	49
Tabla VII	Temperaturas bulbo húmedo. Máximas en últimos 20 años para la planta Araexport	49
Tabla VIII	Ficha de UC Smartcold.....	52
Tabla IX	Datos de diseño de sistema de refrigeración.	55
Tabla X	Cuadro de cargas del sistema de refrigeración túnel N°3.....	59
Tabla XI	Simulación de temperaturas de condensación en túnel N°3 con el sistema al 100%	61
Tabla XII	Simulación de temperaturas de condensación en túnel N°3 con el sistema al 66 %	62
Tabla XIII	Simulación de temperaturas de condensación en túnel N°3 con el sistema al 33 %	63
Tabla XIV	Simulación de operación del túnel N°3 con condensación flotante y compresor ...	64
Tabla XV	Equipos usados durante las mediciones	66
Tabla XVI	Presiones y temperaturas medidas en condiciones normales de operación.....	69
Tabla XVII	Presiones y temperaturas medidas en condiciones de operación condensación flotante.....	72
Tabla XVIII	Comparación de energía y costos de un proceso de enfriamiento en el túnel N°3 .	75
Tabla XIX	Costo de la implementación de ventiladores EC en túnel N°03 de Araexport.....	76
Tabla XX	Estimación de costos de energía por campaña de Uva para el túnel N°03 en escenario pesimista	77
Tabla XXI	Rentabilidad para la propuesta de mejora para el túnel N°03 en escenario pesimista	78
Tabla XXII	Rentabilidad para la propuesta de mejora para el túnel N°03 en escenario normal	79
Tabla XXIII	Rentabilidad para la propuesta de mejora para el túnel N°03 en escenario normal	79
Tabla XXIV	Rentabilidad para la propuesta de mejora para el túnel N°03 en escenario optimista	80
Tabla XXV	Rentabilidad para la propuesta de mejora para el túnel N°03 en escenario optimista	81
Tabla XXVI	Rentabilidad para la propuesta de mejora para el túnel N°03 para VAN	82

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Esquema de componentes de Túnel de Enfriamiento.....	4
Figura 2. Cronograma de actividades para sustentación de tesis	8
Figura 3. Ciclo ideal por compresión de vapor.....	9
Figura 4. Ciclo real por compresión de vapor	12
Figura 5. Potencial de calentamiento global en los refrigerantes.....	15
Figura 6. Calores para el cálculo de cargas térmica.....	16
Figura 7. Funcionamiento de Compresor Reciprocante tipo pistón	20
Figura 8. Intercambiadores de calor de flujo cruzado por aire forzado.....	22
Figura 9. Esquema de una válvula de expansión termostática.....	24
Figura 10. Esquema de un evaporador cúbico.....	26
Figura 11. Esquema de un solenoide.....	27
Figura 12. Productos en túneles de enfriamiento.....	31
Figura 13. Esquema de operación de túnel de enfriamiento californiano	33
Figura 14. Proceso de enfriamiento de cara externa en túnel californiano.....	34
Figura 15. Proceso de enfriamiento de cara interna en túnel californiano	35
Figura 16. Funcionamiento de bloqueo de succión	36
Figura 17. Regulación de capacidad por bobina estándar.....	37
Figura 18. Regulación de capacidad por bobina digital.....	38
Figura 19. Regulación de la velocidad en un ventilador tipo EC.....	39
Figura 20. Regulación de ventiladores AC en controlador XC650CX de dixell.....	41
Figura 21. Regulación de presión de condensación flotante.....	42
Figura 22. Ubicación de planta Frescos Araexport.....	47
Figura 23. Descarga de temperatura desde plataforma de la NASA	48
Figura 24. Temperaturas bulbo seco durante los días 06/01/2023 y 07/01/2023	50
Figura 25. Esquema de componentes de Túnel N°3 Araexport Frescos	51
Figura 26. Ficha técnica compresor Dorin H5000CC	52
Figura 27. Ficha técnica condensador CJS614424 TRU	53
Figura 28. Ficha técnica de evaporador. Ficha técnica evaporador A.32.CR.20.AP.52.06.4000.80.E.X.X.078.312.R 54/88.9 T.....	54
Figura 29. Simulación en condiciones de diseño Túnel N°3.	56
Figura 30. Diagrama de Mollier, condiciones de diseño del Túnel N°3	56
Figura 31. Puntos del diagrama termodinámico del Túnel N°3.....	57
Figura 32. Pliego tarifario en el mes de enero 2023 Casma.....	60
Figura 33. Ficha de analizador testo 570.....	66
Figura 34. Ficha de analizador PM 130 EH PLUS.....	67
Figura 35. Ficha técnica de pinza 376 FC	68
Figura 36. Ficha técnica de termostato Penta III	68
Figura 37. Mediciones de energía con software Pas de SATEC.....	70
Figura 38. Gráfico de potencia eléctrica durante operación del túnel N°03 en condiciones normales	70
Figura 39. Gráfico de potencia eléctrica durante operación del túnel N°03 con implementación	73

ÍNDICE DE ECUACIONES

Ecuación 1: Calores específicos en ciclo ideal	10
Ecuación 2: Calores específicos en el compresor en ciclo ideal	10
Ecuación 3: Calor específico en el condensador en ciclo ideal.....	11
Ecuación 4: Calor específico en el evaporador en el ciclo ideal	11
Ecuación 5: Coeficiente de desempeño en ciclo ideal en el evaporador	11
Ecuación 6: Coeficiente de desempeño en ciclo ideal en el condensador.....	11
Ecuación 7: Potencia en el compresor.....	11
Ecuación 8: Potencia en el condensador.....	12
Ecuación 9: Potencia en el evaporador.....	12
Ecuación 10: Ley Ohm.....	18
Ecuación 11: Potencia eléctrica monofásica.....	18
Ecuación 12: Potencia eléctrica Trifásica.....	18
Ecuación 13: Energía eléctrica.....	18
Ecuación 14: Volumen desplazado por el pistón.....	21
Ecuación 15: flujo volumétrico del compresor.....	21
Ecuación 16: Ecuación de flujo.....	23
Ecuación 17: Diferencia de temperatura media logarítmica	23
Ecuación 18: Porcentaje de ciclo de trabajo PWM.....	38
Ecuación 19: Potencia térmica transferida al aire en el condensador de tiro por aire	40
Ecuación 20: Costo de la energía eléctrica	60

I GENERALIDADES

1.1 Título de tesis

Propuesta de control de túnel de enfriamiento de uva con compresor reciprocante de capacidad variable y condensación flotante en planta Araexport-Casma

1.2 Nombre (s) de autor (es)

Bach. César Abraham Amable Tenorio

1.3 Nombre del asesor o asesores.

Ing. José Rosendo Campos Barrientos (Asesor interno)

1.4 Facultad y Escuela profesional.

Facultad de ingeniería mecánica eléctrica y electrónica, escuela profesional de Ingeniería mecánica y eléctrica.

1.5 Lugar e institución donde se desarrollará el proyecto.

El presente trabajo se realizó en la planta Araexport SAC. Esta empresa dedicada al sembrío y exportación de fruta fresca se encuentra ubicada en la Provincia de Casma, región de Ancash, República del Perú

1.6 Duración del proyecto en meses

Fecha de inicio: Diciembre del 2022

Fecha de culminación: Diciembre del 2023

II PLAN DE INVESTIGACIÓN

2.1 Planteamiento del problema.

2.1.1 Antecedentes de la investigación.

2.1.1.1 Antecedentes Internacionales

(F. Da Costa, C. Biserni, D. Barreto, E. Domínguez, I. Acunha) realizaron una investigación sobre la importancia de reducir la presión de condensación en un sistema de refrigeración para reducir el consumo de energía eléctrica en un sistema de refrigeración; para ello usaron un modelo a escala en laboratorio este con un condensador, compresor, evaporador, tubo capilar y condensador evaporativo. Estas pruebas consistieron en lectura de los principales parámetros y según variación de la presión de descarga del compresor y temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo variar el flujo de aire en el condensador con el uso de ventiladores AC controlados por un variador de frecuencia. Para estos experimentos usaron como refrigerante el R-22. La lógica de control del sistema de refrigeración fue cargada en un PLC. Se sometió a prueba el sistema a diversas presiones y velocidades en los motores; en los experimentos se encontró que no es del todo beneficioso reducir la presión de condensación ya que si bien el consumo de energía se reduce en los ventiladores al reducir su velocidad también se reduce la relación de compresión, esto ocasiona que la demanda de potencia suba; por lo que mantener en frecuencias mínimas resulta de vital importancia. Luego de las pruebas en laboratorio se realizaron las pruebas a escala en una planta de amoníaco dedicada a la congelación de alimentos. Estas pruebas se realizaron durante 16 meses. Esta investigación y el diseño lógico desarrollado logró tener ahorros de energía de hasta 43 % de la demanda total, y el sistema comparado con si no se usara ningún método de control, llegó a un promedio de reducción de 7.3 % de ahorro de energía. [1]

(Lu, W., Meng Z., Sun Y., Zhong Q.; Zhu H.) en su investigación “Rendimiento energético mejorado del sistema de reciclaje de amoníaco utilizando control de temperatura de condensación flotante”. Desarrollaron un esquema con modelos termodinámicos para maximizar el coeficiente de rendimiento de los sistemas COP; en un sistema de recuperación de amoníaco. Para este esquema realizaron el ajuste óptimo de temperatura de condensación y velocidad del compresor; ajustando la velocidad del compresor se puede maximizar el COP. De manera teórica concluyeron que el sistema podría mejorarse entre un 19.2 y un 27.6 %. [2]

2.1.1.2 Antecedentes Nacionales

(W. Crisanto) En su tesis realiza un estudio comparativo entre un túnel de enfriamiento continuo y un túnel californiano para enfriamiento de uva fresca. Su tesis desarrollada en la planta AGRÍCOLA ZEIT ORGANISCH S.A.C., ubicada en la región de Lambayeque plantea que los túneles de refrigeración continuos son más eficientes que un túnel del tipo californiano. En esta investigación se llega a la conclusión que el sistema de túneles continuo es hasta 42.8 % más eficiente que el túnel californiano. En este trabajo no se detalla los aspectos técnicos del cada túnel como el tipo de refrigerante, las presiones de trabajo, modelo del compresor, tipo de control de cada sistema. Esta investigación muestra datos muy importantes como tiempos de enfriamiento, operación de cada túnel, operación de la planta de empaque y exportación de fruta fresca. [3]

(I. Ramírez) en su investigación desarrolla un modelo matemático para control avanzado de túnel de enfriamiento, para ello usa el software de modelamiento matemático Matlab. Para el estudio se compara un control tradicional del tipo todo o nada versus modelos de control PID y modelos GPC. Con tipo de control planteado se tiene menores oscilaciones al del sistema tradicional, en el modelo se ve que con una señal de entrada de frecuencia del compresor en Hz se tiene una modulación de salida con respecto a la temperatura del recinto. El trabajo plantea que los controles y modulaciones en el control pueden lograr mejoras en el consumo de energía versus los métodos tradicionales de control [4]

2.1.2 Formulación del problema

2.1.2.1 Problema General

¿con la Propuesta de control de túnel de enfriamiento de uva con compresor recíprocante de capacidad variable y condensación flotante en planta Araexport-Casma se mejorará la eficiencia del sistema?

2.1.2.2 Problemas específicos

- ¿El cambio de ventiladores tipo AC por EC lograra que el sistema de refrigeración trabaje con condensación flotante en planta Araexport-Casma?
- ¿Con el uso de la Propuesta de control de túnel de enfriamiento de uva con compresor recíprocante de capacidad variable y condensación flotante se mejorara el consumo de energía eléctrica en el túnel en la planta Araexport - Casma?

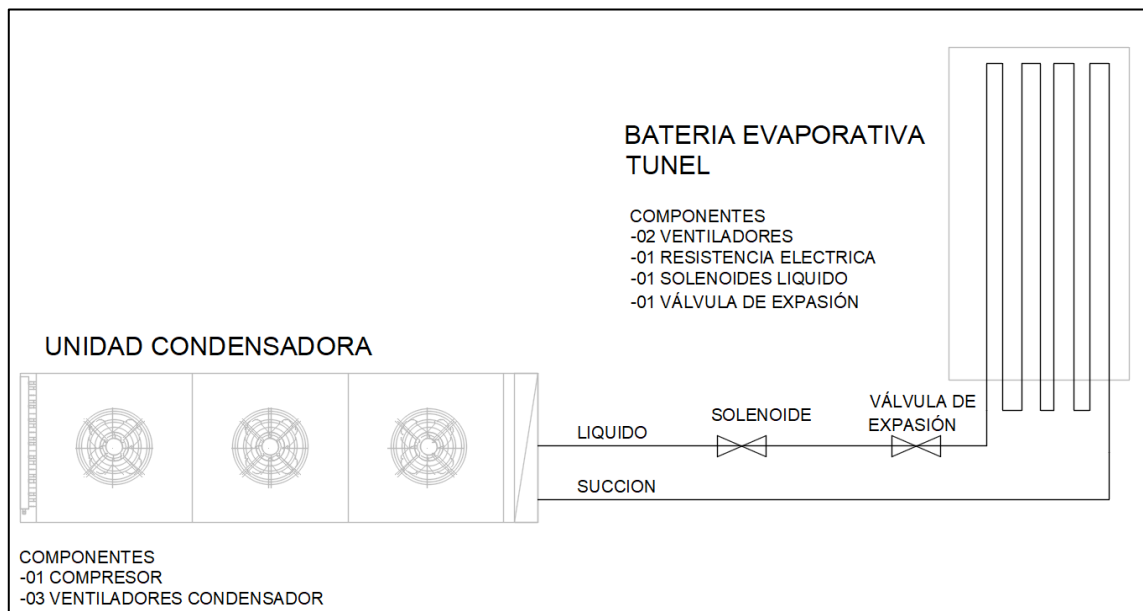
2.1.3 Justificación e importancia de la investigación

Hoy en día, en el Perú se cuenta con un gran número de plantas dedicadas al proceso de enfriamiento de fruta fresca para exportación. De estas plantas el mayor número son plantas que usan como refrigerante los freones.

Las plantas que usan como refrigerante los freones, son sistemas de refrigeración independientes, esto quiere decir que generalmente por cada ambiente se tiene una unidad condensadora dedicada. Cada unidad condensadora está provista de compresores, condensador y están unidas a los evaporadores mediante tuberías de alta y baja presión. La unidad condensadora, válvula de expansión y evaporador completan el circuito de refrigeración y tiene como finalidad refrigerar el ambiente respectivo.

En una planta de freón los túneles de enfriamiento representan la mayor potencia instalada, el sistema de refrigeración para un túnel de enfriamiento se basa en el ciclo de refrigeración real; tal como se muestra en la Figura 1 está equipado de: Unidad condensadora (compresor, condensador), tuberías de cobre de alta y baja presión, solenoide de líquido, válvula de expansión, evaporador.

Figura 1. Esquema de componentes de Túnel de Enfriamiento



Fuente: Elaboración propia.

2.1.3.1 Justificación de la investigación

Los túneles de enfriamiento cuentan con una alta potencia de refrigeración ya que tienen como objetivo enfriar el producto en el menor tiempo posible, al tener una alta potencia de refrigeración demandan también una gran cantidad de energía. Actualmente las unidades condensadoras instaladas en las plantas de freón del Perú no cuentan con sistemas de control capaces de mejorar el consumo de energía y volver el sistema más eficiente.

El presente trabajo está justificado en plantear propuestas para mejorar la eficiencia energética, mejorando y optimizando el sistema de refrigeración buscando desarrollar la misma potencia frigorífica con menor consumo de energía.

2.1.3.2 Importancia de la investigación

La importancia del presente trabajo es aportar conocimiento teórico y práctico. El presente trabajo plantea volver los sistemas de refrigeración en los túneles de enfriamiento más eficientes, implementando nuevas tecnologías y planteando mejoras en las unidades ya existentes.

Adicionalmente con las mediciones realizadas y con los planos eléctricos, tabla de configuraciones en los controladores. Estas mejoras pueden ser implementadas en cualquier planta de refrigeración que use la misma arquitectura presentada.

El aporte de esta tesis es que este trabajo sirva de guía y se pueda replicar las mismas mejoras en todos los sistemas de refrigeración que usen el mismo o similar diseño. La lógica planteada de condensación flotante y modulación de capacidad puede ser usada para volver los sistemas de refrigeración más eficientes energéticamente; esto quiere decir que con la misma capacidad frigorífica se tendrá un menor consumo de energía y por lo tanto un costo menor de operación.

2.2 Objetivos

2.2.1 Objetivo general

Proponer una lógica de control de túnel de enfriamiento de uva con compresor reciprocante de capacidad variable y condensación flotante en planta Araexport-Casma para mejorar la eficiencia del sistema

2.2.2 Objetivo específico

Mejorar la condensación del sistema de refrigeración con el cambio de ventiladores AC por DC en planta Araexport-Casma.

Realizar simulaciones de manera teórica mediante el uso de software del fabricante del compresor; luego medir de manera práctica los consumos de energía iniciales durante un proceso en enfriamiento y después de la implementación de la propuesta de control. midiendo las principales variables como: presión de succión, presión de condensación, temperatura ambiente y temperatura dentro del túnel en la planta Araexport - Casma

2.3 Hipótesis y variables de la investigación

2.3.1 Hipótesis general

La propuesta de lógica de control de túnel de enfriamiento de uva con compresor reciprocante de capacidad variable y condensación flotante en planta Araexport-Casma mejorará la eficiencia del sistema.

2.3.2 Hipótesis específicas

El cambio de ventiladores del tipo AC por EC mejorara la presión de condensación del sistema de refrigeración en planta Araexport-Casma.

El uso de la propuesta de control del túnel de enfriamiento de uva con compresor reciprocante de capacidad variable y condensación flotante resultara en mejorar el consumo de energía eléctrica en el túnel en la planta Araexport – Casma.

2.3.3 Variable independiente

Control de túnel de enfriamiento uva con compresor reciprocante de capacidad variable

2.3.4 Variable dependiente

presión de condensación en el túnel de enfriamiento de uva planta Araexport -Casma

2.4 Estrategia metodológica

2.4.1 Método de la investigación

El método usado es el cuantitativo; ya que se medirán datos, se analizarán las mediciones y se compararán los resultados obtenidos.

2.4.2 Alcance de la investigación

El presente trabajo cuenta con un alcance aplicativo, porque el propósito se basa en mediciones del efecto de las mejoras de la lógica de control. Mejorando la lógica de control se consigue una eficiencia del sistema de refrigeración.

2.4.3 Diseño de la investigación

El diseño de la investigación es del tipo descriptivo transversal; ya que se analizó de manera teórica el comportamiento del túnel; luego se realizó mediciones del comportamiento real del túnel.

2.4.4 Contexto de la investigación

El contexto del presente trabajo es académico.

2.4.5 Población

La población está formada por el túnel del tipo californiano N°03 en la planta Araexport- Casma; donde se realizarán las mediciones de la implementación.

2.4.6 Muestra

Para el presente trabajo se tomará como muestra las mediciones en dos procesos de enfriamiento. La primera medición será con el túnel en operación en condiciones normales y la segunda medición con la lógica de mejora ya implementada.

2.5 Financiamiento y Presupuesto del proyecto.

2.5.1 Financiamiento

El presente trabajo fue autofinanciado de manera académica y por la empresa smartcold S.A.C. para los gastos de viáticos y equipos para las pruebas y mediciones.

2.5.2 Presupuesto

El presupuesto que se dispuso para el presente trabajo se detalle en la Tabla I.

Tabla I
Presupuesto de Tesis

ÍTE M	DESCRIPCIÓN	UND	METRADO	PRECIO UNITARIO (S/)	PRECIO PARCIAL (S/)
1.0	Equipos y bienes duraderos:				
1.1	-Ventiladores EC Ø630 MM 440V/60HZ/ 3PH MOD: EC137/60D3G01-AS630/100S1-01-G	UND	4.0	S/ 1,467.14	S/ 5,868.56
1.2	-Sensor NTC CAREL (NTC060HP00)	UND	1.0	S/ 42.16	S/ 42.16
1.3	-Conector CAB/CJ30 dixell	UND	1.0	S/ 1.94	S/ 1.94
1.4	-Cables y consumibles	GLB	1.0	S/ 132.00	S/ 132.00
2.0	Materiales, instrumentos e insumos:				
2.1	-Pinza amperimétrica Fluke 376 FC	UND	1.0	S/ 2,766.00	S/ 2,766.00
2.2	-Analizador eléctrico multifunción PM 130 EH PLUS SATEC	UND	1.0	S/ 1,732.80	S/ 1,732.80
2.3	-Analizador de refrigeración digital testo 570	UND	1.0	S/ 4,182.08	S/ 4,182.08
2.4	-Termostato portátil Penta III full gauge	UND	1.0	S/ 231.04	S/ 231.04
3.0	Servicios Tecnológicos:				
3.1	-Servicio técnico de mano de obra por instalación de ventiladores	GLB	1.0	S/ 884.74	S/ 884.74
3.2	-Capacitación en curso de sistemas refrigeración con Amoniaco NH3	UND	1.0	S/ 650.00	S/ 650.00
3.3	-Capacitación en curso cálculo y diseño de cámaras frigoríficas y túneles de congelamiento	UND	1.0	S/ 490.00	S/ 490.00
4.0	Pasajes, Viáticos y representación institucional:				
4.1	-Combustible y peajes de camioneta para traslado de Ica a Casma ida y vuelta	GLB	1.0	S/ 397.43	S/ 397.43
4.2	-Viáticos por alimentación y hospedaje	GLB	1.0	S/ 634.50	S/ 634.50
5.0	Otros				
5.1	-Equipos de cómputo, energía eléctrica	GLB	1.0	S/ 200.00	S/ 200.00
5.2	-Materiales de escritorio, impresión de tesis, etc.	GLB	1.0	S/ 150.00	S/ 150.00
5.3	-Pago de derechos en la Universidad, costos de publicación de artículo científico, etc.	GLB	1.0	S/ 500.00	S/ 500.00
				COSTO TOTAL (S/)	S/ 18,863.25

Fuente: Elaboración propia

III MARCO TEÓRICO

3.1 Conceptos fundamentales de refrigeración

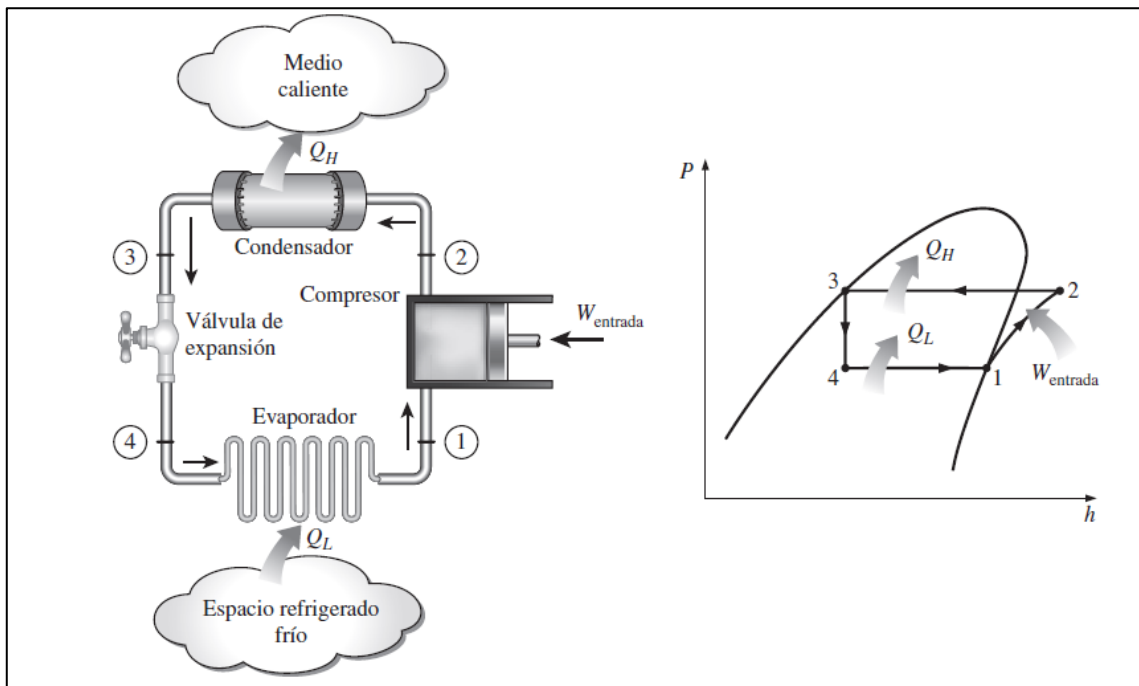
3.1.1 Ciclo de refrigeración ideal

Según Çengel y Boles:

Una de las principales áreas de aplicación de la termodinámica es la refrigeración, que es la transferencia de calor de una región de temperatura inferior hacia una temperatura superior. Los dispositivos que producen refrigeración se llaman refrigeradores, y los ciclos en los que operan se denominan ciclos de refrigeración. El ciclo de refrigeración que se utiliza con más frecuencia es por compresión de vapor, donde el refrigerante se evapora y se condensa alternadamente, para luego comprimirse en la fase de vapor. [5, p. 615]

Como expresan los autores, la base de los sistemas de refrigeración por compresión de vapor es retirar el calor de un sistema o ambiente y rechazar este calor en un sistema diferente. Este sistema es ideal, no existen pérdidas en los procesos termodinámicos. Como se muestra en la Figura 3, estos sistemas se componen de compresor, condensador, válvula de expansión, evaporador.

Figura 3. *Ciclo ideal por compresión de vapor*



Fuente: Reproducida de Esquema y diagrama P-h para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor. [5]

Como se muestra en la Figura 3, en el diagrama presión entalpía se deducen cuatro procesos termodinámicos que los autores detallan:

1-2 Compresión isentrópica en un compresor

2-3 Rechazo de calor a presión constante en un condensador

3-4 Estrangulamiento en un dispositivo de expansión

4-1 Absorción de calor a presión constante en un evaporador

En un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, el refrigerante entra al compresor en el estado 1 en fase de vapor saturado y se comprime isoentrópicamente hasta el lado de alta presión en el condensador. La temperatura del refrigerante aumenta durante el proceso de compresión isentrópica, hasta un valor superior al de la temperatura exterior del medio ambiente. Después el refrigerante que se encuentra como vapor sobrecalentado entra en el condensador en el estado 2 donde se condensa y sale como líquido saturado a la salida del condensador en el estado 3, este calor en el condensador es rechazado al ambiente. La temperatura del refrigerante en este estado es en líquido y se mantendrá por encima de la temperatura del medio circundante.

El refrigerante en estado líquido saturado en el estado 3 se estrangula hasta el lado de baja presión que es la presión del evaporador; al pasarlo por una válvula de expansión o por un tubo capilar. La temperatura del refrigerante está por debajo de la temperatura del ambiente refrigerado durante esta parte del proceso. El refrigerante ingresa al evaporador en el estado 4 en estado de vapor húmedo con una baja calidad, al pasar por evaporador el refrigerante se va evaporando por completo absorbiendo calor del espacio refrigerado. El refrigerante sale del evaporador como vapor saturado y volverá a ingresar al compresor, completando el ciclo. [5].

De estos procesos termodinámicos se puede deducir que los calores específicos calor q_h es igual a la sumatoria de los calores aportados por el compresor w_e más el calor del ambiente q_l . Expresada en (1).

Ecuación 1: Calores específicos en ciclo ideal

$$q_h = q_l + w_e \quad (1)$$

Donde:

q_h : Calor específico rechazado por el condensador

q_l : Calor específico en el evaporador

w_e : Calor específico del compresor

De la misma manera se puede hallar los calores específicos correspondientes y el coeficiente de desempeño en las siguientes ecuaciones:

Ecuación 2: Calores específicos en el compresor en ciclo ideal

$$w_e = h_2 - h_1 \quad (2)$$

Donde:

w_e : Calor específico del compresor, entrada de potencia en el compresor

h_2 : entalpia en el punto 2

h_1 : entalpia en el punto 1

Ecuación 3: Calor específico en el condensador en ciclo ideal

$$q_h = h_2 - h_3 \quad (3)$$

Donde:

q_h : Calor específico rechazado por el condensador

h_2 : entalpia en el punto 2

h_3 : entalpia en el punto 3

Ecuación 4: Calor específico en el evaporador en el ciclo ideal

$$q_l = h_1 - h_4 \quad (4)$$

Donde:

q_l : Calor específico del espacio refrigerado

h_1 : entalpia en el punto 1

h_4 : entalpia en el punto 4

Ecuación 5: Coeficiente de desempeño en ciclo ideal en el evaporador

$$COP_r = \frac{q_l}{w_e} \quad (5)$$

Donde:

COP r: Coeficiente de desempeño

q_l : Calor específico del espacio refrigerado

w_e : Calor específico del compresor, entrada de potencia en el compresor

Ecuación 6: Coeficiente de desempeño en ciclo ideal en el condensador

$$COP_{bc} = \frac{q_h}{w_e} \quad (6)$$

Donde:

COP bc: Coeficiente de desempeño

q_h : Calor específico del espacio rechazado por el condensador

w_e : Calor específico del compresor, entrada de potencia en el compresor [5]

Ecuación 7: Potencia en el compresor

$$WE = \dot{m} \cdot w_e \quad (7)$$

Donde:

\dot{m} : Flujo másico

w_e : Calor específico del compresor, entrada de potencia en el compresor

Ecuación 8: Potencia en el condensador

$$QH = \dot{m} \cdot qh \quad (8)$$

Donde:

\dot{m} : Flujo másico

qh : Calor específico rechazado por el condensador

Ecuación 9: Potencia en el evaporador

$$QL = \dot{m} \cdot ql \quad (9)$$

Donde:

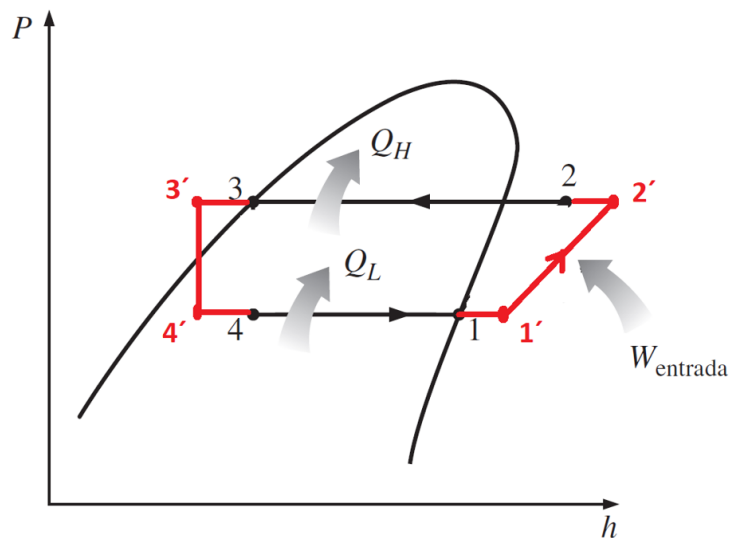
\dot{m} : Flujo másico

ql : Calor específico del espacio refrigerado

3.1.2 Ciclo de refrigeración Real

Por lo ya revisado, el ciclo ideal es un ciclo teórico y en la práctica en los equipos de refrigeración no se podría mantener estas condiciones ideales de funcionamiento sin pérdidas de presión, comprimir el gas en su estado de saturación, pérdidas de temperatura en las tuberías debido a la propia temperatura del ambiente. Por ello para el diseño, análisis de funcionamiento de los sistemas de refrigeración por compresión de vapor, se emplea el ciclo de refrigeración real. [5, p. 622]. En la siguiente figura se muestra el ciclo real.

Figura 4. Ciclo real por compresión de vapor



Fuente: Reproducida de Esquema y diagrama P-h para el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor. [5]

Como se muestra en la Figura 4, en el diagrama presión entalpia se deducen los cuatro mismos procesos termodinámicos, solo que tienen cierta variación en sus puntos que se detalla a continuación:

En el punto 1 el refrigerante se encuentra como líquido saturado desde este punto hasta el punto 1' existe un sobrecalentamiento del refrigerante y además existe una caída de presión debido a las pérdidas de presión por las válvulas y tuberías. Desde el punto 1' el refrigerante en estado de vapor sobrecalentado es comprimido por un compresor que demanda un trabajo externo y aumenta la presión del refrigerante desde el punto 1' al punto 2' la compresión no llega a ser isoentrópica debido a la transferencia de calor del compresor al ambiente. En el punto 2' el refrigerante se encuentra como vapor sobrecalentado, este ingresa al condensador hasta el punto 3 este rechaza el calor del refrigerante y disminuye su temperatura. Existe en este proceso una pérdida de presión pequeña luego el refrigerante en estado líquido se sigue enfriando desde el punto 3 hasta el punto 3' obteniendo líquido subenfriado a la salida del condensador. En el punto 3' el refrigerante se encuentra como líquido subenfriado y hasta llegar a la válvula de expansión existe una caída de presión, luego ingresa a una válvula de expansión donde es estrangulado a entalpia constante donde disminuye su presión hasta el punto 4'. En el punto 4' el refrigerante se encuentra como mezcla y pasa por el evaporador donde el refrigerante absorbe el calor del espacio mientras cambia de estado a presión constante hasta llegar al punto 1 y repetir el ciclo. [5]

Como se observa en un ciclo de refrigeración por compresión de vapor real, existen ciertas pérdidas que se deben considerar durante el diseño de los equipos y sistemas.

3.1.3 Refrigerantes

Los refrigerantes son las sustancias responsables para que los sistemas de refrigeración por compresión de vapor funcionen debido a sus principales características como: un alto calor latente de vaporización, una alta densidad del gas de succión, compatibilidad con los materiales de los componentes y el aceite lubricante, bajo costo. [6]

En los sistemas de refrigeración se pueden usar un gran número de refrigerantes, estos pueden ser clorofluorocarbonos (CFC), hidroclorofluorocarbono (HCFC), hidrofluorocarbonos (HFC), refrigerantes naturales. A los primeros se les conoce como refrigerantes del tipo freón y actualmente son los refrigerantes más usados en la industria peruana. [7]

Algunos refrigerantes pueden ser tóxicos, otros reactivos y algunos casos explosivos. Actualmente se está limitando el uso de los refrigerantes por el grado de destrucción de la capa de ozono. A continuación, se detalla los principales refrigerantes:

3.1.3.1 CFC (clorofluorocarbonos)

Son compuestos de moléculas de carbono, cloro y flúor. Son estables, lo que les permite llegar a la estratósfera sin mayor problema. Ahí, cuando sufran transformaciones, contribuyen a la destrucción y debilitamiento de la capa de ozono.

Dentro los principales refrigerantes de este tipo tenemos: R-11, R-12, R-13, R-14, R-114. Actualmente en Europa y en la mayoría de los países está prohibido su uso. [7, p. 40].

3.1.3.2 HCFC (hidroclorofluorocarbono)

Son compuestos de moléculas de carbono, cloro, flúor e hidrógeno. Son menos estables que los CFC y en menor medida dañan la capa de ozono. Se les llama “sustancias de transición”. En los países de Europa, está prohibido producir estos refrigerantes desde enero del 2015. En México, durante la 19ª Reunión de las Partes del Protocolo de Montreal se estableció un hito, al decidir acordar un ajuste en las fechas para reducir y eliminar la producción de estos (10 años antes, pasar del 2040 al 2030) la fabricación y el consumo de hidroclorofluorocarbonos (HCFCs). [7, p. 41]

Dentro los principales refrigerantes de este tipo tenemos: R-22, R-123, R-124.

3.1.3.3 HFC (hidrofluorocarbonos)

Son compuestos de moléculas de carbono, flúor e hidrógeno. No contienen cloro, por lo cual no participan a la destrucción de la capa de ozono. Sin embargo, los compuestos HFC tienen un índice Global Warming Potential (contribución al efecto invernadero) sobre 100 años elevado. En Europa, se está tomando medidas para reducir su utilización hasta 2030. [7, p. 42]

Dentro los principales refrigerantes de este tipo tenemos: R-134, R134a, R-125, R-32.

3.1.3.4 Mezcla de refrigerantes

Actualmente estos refrigerantes tienen un gran uso, son del tipo Zeotrópicas o Azeotrópicas. Son alternativas seguras y eficaces para remplazo de los refrigerantes antes mencionados. Al tener compuestos de refrigerantes HFC, también estos refrigerantes en el futuro inmediato tendrán un uso limitado y gradualmente se prohibirá su uso. [7, p. 42]

Dentro los principales refrigerantes de este tipo tenemos: R-407C, R404A, R507.

3.1.3.5 Refrigerantes naturales

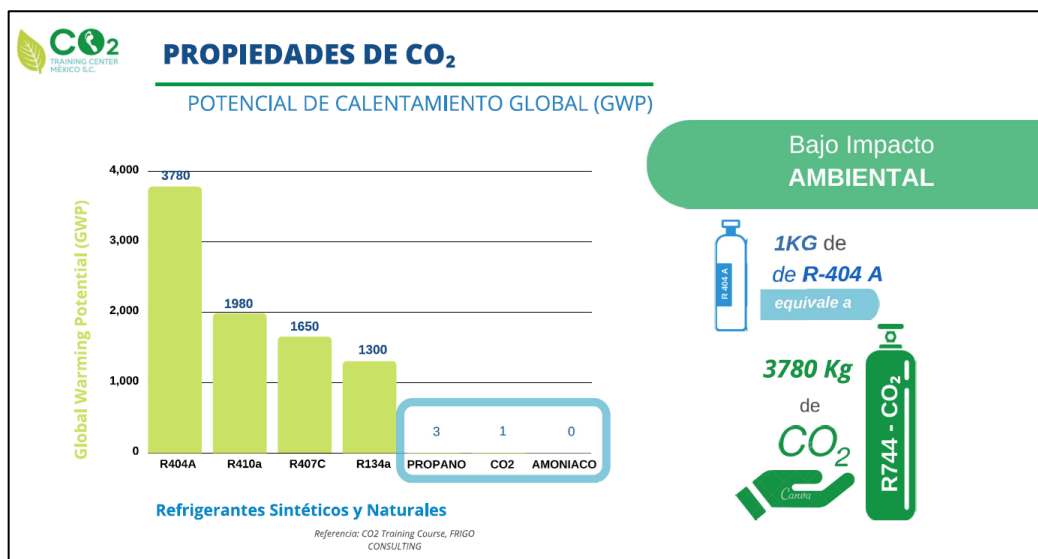
Estos refrigerantes tienen prácticamente cero impactos ambientales, muy buen rendimiento y en los últimos años se encuentran en masificación. El uso de estos refrigerantes suponen numerosos retos de ingeniería, debido a que algunos son tóxicos como el amoníaco (R-

717), otros inflamables como el propano (R-290), y otros requieren de grandes presiones de trabajo como el dióxido de carbono (R-744). [7, p. 44]. La revista ACR Latinoamérica los denomina la nueva era de los refrigerantes naturales. [8]

Dentro de los principales refrigerantes de este tipo tenemos: Amoníaco NH₃ (R-717), Propano (R-290), Butano (R-600), isobutano (R-600a), Dióxido de carbono CO₂ (R-744). [7, p. 45].

La gran ventaja de usar refrigerantes naturales es su bajo GWP (potencia de calentamiento global). Los refrigerantes como los freones (HFC, HCFC, CFC) tienen un alto GWP, contribuyen al calentamiento global y la degradación de la capa de ozono. [8]. Por lo que la alternativa es el remplazo con refrigerantes naturales.

Figura 5. Potencial de calentamiento global en los refrigerantes



Fuente: Reproducida de Propiedades del CO₂. capacitación en uso del CO₂ [9]

Como se puede ver en la comparación del GWP con el propano, CO₂, Amoníaco. Estos tienen caso nulo potencial de calentamiento global; por ello se les denomina refrigerantes naturales o amigables con el medio ambiente. Como se mencionó con anterioridad, el uso de estos refrigerantes también tiene desventajas; por ello existe normativas y guías de diseño brindadas en el IAR y el ASHRAE para un correcto diseño y operación.

3.1.4 Carga térmica

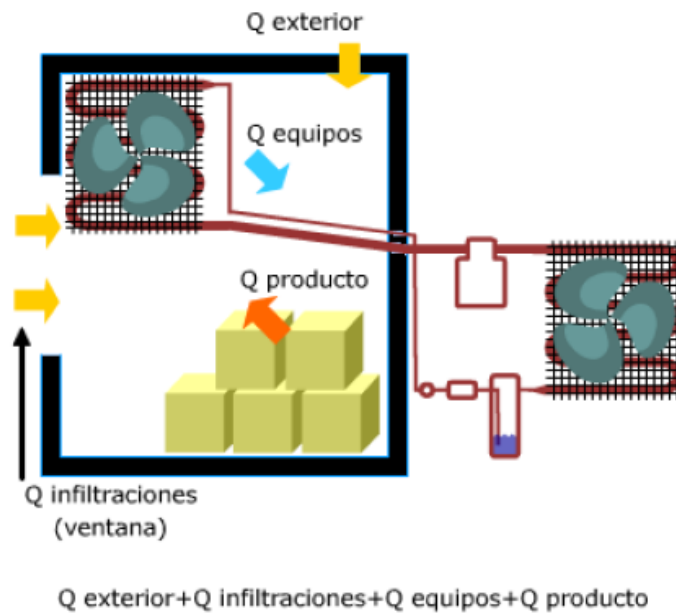
En los sistemas de refrigeración conocer la carga térmica durante el proceso de diseño resulta de vital importancia porque es en base a este resultado que se realiza la selección de los componentes del sistema de refrigeración.

En una determinada condición de temperatura ambiente y temperatura de la cámara en la cual está funcionando, existe una velocidad con la que se elimina el calor del espacio; existe una

tasa de extracción de calor para ese espacio. La carga térmica se define como determinar el tamaño del sistema que en condiciones extremas proporcionará una condición específica dentro de ese espacio para retirar el calor del producto o espacio para llegar a una temperatura objetivo. [10].

En la Figura 6 se representa los calores que intervienen en cálculo de cargas térmicas.

Figura 6. Calores para el cálculo de cargas térmica



Fuente: Reproducida de Esquema definición de cargas térmica. [7, p. 21]

Como se muestra en la Figura 6, para conocer la carga térmica se requiere conocer los datos del producto, características de la edificación (paredes, pisos, techos), infiltraciones de aire externo, la temperatura externa, los calores producidos por las personas y los equipos. Para realizar este cálculo se debe seguir los lineamientos y metodologías brindados por ASHRAE. [10]

3.1.5 Potencia y energía eléctrica

Los sistemas de refrigeración requieren para su operación y funcionamiento de energía eléctrica, esta energía es suministrada por la red eléctrica donde se encuentra instalada, pudiendo ser energía eléctrica proveniente del Sistema interconectado Nacional SEIN (red Eléctrica) o energía generada por Sistemas aislados como grupos electrógenos. [11]. A continuación, se detalla los parámetros que intervienen en la energía eléctrica.

3.1.5.1 Tensión eléctrica

La tensión eléctrica se define como la diferencia de potencial eléctrico entre dos puntos, es la fuerza electromotriz capaz de realizar un trabajo. Su unidad de medida es el Volt (V). Existen dos tipos de Tensión eléctrica: Tensión eléctrica de corriente continua DC y tensión eléctrica de corriente alterna AC. [12]. En los sistemas de refrigeración se usan ambos tipos la tensión eléctrica en corriente alterna para los elementos de potencia como compresores, ventiladores del condensador AC y Ventiladores del Evaporador AC. La tensión eléctrica en corriente continua se usa para elementos de control como controladores, transductores, sensores, actuadores.

Hay elementos de potencia que actualmente están implementando el uso de tensión DC para algunos como los ventiladores del condensador y ventiladores del evaporador. Estos elementos se analizarán a detalle en el presente trabajo.

Sistemas en Alta tensión: usados para el transporte de energía eléctrica para grandes distancias en líneas de transmisión y en sistema interconectado nacional (SEIN). Actualmente usados los niveles de tensión 500 KV y 220 KV.

Sistemas en Media tensión: usados para redes de distribución primarios que distribuyen la energía desde las subestaciones del SEIN hasta las ciudades y empresas para su utilización. Actualmente usados los niveles de tensión 60 KV, 22.9 KV, 20 KV, 10 KV.

Sistemas en Baja tensión: usados para distribuir la energía en redes de distribución secundarias para la utilización en los hogares y empresas. Actualmente usados los niveles de tensión 440 VAC, 380 VAC, 220 VAC. [13]

3.1.5.2 Corriente eléctrica

La corriente eléctrica se define como el flujo de electrones que recorre un material, es la intensidad de corriente eléctrica. Su unidad de medida es el Amperio (I). La corriente eléctrica podrá ser también corriente directa o corriente alterna. Esto dependerá si la tensión es continua o alterna. [12].

3.1.5.3 Impedancia eléctrica

La impedancia eléctrica se define como la oposición de paso de corriente, su unidad de medida es Z y esta está compuesta por la resistencia eléctrica ohm, la reactancia eléctrica y la capacitancia eléctrica. [12].

Estos tres conceptos fundamentales se relacionan con la ley ohm que se muestra en la siguiente ecuación:

Ecuación 10: Ley Ohm

$$V = I \cdot Z \text{ (10)}$$

Donde:

V: Tensión eléctrica

I: Corriente eléctrica

Z: Impedancia eléctrica [12, p. 98]

3.1.5.4 Potencia eléctrica

La potencia eléctrica está determinada por la proporción y capacidad de un sistema eléctrico en condiciones determinadas para suministrar o consumir energía en un tiempo determinado. Su unidad de medida es el Watt (W). [12, p. 102]. A continuación, se muestra las ecuaciones de la potencia eléctrica.

Ecuación 11: Potencia eléctrica monofásica

$$P = V \cdot I \cdot \text{COS}(\phi) \cdot n \text{ (11)}$$

Donde:

V: Tensión eléctrica

I: Corriente eléctrica

Cos: Coseno de pi

n: eficiencia [12, p. 850]

Ecuación 12: Potencia eléctrica Trifásica

$$P = \sqrt{3} \cdot V \cdot I \cdot \text{COS}(\phi) \cdot n \text{ (12)}$$

Donde:

V: Tensión eléctrica

I: Corriente eléctrica

Cos: Coseno de pi

n: eficiencia [12, p. 992]

3.1.5.5 Energía eléctrica

La energía eléctrica está definida como la Potencia eléctrica de un sistema por unidad de tiempo. Su unidad es el Kilowatt-Hora. (KW-H) [12, p. 109]. A continuación, se muestra la ecuación de la energía eléctrica:

Ecuación 13: Energía eléctrica

$$W = \int_0^t P dt$$

$$W = P \cdot t \text{ (13)}$$

Donde:

W: Energía eléctrica

P: Potencia eléctrica

T: unidad de tiempo

Como se ha visto en la ecuación 10, la energía eléctrica está relacionada con la potencia eléctrica en un tiempo determinado. [12]. La Potencia y energía eléctricas son dos variables fundamentales y con las cuales se realiza el cálculo de facturación. Por lo que conocerlas y realizar el uso eficiente de los mismo determinarán en costos de energía menores.

3.2 Elementos del sistema de refrigeración

3.2.1 Compresores

En los sistemas de compresión por vapor, el compresor es uno de los elementos fundamentales denominado como el corazón del sistema, aspira el refrigerante seco en el lado de baja presión y eleva su presión realizando a la presión de condensación en el lado de alta presión. Por lo tanto, posibilita la circulación del refrigerante por todo el sistema. [14, p. 36].

El compresor está compuesto de un motor eléctrico y un sistema de compresión mecánico es uno de los elementos más costosos del sistema y consume aproximadamente el 80 % de la energía eléctrica de todo el sistema de refrigeración. [7, p. 53]

Catainfrí SL los clasificar de la siguiente manera:

“Según su Hermeticidad:

- Herméticos
- Semi-herméticos
- Abiertos

Según su principio de funcionamiento:

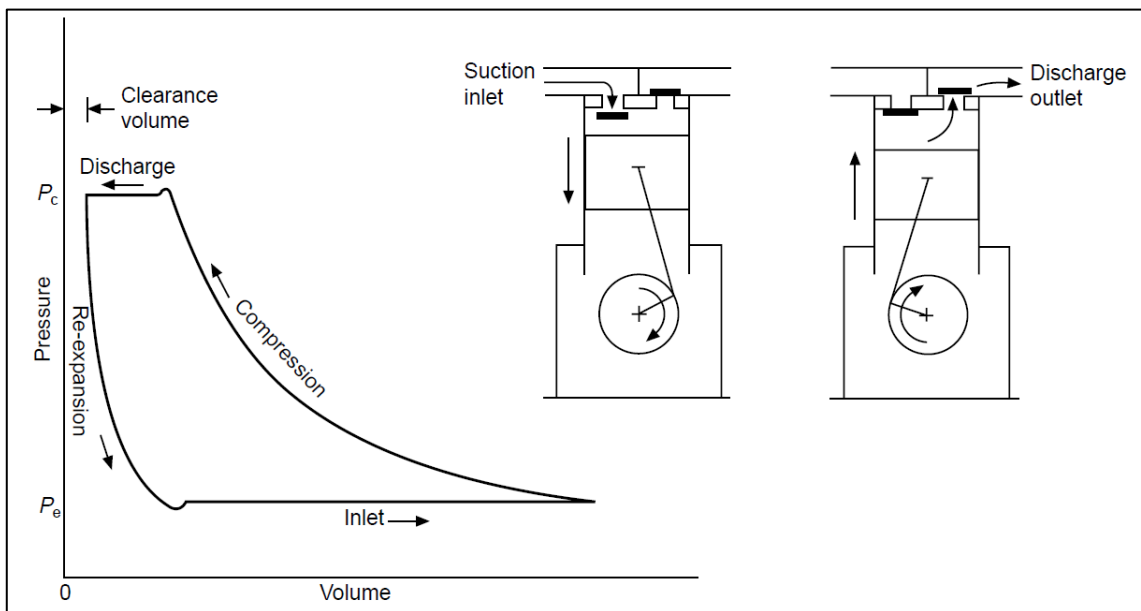
- Alternativos
- Rotativos
- Centrífugos
- Scroll o espiral
- De tornillo” [15, p. 278]

En el presente trabajo se analizarán los compresores semi-herméticos de tipo pistón de los muchos tipos y modelos de compresores de refrigeración existentes en el mercado peruano.

3.2.1.1 Compresores recíprocos tipo Pistón

Son compresores de desplazamiento positivo, cuenta con cilindros y pistones, estos son movidos mediante un cigüeñal y una biela a una determinada velocidad funcionando en ciclo de dos tiempos. A medida que el pistón desciende en la carrera de succión, el interior la presión cae hasta que es más baja que la del tubo de entrada de succión, y la válvula de succión se abre para admitir gas del evaporador. En el parte inferior de la carrera, esta válvula se cierra de nuevo y la compresión comienza. Cuando el pistón sube la presión del cilindro es superior a la de la tubería de descarga, la válvula de descarga se abre y el gas comprimido pasa al condensador. De esta manera el ciclo se repite en el cilindro. [14, p. 43]. En la siguiente figura se muestran estos procesos.

Figura 7. *Funcionamiento de Compresor Recíprocante tipo pistón*



Fuente: Reproducida de Esquema de compresor recíprocante. [14, p. 43]

Existen muchos tipo y modelos de compresores pistón, dentro de estos están los de simple etapa y los de doble etapa. Los compresores de simple etapa corresponden a los descritos en la Figura 7. Estos solo realizan una etapa de compresión. Por otro lado, en los compresores de doble etapa se realiza una doble etapa ya que cuentan cilindros para una primera etapa con bajas presiones de succión y la descarga de estos cilindros va a otros cilindros que son los cilindros de la segunda etapa y estos cuentan con alta presión de descarga. Estos modelos se usan para aumentar la eficiencia en sistemas de baja temperatura de succión y alta temperatura de descarga. [15, p. 27].

Los compresores de pistón de simple etapa cuentan con un número determinado de cilindros y por lo revisado anteriormente, cuentan con una carrera del pistón que es la distancia desplazada por pistón desde un punto inferior hasta un punto superior, también el cilindro cuenta

con diámetro determinado por lo que se puede calcular el volumen desplazado por los pistones. [16, p. 53]. En las siguientes ecuaciones analizamos el comportamiento del compresor de pistón.

Ecuación 14: Volumen desplazado por el pistón

$$VG = Z \frac{\pi \cdot D^2}{4} S \quad (14)$$

Donde:

VG: Volumen desplazado m³

Z: Número de pistones

D: Diámetro del cilindro

S: Carrera del pistón.

De la Ecuación 14 conociendo la velocidad de giro hallaremos el flujo volumétrico en la Ecuación 15

Ecuación 15: flujo volumétrico del compresor

$$\dot{V}G = \frac{VG \cdot N}{60} \quad (15)$$

Donde:

$\dot{V}G$: Flujo volumétrico en m³/s

N: velocidad de giro en Rpm

VG: Volumen desplazado

Los datos de las ecuaciones 11 y 12 son datos suministrados por los fabricantes de los compresores. Con el dato de flujo volumétrico podremos conocer la potencia frigorífica del sistema y la potencia eléctrica absorbida por el compresor. [17]

3.2.2 Condensadores de refrigeración

Los condensadores de refrigeración son principalmente intercambiadores de calor cuyo propósito en un ciclo de compresión de vapor será aceptar el gas caliente a alta presión del compresor y enfriarlo, eliminar primero el sobrecalentamiento y luego el calor latente, de modo que el refrigerante se condensará de nuevo a un líquido. Además, el líquido será ligeramente subenfriado. En casi todos los casos, el medio refrigerante será aire o agua. Con este proceso el calor del sistema de refrigeración será retirado al medio enfriante. [14, p. 65]

Los condensadores se pueden clasificar de la siguiente manera:

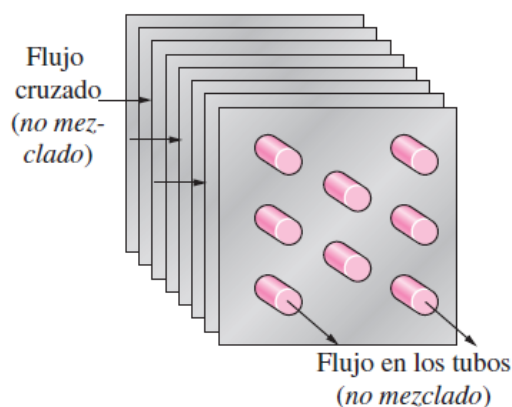
- Por Aire: Tiro natural, Tiro Forzado.
- Por Agua: De contracorriente, Multitubulares, Placas.
- Por Aire-Agua: Evaporativos. [15, p. 307]

En el presente Trabajo se analizará principalmente los condensadores por Aire y tiro Forzado.

3.2.2.1 Condensador por Aire y tiro Forzado

Son condensadores que usan como medio refrigerante el aire y para forzar la circulación de dicho aire por las aletas del intercambiador cuentan con ventiladores. El intercambiador consta en su interior por tuberías por donde circula el refrigerante. A su vez, está provisto de aletas para facilitar la transferencia de calor. El flujo del refrigerante licuado en el intercambiador será asistido por gravedad, por lo que la entrada estará en la parte superior del condensador y la salida por debajo. El flujo de aire puede ser vertical hacia arriba u horizontal, se instala por lo general en la parte superior. [14, p. 66]

Figura 8. Intercambiadores de calor de flujo cruzado por aire forzado



Fuente: Reproducida de diferentes configuraciones de flujo en intercambiadores de calor [18, p. 611]

Como se aprecia en la Figura. 8, el aire fluye por el intercambiador de calor a contraflujo de por lo que para el análisis se puede usar los métodos teóricos de transferencia de calor plateados en Transferencia de Calor y masa de Yunes A Çengel. Estas ecuaciones se expresan en las siguientes ecuaciones.

Ecuación 16: Ecuación de flujo

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (16)$$

Donde:

Q : Potencia intercambiada en W

U: Coeficiente global de transferencia de calor en W/(m² K)

A: Área de transferencia en m²

ΔT_m : Diferencia de temperatura media logarítmica

De donde la diferencia de temperatura logarítmica se expresa en la ecuación

Ecuación 17: Diferencia de temperatura media logarítmica

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (17)$$

Donde:

ΔT_1 : Diferencia entre la temperatura de condensación y la temperatura de ingreso de aire

ΔT_2 : Diferencia entre la temperatura de condensación y la temperatura de salida de aire
[18, p. 623]

3.2.3 Válvula de expansión

La válvula de expansión es uno de los elementos principales en el sistema de refrigeración por compresión de vapor, tiene como propósito controlar el flujo de refrigerante desde el lado de condensación de alta presión del sistema hacia el lado de baja presión evaporador, disminuye la presión en el circuito y controla la adecuada ebullición del refrigerante. [14, p. 100]

La válvula de expansión debe regular adecuadamente la entrada de refrigerante al evaporador, ser capaz de controlar el flujo de refrigerante cuando el sistema lo requiera abriendo y cerrando según las condiciones de la carga, debe producir el sobrecalentamiento útil y mantener el sistema en su zona de estabilidad. La selección de la válvula de expansión es de suma importancia y se debe realizar para cada evaporador y condiciones de operación, el evaporador y la válvula de expansión forman parte de un matrimonio indivisible. [19].

Tenemos muchos tipos de válvulas de expansión dentro de los principales:

- Válvula de expansión manual

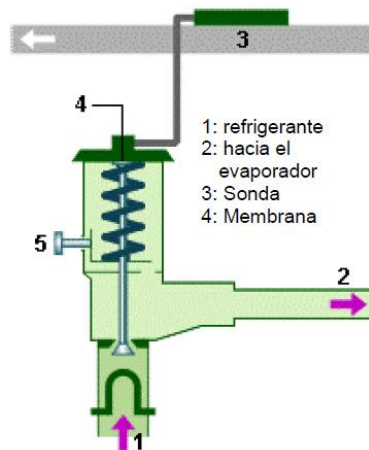
- Tubo capilar
- Válvula de expansión automática
- Válvula de expansión termostática
- Válvula de expansión electrónica
- Válvula flotante de baja presión
- Válvula flotante de alta presión
- Regulador de nivel constante [16]

En la industria una las principales válvulas de expansión usada es la termostática esto debido a su bajo costo, fácil selección y confiabilidad. Actualmente en los nuevos diseños se están usando las válvulas de expansión electrónicas, estas cuentan con mejores prestaciones a las termostáticas y el uso de ellas en los nuevos métodos de control y eficiencia resulta de utilidad.

3.2.3.1 Válvula de expansión termostática

Consta de un elemento termostático que está separado del cuerpo de válvula por una membrana. El elemento termostático está en contacto con un bulbo a través de un tubo capilar, un muelle y el cuerpo de la válvula. En su funcionamiento la presión del bulbo que actúa en la parte superior de la membrana y en la dirección de la apertura de la válvula, esto hace que la válvula se abra o se cierre. [15, p. 370].

Figura 9. Esquema de una válvula de expansión termostática



Fuente: Reproducida de Esquema de válvula de expansión termostática [7, p. 66].

Como se observa en la Figura 9, la válvula de expansión termostática consta de una sonda o bulbo (punto 3) que conoce la temperatura a la salida del evaporador y según esta temperatura genera una presión con el resorte que regula el flujo del refrigerante para controlar el recalentamiento. Estas válvulas vienen reguladas por los fabricantes para un recalentamiento dado, algunas constatan de tornillo que actúa sobre el resorte para regular la presión del resorte y

de esta manera regular la válvula; es recomendable no realizar este ajuste manual porque un mal ajuste puede ocasionar condiciones de inestabilidad en el evaporador.

3.2.3.2 Válvula de expansión electrónica

Existen principalmente dos tipos de válvulas de expansión electrónicas, válvulas por pulsos PWM y por motores paso a paso. Como en el caso de las válvulas termostáticas se requiere conocer la presión de evaporación y la temperatura en la salida del evaporador, para ello las válvulas de expansión electrónica constan de accesorios adicionales como controladores dedicados, transductores de presión y sensores de temperatura. De esta manera el controlador conoce en todo momento el recalentamiento útil y el porcentaje de apertura de la válvula pudiendo autorregularse en todo momento. [7, p. 67]

El uso de válvulas de expansión electrónica en los sistemas actuales representa un recalentamiento útil más adecuado, grandes respuestas a cambios de la carga térmica y al contar con sensores electrónicos, se puede conocer los valores de presiones y temperaturas de manera más precisa y tener registro de ellas.

3.2.4 Evaporadores de refrigeración

Al igual que el condensador, el evaporador es un intercambiador de calor; mientras que el condensador rechaza el calor el evaporador absorbe el calor de un ambiente.

El propósito de un evaporador en un sistema de refrigeración por compresión de vapor es recibir el refrigerante proveniente de la válvula de expansión en estado de mezcla líquido-gas a baja presión y temperatura; producir un contacto térmico con la carga y por medio del refrigerante tomar el calor latente y retirar el refrigerante en estado de vapor seco. [14, p. 90].

Los evaporadores se pueden clasificar de la siguiente manera:

- Por su sistema de expansión: Secos, semi- inundados, inundados
- Por su construcción: Tubo liso, tubo aletas y placas
- Por su sistema de enfriamiento: Aire forzado, convección natural, contacto directo. [15, p. 285]

En el presente trabajo se analizará principalmente los evaporadores de tiro por aire forzado tipo expansión seca.

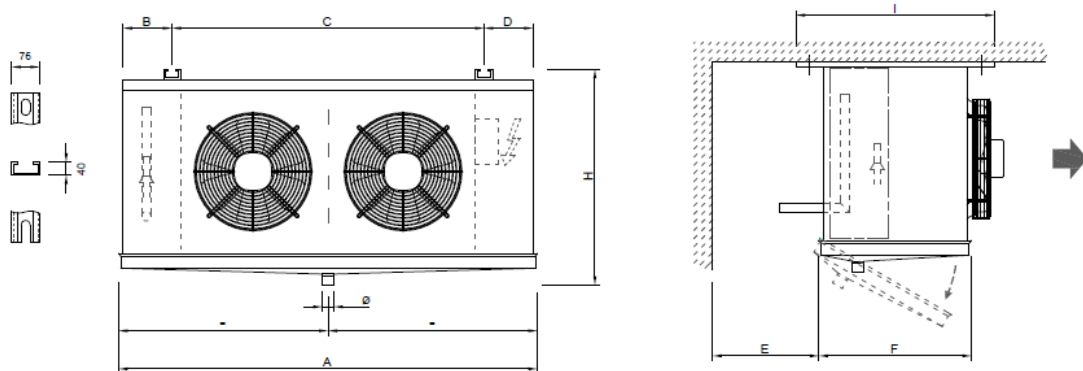
3.2.4.1 Evaporador seco de tipo por aire forzado

Son evaporadores que usan como medio refrigerante el aire y para forzar la circulación de dicho aire por las aletas del intercambiador cuentan con ventiladores. El intercambiador consta en su interior por tuberías por donde circula el refrigerante, a su vez está provisto de aletas para

facilitar la transferencia de calor. Para la expansión usan válvulas de expansión pudiendo ser termostáticas o electrónicas. [15, p. 291]

Los evaporadores secos al ser intercambiadores de calor para su análisis se usa la teoría de los intercambiadores de calor descrita en las ecuaciones 16 y 17. La correcta selección de estos evaporadores es de vital importancia ya que son los responsables de abatir la carga térmica, controlar la humedad adecuada, mantener la temperatura en los rangos establecidos. Cuando se requiere estos evaporadores cuentan con sistemas de deshielo que puede ser por agua, gas caliente, resistencias eléctricas.

Figura 10. Esquema de un evaporador cúbico



Fuente: Reproducida de evaporador cúbico de tipo aire forzado modelo IC.M.50.2.06-4T-D [20]

Como se observa en la Figura 10, el sentido del flujo de aire se debe respetar, así como las distancias hasta las superficies próximas.

3.2.5 Electroválvulas de control

Para el control de los sistemas de refrigeración se usan electroválvulas, estas requieren ser operadas eléctricamente abriendo o cerrando circuitos de refrigeración, de esta manera controlar el paso de refrigerante en los sistemas. [14, p. 117]. Dentro de estas válvulas tenemos:

- Solenoides tipo EVR/EVRA
- Actuadores ICM / ICAD

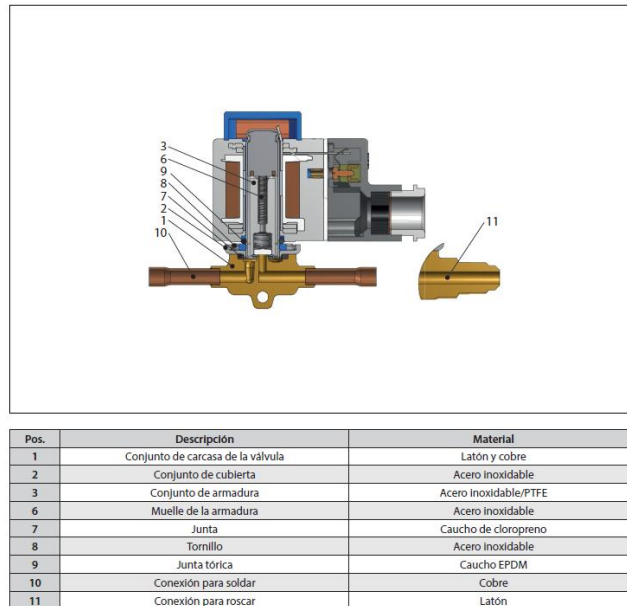
3.2.5.1 Válvulas solenoides EVR

Estas válvulas son del tipo todo o nada; abren o cierran circuitos pueden ser del tipo Normalmente abiertas NA o del tipo normalmente cerradas NC. Cuentan con dos partes la bobina eléctrica y el cuerpo de la válvula. Estas válvulas al energizar la bobina producen un campo electromagnético que actúa sobre el vástago de la válvula y producen la apertura o cierre de esta.

Son muy usadas en el control de retorno de aceite en los compresores, control de capacidad de compresores, control de ingreso de líquido en el evaporador, control de la succión en el evaporador, control de deshielo en el evaporador. [15, p. 380]

En la siguiente figura se muestra las partes de válvula solenoide tipo EVR 2, brindada por el fabricante Danfoss.

Figura 11. Esquema de un solenoide



Fuente: Reproducida de Esquema de una válvula solenoide tipo EVR2 de la marca Danfoss [21].

3.2.5.2 Actuador Motorizado ICM/ICAD

Estas válvulas del tipo motorizadas tienen la capacidad de abrir desde el 0 % hasta el 100 % y en viceversa. Cuenta con un motor paso a paso con una parte de control y con el cuerpo de la válvula. Estas válvulas son usadas para el control de grandes caudales y en sistemas donde se requiere controlar de manera más precisa el paso de refrigerante. [22]

3.2.6 Sensores de temperatura

Los sensores de temperatura son muy importantes en los sistemas de refrigeración ya que a través de ellos conocemos uno de los principales parámetros para el control que es la temperatura. Dentro de los principales tipos de sondas temperaturas tenemos los del tipo PTC, NTC y los RTD.

3.2.6.1 Termistor PTC

Termistor PTC (Positive Temperature Coefficient). Es una resistencia variable, donde el valor se ve aumentado a medida que aumenta la temperatura. Este termistor es muy usado en la protección térmica de los motores, protección para alta temperatura de descarga de los compresores.

3.2.6.2 Termistor NTC

El Termistor NTC (Negative Temperature coefficient). Es una resistencia variable, donde la temperatura disminuye cuando la temperatura aumenta. Se usa principalmente para lectura de temperatura en las cámaras, en el exterior, temperatura de recalentamiento.

3.2.6.3 Sensores RTD

Los termómetros de resistencia o termómetros a resistencia son transductores de temperatura, estos se basan en la dependencia de la resistencia eléctrica de un material en función de la temperatura. Hay de diferentes materiales el más usado el platino tipo PT. De estos los más usados en PT1000. Tienen la misma aplicación del NTC solo que estos son de mayor precisión.

3.2.7 Transductores de presión

Es un dispositivo que mide la presión del fluido, indicando la fuerza que el fluido está ejerciendo sobre la superficie del contacto con él. Llamado también transmisor de presión convierte la presión en una señal eléctrica analógica que puede ser leída por controladores y de esta manera conocer y controlar estos parámetros. De estos dispositivos existen los que funcionan con señales de tensión normalizada de 0-10 VDC, 0-5 VDC y los de corriente normalizada 0-20 mA y 4-20 mA.

3.3 Productos

La conservación, preservación de los alimentos se puede lograr reduciendo la temperatura para conservarlos de esto se puede distinguir entre conservación en productos congelados o productos frescos. Extender la vida útil mediante la reducción de la temperatura es un proceso aceptado por la industria alimentaria; consiste en ralentizar los procesos de deterioro bacteriano congelando el agua en su interior y logrando una respiración más lenta.

Los productos frescos contienen una gran cantidad de agua hasta de un 80 %, el agua es un facilitador del deterioro de los alimentos. [23, p. 11]

Para un correcto diseño de los sistemas de refrigeración se debe conocer y entender el producto al cual se requiere realizar un proceso de enfriamiento. No se puede diseñar, analizar procesos de mejora en los sistemas sin conocer el producto a refrigerar ya que el fin de los sistemas refrigeración o la razón de su empleo se debe precisamente a este objetivo garantizar una cadena de frío para la conservación del producto el mayor tiempo posible hasta su consumo. [19].

Por ello es sumamente importante conocer los productos cada sistema tiene que estar diseñado y pensado en el producto. Para el presente trabajo el producto será la Uva por lo cual se analizará a detalle.

3.3.1 Características de la Uva

La uva es una fruta, esta puede ser consumida de manera directa como las variedades de uva de mesa o se pueden usar para la elaboración de alcoholes como el vino.

La uva es una fruta con características no climatéricas, es decir estas no presenta producción de etileno y cuando se retira la fruta ya está casi madura en su totalidad. La uva entonces se encuentra susceptible al ataque de microorganismos tan pronto como esta se retira del árbol. La maduración inicia con la liberación de etileno por parte del fruto y se caracteriza por la respiración, a temperaturas más bajas la respiración disminuye y la fruta se conserva más tiempo; pero cada tipo de fruta tiene características ideales de temperatura de conservación, tasa de respiración, humedad, etc. [3, p. 10]

En el presente trabajo se analizará la conservación de las uvas de mesa de estas tenemos muchas variedades: Red Globe, Crimson seedless, Thompson seedless, Superior.

Tabla II
Características de la Uva

Descripción	Valor	Unidad
Humedad de almacenamiento	90-100	%
Temperatura de Almacenamiento	0-2	°C
Periodo de conservación	4-8	Semanas
Valores de PH	2.80–3.80	Ph
Calor de respiración	1500	KCAL/TM/24 H
Coeficiente de transpiración	123	mg/kg s mPa

Fuente: Reproducida de Características de la Uva [24]

Como se observa en la Tabla II para la conservación de la uva se requiere un alto contenido de humedad en el diseño de los sistemas de refrigeración se debe tener en cuenta esto para no deshidratar la fruta, ya que si no se mantiene esta humedad se perderá las propiedades mismas de la fruta. También en la Tabla 2 se observa que la temperatura de conservación apropiada está entre 0 y 2 °C esta será nuestra temperatura objetivo del sistema de refrigeración dedicado para la Uva en particular. Mantener estas características durante el proceso de almacenamiento garantizará que la Uva de exportación llegue hasta el consumidor final en condiciones ideales de calidad. [24]

3.3.2 Características del empaque

Para la exportación de la uva de mesa se usa una variedad de empaques según las presentaciones de cada empresa y las solicitadas por el cliente final, en el proceso de enfriamiento del empaque depende mucho las horas de enfriamiento; por lo que usar el empaque adecuado resulta de vital importancia.

Dentro de los empaques principales tenemos: Bolsas, cajas de cartón, bandejas de plástico, parihuelas de madera. [3, p. 12].

3.3.2.1 Bolsas de plástico

Durante la etapa de empaque la uva es depositada en bolsas de plástico, hechas de polietileno en estas bolsas está impreso los datos de la empresa exportadora y registros sanitarios. Estas bolsas cuentan con perforación para facilitar el paso de aire, durante el proceso de enfriamiento tienen presentaciones de 10x65 mm y cuentan con un cierre hermético. [25, p. 29]

3.3.2.2 Bandejas de cartón

Las cajas de cartón son presentaciones donde se depositan las bolsas de uva, estas cajas de medidas 400x500x125 mm (ancho x Largo x alto) son troqueladas y cuentan con espacios por donde el aire puede circular durante el proceso de enfriamiento. [25, p. 30]

3.3.2.3 Bandejas de plástico

Están hechas de plástico polipropileno, con las mismas medidas que las cajas de cartón, poseen aperturas por sus caras y por su parte inferior. [25, p. 30]

3.3.2.4 Parihuelas de madera

Estas son pequeñas estructuras hechas de madera para almacenamiento de los productos, logra aislar del contacto con el piso y facilita el transporte durante el embalaje y traslado en montacarga. Tiene medida estándar de 1000 x1200 x 115 mm (ancho x Largo x alto). Cuenta con un peso de 23 Kg. Y está preparada para una carga de 1 a 1.5 Tn. [3, p. 11]

Las cajas de uva son depositadas en estas parihuelas y forman una presentación que ingresa en los túneles de enfriamiento, luego en las cámaras y finalmente en los contenedores donde se exportan.

3.3.3 Características del proceso

Cada producto tiene un proceso característico durante la etapa de *packing*. Para el caso de la uva el proceso inicia desde su cultivo. Una vez cultivada la uva, debe iniciar el proceso de enfriamiento lo más rápido que sea posible. [26, p. 21] Por ello, las plantas de enfriamiento se encuentran ubicadas siempre lo más cerca a los campos de cultivo. Una vez en el *packing* el proceso sigue la siguiente secuencia.

- Recepción de materia prima. Se recibe la uva proveniente de campo, esta suele llegar en jivas de plástico, acá se realiza el pesaje de la materia prima y pasa a las cámaras de gasificado, donde es gasificado con SO₂ (anhídrido sulfuroso).
- Sala de procesos. En la sala de procesos la uva es limpiada a mano, seleccionada según su peso, variedad, calibre. Luego es puesta en los empaques de bolsas plásticas y cajas para luego ser paletizada en los pallets. En algunas plantas industriales la sala de procesos está temperada en 8°C aproximadamente y la uva va reduciendo gradualmente su temperatura.

Aunque esta es una práctica recomendada para reducir el tiempo de enfriamiento en los túneles, no en todas las plantas se cuenta con salas de procesos temperadas.

- Túnel de enfriamiento. Teniendo los pallets completos, estos ingresan al túnel de enfriamiento, generalmente los túneles tienen capacidades de 10 – 20 pallets. Por lo que para un uso más eficiente del túnel se realiza el proceso con el túnel lleno. En los túneles se reduce la temperatura de la uva hasta los 0°C que es su temperatura de almacenamiento recomendada. El tiempo que permanece la uva en los túneles es variable desde las 6 horas hasta las 14 horas y demanda una alta potencia eléctrica y de refrigeración.

- Cámara de almacenamiento. Luego del proceso de enfriamiento los pallets de uva son trasladados a las cámaras de producto terminado. Acá permanecen almacenadas a 0°C hasta el despacho de estos.

- Despacho. Cuando la uva está programada para su despacho ingresa desde la cámara de producto terminado hasta el área de despacho o andén de carga. De acá pasa a los contenedores que son pequeñas cámaras móviles a 0°C, donde es trasladado hasta el cliente final.

Figura 12. *Productos en túneles de enfriamiento*



Fuente: Foto cortesía de Grupo Friopacking

Como se aprecia en la Figura 12, los productos son dispuestos en cajas y luego en pallets donde ingresan al túnel de enfriamiento e inician el proceso.

3.3.4 Exportaciones de fruta fresca en el Perú

Perú es uno de los principales exportadores de fruta fresca. Dentro de los principales productos que exportamos están la Uva de mesa en todas sus variedades, arándanos, palta, mango, mandarina. Este es un mercado en constante crecimiento con crecimiento promedio anual de 4 %. Dentro de nuestros principales mercados se encuentran Estados Unidos, Holanda, Reino Unido, Hong Kong. [27]

En el año 2021 Perú se posicionó en el 1° exportador mundial de uva fresca, las exportaciones de uva alcanzaron US\$ 1 260 millones. En la Región de Ica representa el principal producto de exportación con un 17 %. [28].

3.4 Túneles de enfriamiento

Un túnel de enfriamiento es un sistema de refrigeración que tiene como objetivo realizar un descenso de la temperatura de un producto en forma rápida para llegar a su temperatura de conservación. Se pueden distinguir entre túneles de congelados y túneles de conservación. [29] En el presente trabajo se analizarán los túneles de enfriamiento para conservación o para productos frescos.

Existen diferentes tipos de túneles de enfriamiento para conservación dentro de los principales tenemos:

- Túnel californiano
- Túnel de puertas independientes
- Túnel evaporador central a Piso
- Túnel evaporador central a Techo
- Túnel continuo [30]

De estas muchas variedades de túneles de enfriamiento se detallará solo los de tipo californiano.

3.4.1 Túnel de enfriamiento californiano

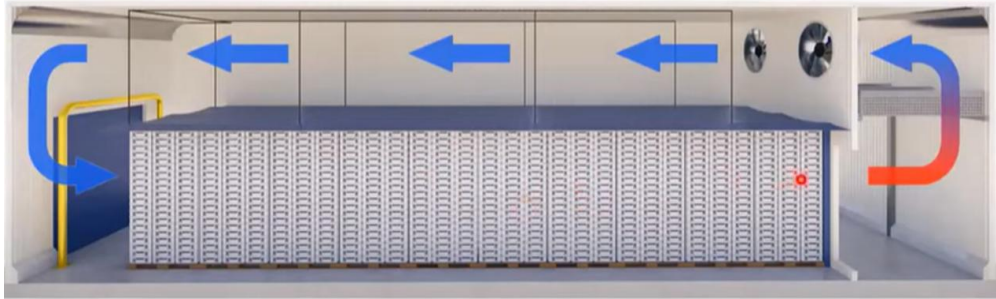
Los túneles californianos son sistemas de refrigeración diseñados para enfriar el producto en el menor tiempo posible. Tienen que estar preparados para abatir la carga térmica inicial y responder de manera eficiente en baja carga cuando el producto se acerque a temperatura objetivo; son uno de los más usados en el Perú, pueden usarse para enfriar diverso tipo de productos o frutas, también con diversos sistemas de refrigeración y refrigerantes. [30]

Tienen diferentes capacidades en función al número de pallets que pueden enfriar, pudiendo ser desde 10, 20, 40 pallets.

Los elementos que tiene este sistema de refrigeración son: el evaporador, la válvula de expansión, el solenoide de líquido, los ventiladores. En la parte estructural y constructiva tienen

pisos aislados térmicamente, paneles aislados, puerta hermética, lonas para control de flujo de aire.

Figura 13. Esquema de operación de túnel de enfriamiento californiano



Fuente: Esquema cortesía de Grupo Friopacking

En la Figura 13, se aprecia el esquema de un túnel de enfriamiento californiano; en la parte posterior se ve la batería evaporativa que se encuentra instalada en paralelo al piso; esta batería se encuentra fijada por estructuras soportadas sobre el piso. De manera perpendicular se encuentran instalados los ventiladores se pueden instalar dos o tres ventiladores según el diseño de la cantidad de flujo de aire calculada y requerida en el sistema. La parte posterior se encuentra separada por paneles y cuentan con aberturas por donde se controla el ingreso de aire.

Paralelo al piso se encuentran instaladas las lonas, estas lonas son las encargadas de direccionar el flujo de aire hasta la parte de ingreso del túnel. [30].

El funcionamiento del túnel es el siguiente:

3.4.1.1 Carga de producto en el túnel

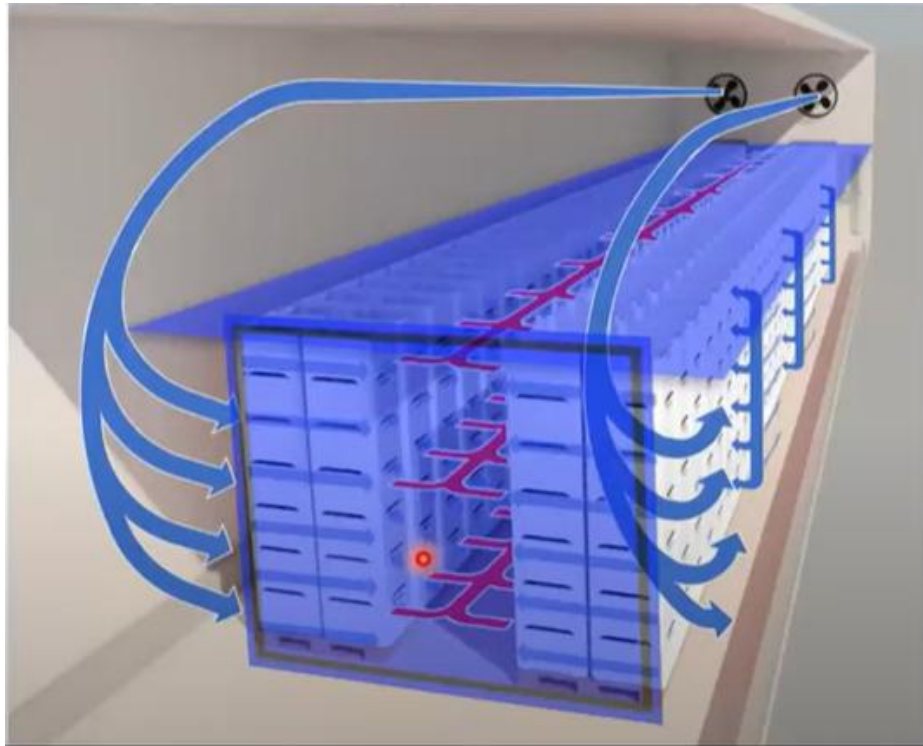
Según la capacidad del túnel se realiza la carga con producto del túnel, se tiene en el piso del mismo pintadas líneas amarillas donde se indica dónde se deben poner los pallets. Se forman tres pasadizos separados por los pallets. Terminado el llenado del túnel se cierra la cara frontal del espacio libre que quedó entre los pallets y se deja libre los espacios extremos a este proceso de le conoce como carga del túnel. En los sistemas de enfriamiento es muy importante realizar la medición de la temperatura de la fruta por ellos los túneles de enfriamiento cuentan con sistemas de medición de esta temperatura en °C; a este sistema se le conoce como termometría que consiste en la instalación de sensores de temperatura en la fruta para conocer su temperatura durante todo el proceso. Luego de ello se cierra la puerta del túnel.

3.4.1.2 Proceso de enfriamiento de la cara externa en túnel

Finalizado la carga del túnel se procede a iniciar el proceso de enfriamiento; se inicia prendiendo los ventiladores luego se abre el solenoide de líquido para iniciar el proceso de refrigeración en el evaporador. Como se observa en la Figura 14 los ventiladores impulsan el aire en dirección de la puerta del túnel; el aire frío pasa por los pasadizos de los costados e ingresa por las aberturas de las cajas y de las bolsas enfriando estas y a su vez enfriando el producto por

conducción y por convección. El aire sufre una caída de presión y pasa por el pasadizo central del túnel y se dirige a la parte posterior donde pasa por el evaporador donde se realiza la evaporación de refrigerante, el aire es enfriado nuevamente y succionado por los ventiladores repitiendo el ciclo.

Figura 14. *Proceso de enfriamiento de cara externa en túnel californiano*



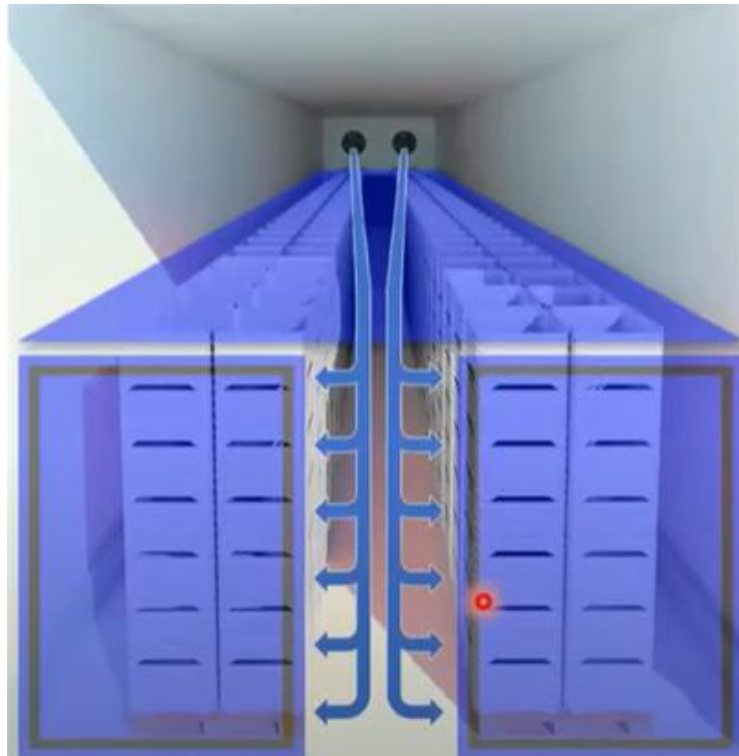
Fuente: Esquema cortesía de Grupo Friopacking

3.4.1.3 Proceso de enfriamiento de cara interna del túnel

Cuando durante el proceso de enfriamiento se observa que la temperatura del producto ya ha llegado a la temperatura, objetivo se procede a apagar el túnel; para ello se abre cierra el solenoide de líquido el sistema recupera el refrigerante del evaporador y se detiene; luego de ello se apagan los ventiladores. Personal encargado de la operación del túnel ingresa al túnel y cambia la posición de las tapas dejando esta vez el pasadizo del centro abierto y los pasadizos del costado cerrados tal como se muestra en la Figura 15. Luego de esta operación se vuelve a cerrar la puerta del túnel y se vuelve a encender el túnel. Esta vez el aire frío ingresará por el pasadizo central y saldrá por los pasadizos del costado.

El objetivo de este proceso es equilibrar las temperaturas del producto en los pallets para lograr un enfriamiento más eficiente de todos los pallets. Luego de la revisión final de temperatura de proceder a apagar los ventiladores y apagar el túnel. Finalmente, el producto es trasladado a las cámaras de producto terminado.

Figura 15. *Proceso de enfriamiento de cara interna en túnel californiano*



Fuente: Esquema cortesía de Grupo Friopacking

Como se ha visto, en los túneles de enfriamiento se requiere una alta potencia eléctrica y de refrigeración durante la primera etapa de enfriamiento, pero esta se reduce cuando se acerca a la temperatura objetivo; por lo que desarrollar, diseñar sistemas eficientes para estos sistemas es de suma importancia.

3.5 Desarrollo y explicación de la propuesta a implementar

En esta sección se describirán las propuestas a implementar para mejorar la eficiencia de los túneles de enfriamiento. Para ello se describirá las nuevas tecnologías y sus características de funcionamiento.

3.5.1 Compresores recíprocos tipo pistón de capacidad variable

Como se vio a detalle en los compresores tipo pistón, el flujo volumétrico que puede desplazar un compresor está en función a la velocidad de giro del motor, la frecuencia de la red eléctrica, el volumen del cilindro, el número de cilindros. Por lo que, si variamos la frecuencia de la red o si variamos el volumen del cilindro, variaremos también el flujo volumétrico y variando el flujo volumétrico, variaremos también la potencia frigorífica del compresor y la potencia frigorífica del sistema de refrigeración.

En los diseños de los compresores para sistemas de refrigeración, generalmente estos resultan sobredimensionados ya que son proyectados para condiciones máximas de diseño; también las condiciones de diseño no siempre se cumplen en la realidad ya que la temperatura ambiente es variable durante la operación. Por ello contar con compresores que respondan ante cargas parciales es necesario. [40]

Actualmente existen dos maneras de controlar la capacidad de los compresores recíprocos tipo pistón:

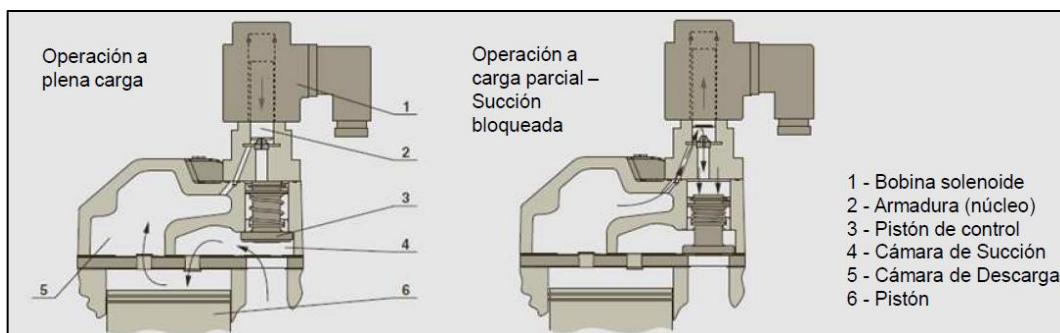
- Control de capacidad por bloqueo de la succión
- Control de capacidad por Variador de frecuencia eléctrica [40]

En el presente trabajo se analizará solo el control de capacidad por bloqueo de succión.

3.5.1.1 Control de capacidad por bloqueo de la succión

En los compresores recíprocos tipo pistón es posible instalar bobinas de capacidad. Estas bobinas al ser energizadas bloquearán la entrada de succión al cilindro. Durante este proceso de bloqueo no ingresará refrigerante a los cilindros asociados a este cabezal; por lo tanto, no habrá gas que comprimir en estos pistones pese a que estos continúen en operación. [40]. Esto se aprecia en la Figura 16.

Figura 16. Funcionamiento de bloqueo de succión



Fuente: Seminario Internacional de Refrigeración Bitzer. [40, p. Día II]

Los principales fabricantes de compresores cuentan con sistemas de control de capacidad y estos tienen el mismo principio de funcionamiento.

El uso de parcializaciones en los compresores logra grandes ventajas como; flexibilización del sistema ante la carga térmica, ajustes más finos reduciendo las fluctuaciones de presiones, mejora la eficiencia del sistema de refrigeración. [40]

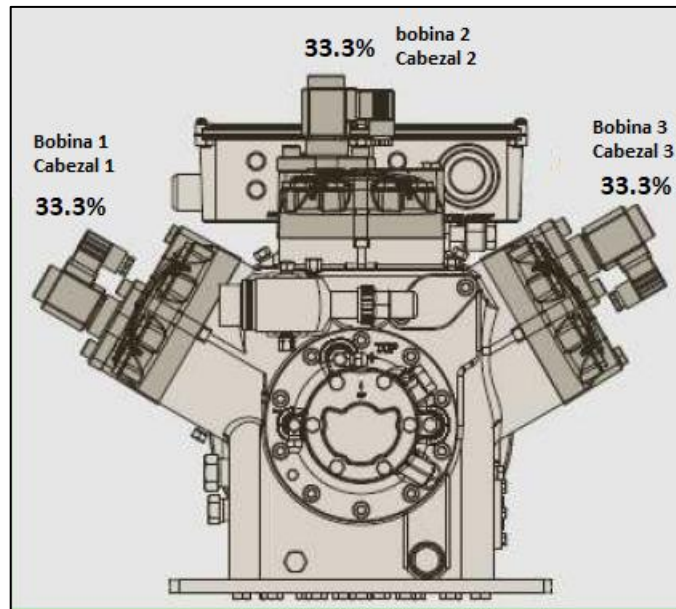
La tecnología de bloqueo de succión tiene dos variantes por bobina estándar y por bobina digital o variable.

3.5.1.2 Bloqueo de succión por bobina estándar

En este tipo control de capacidad por bloqueo de succión es posible instalar en todos los cabezales del compresor y esto nos dará parcialización según el número de cabezales; por

ejemplo: para un compresor de dos cabezales se podrá parcializar entre el 100 %, 50 % y 0 %. Mientras que para un compresor de tres cabezales se podrá parcializar entre 100 %, 66.6 %, 33.3 %, 0 %. Esto quiere decir que el compresor podrá trabajar en un porcentaje de su capacidad frigorífica y eléctrica total. [41]

Figura 17. Regulación de capacidad por bobina estándar



Fuente: Elaboración propia

En la Figura 17, se observa un compresor de tres cabezales y tres bobinas de capacidad estándar instaladas. Si el compresor trabaja sin ninguna bobina de capacidad activada, trabaja al 100 % de su capacidad. Si activamos la bobina uno correspondiente al cabezal 1, el compresor trabajará con la succión bloqueada en este cabezal. Por lo que el compresor trabaja sólo al 66.6 % de su capacidad total. Si activamos al mismo tiempo la bobina uno y la bobina dos, el compresor trabajará con bloqueo en la succión de ambos cabezales. Por lo que sólo trabajará al 33.3 % de su capacidad total. De la misma manera si activamos la bobina uno, bobina dos, bobina tres, el compresor trabajará en 0 % ya que todas las succiones estarían bloqueadas. En la práctica la condición de trabajo al 0 % se debe evitar, ya que el compresor por lubricación y operación requiere estar comprimiendo el fluido refrigerante.

En este tipo de aplicación el sistema solo funcionará entre todo o nada; pudiendo tener solo regulación de capacidad limitada y definida según el número de bobinas y cabezales.

3.5.1.3 Bloqueo de succión por bobina digital

En este tipo de control por bloqueo de succión se logra una modulación de capacidad variable en el compresor desde el 0 % hasta el 100 %. El principio de funcionamiento es el mismo del control por bobina estándar, solo que a diferencia de este no está limitada con capacidades en función del número de cabezales, sino que se puede lograr una modulación en todos los porcentajes posibles. [42].

Para lograr este tipo de modulación las bobinas de los compresores usan el método PWM (pulse width modulation) modulación por ancho de pulsos. Esto quiere decir que la bobina de capacidad se enciende o apaga por periodos de tiempo. Al realizar esta secuencia de encendido y apagado forma ciclos de encendido, apagado y periodos; de esta forma esto se traduce en porcentaje de capacidad. [42]. Esto se expresa en la siguiente ecuación.

Ecuación 18: Porcentaje de ciclo de trabajo PWM

$$D = \frac{P_i}{T} \cdot 100\% \quad (18)$$

Donde:

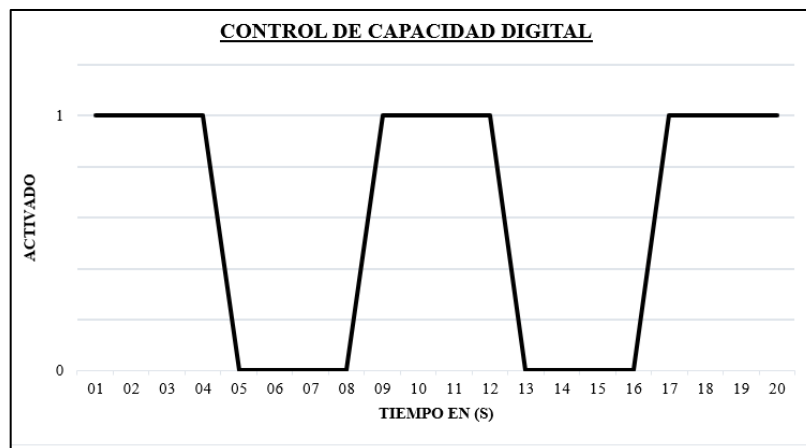
D: Porcentaje del ciclo de trabajo

P_i: Tiempo en segundos que la señal es positiva

T: Periodo en segundos

El periodo de trabajo dado por los fabricantes de compresores es 20 S. y para el cálculo del tiempo de segundos que permanece conectado se toma en cuenta la sumatoria en segundos del tiempo que este está en funcionamiento.

Figura 18. Regulación de capacidad por bobina digital



Fuente: Elaboración propia

En la Figura 18 se muestra el control de la capacidad digital, la bobina permanece activada 12 segundos y 8 segundos desactivada para un periodo de 20 segundos. Aplicando la Ecuación 18, el porcentaje de capacidad desarrollado por el compresor sería de 60 %.

Como se ha visto, con las bobinas digitales o de capacidad variables es posible controlar la capacidad de los compresores desde el 0 % hasta el 100 %; esto nos da una gran ventaja para que el sistema de refrigeración se adapte al cambio de la carga térmica.

En el túnel N°03 de planta Araexport ya se encuentra instalado este sistema de capacidad variable del compresor. Este cuenta con tres cabezales y con dos bobinas estándar y una bobina digital de tal manera que a través de controladores electrónicos el compresor puede operar desde el 10 % hasta el 100 % en condiciones de trabajo.

3.5.2 Ventiladores tipo EC

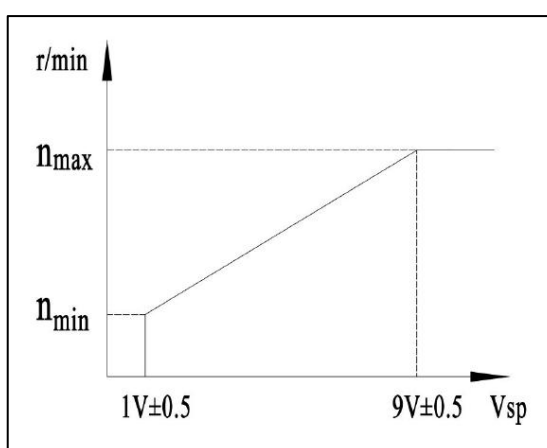
Los ventiladores tipo EC, son ventiladores provistos de un motor especial denominado motor electrónicamente conmutado. Estos motores son alimentados con corriente alterna, que mediante una tarjeta electrónica integrada es conmutada a corriente continua. Como consecuencia de esto tenemos un motor síncrono, de imán permanente sin escobillas y de bajo consumo. [19].

Estos motores cuentan con tarjetas electrónicas y rectificadores que transforman la corriente alterna de la red eléctrica en corriente continua. Al tener una parte electrónica disponen de entradas analógicas normalizadas de 0-10 VDC y 4-20 mA. De la misma manera cuentan señales de falla y protección. Los motores EC son de mayor eficiencia que los motores AC y cuentan con una mayor vida útil.

Estos motores al tener una tarjeta electrónica nos permiten controlar las RPM en función de alguna variable como presión o temperatura.

La regulación de la velocidad de giro se logra al controlar el ingreso la señal analógica de control del ventilador. Esto se muestra en la figura siguiente.

Figura 19. Regulación de la velocidad en un ventilador tipo EC



Fuente: Ficha técnica Weiguang EC13760D3G01 [43]

En la Figura 19 se muestra que según se varíe la señal analógica 0-10 VDC, la velocidad de giro del ventilador cambiará de manera proporcional siguiendo una función lineal. Esto quiere decir si se requiere menor velocidad, se enviará una señal de tensión de control menor y si se quiere mayor velocidad de giro se enviará una señal de tensión de control mayor. [43]

Para la presente implementación se propone la instalación de ventiladores tipo EC en remplazo de los ventiladores convencionales tipo AC.

3.5.3 Lógica de condensación flotante

Como su mismo nombre indica, esta condensación consiste en dejar fluctuar libremente en función de la temperatura ambiente la potencia frigorífica de un compresor y, por ende, la potencia de un circuito frigorífico. La potencia del compresor depende básicamente de dos temperaturas: la de evaporación y la de condensación. Cuando la temperatura de condensación

baja, la potencia del compresor disminuye. Cuando la temperatura de evaporación sube, también lo hace la potencia del compresor. Si conseguimos bajar la temperatura de condensación manteniendo la de evaporación, obtendremos una mejora sustancial en el rendimiento del equipo. [44]

En los condensadores es donde se rechaza el calor generado por el sistema de refrigeración al ambiente externo; como se ha visto en el sistema de refrigeración, el condensador está dimensionado para rechazar el calor del sistema. En operación los condensadores de tiro por aire forzado usan ventiladores para facilitar el intercambio de calor y de esta manera es posible controlar la presión de condensación; dado que si mayor es la carga frigorífica mayor será la capacidad demandada por el condensador y también mayor será la presión de condensación. Esto se expresa en la siguiente ecuación:

Ecuación 19: Potencia térmica transferida al aire en el condensador de tiro por aire

$$Q_{cond} = C_p \cdot M_f \cdot (T_{as} - T_{ae}) \dots (19)$$

Donde:

Q_{cond} : Potencia térmica transferida al aire en KW

C_p : Calor específico a presión constante del aire en KJ/Kg °C

M_f : Caudal másico del aire en Kg/s

T_{ae} : Temperatura del aire a la entrada del condensador en °C

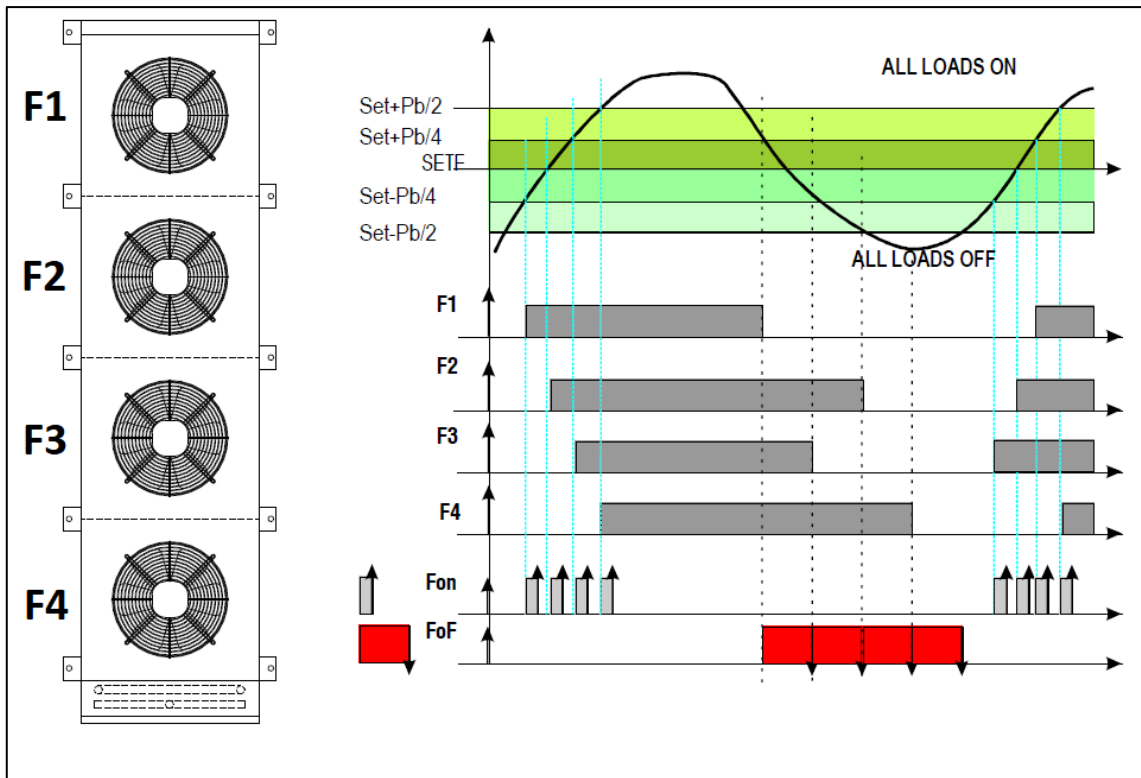
T_{as} : Temperatura del aire a la salida del condensador en °C [17]

Como se ve en la Ecuación 19; si la temperatura a la entrada del condensador que es la misma de la temperatura ambiente, aumenta la potencia térmica que debe disipar el condensador aumentara; esto genera que la temperatura de condensación y presión de condensación aumenten. Por ello es importante el control de presión de condensación, ya que una alta presión de condensación demanda un alto consumo de energía y puede ocasionar fallas en el compresor por altas temperaturas.

3.5.3.1 Regulación de presión de condensación por Set fijo

En los sistemas actuales el control de presión de condensación se realiza mediante un set de presión que en un set fijo corresponde al set de diseño del equipo y los ventiladores AC del condensador se van prendiendo y apagando para controlar la presión de condensación. Esto se muestra en la siguiente figura.

Figura 20. Regulación de ventiladores AC en controlador XC650CX de dixell



Fuente: Manual de controlador XC650CX [45]

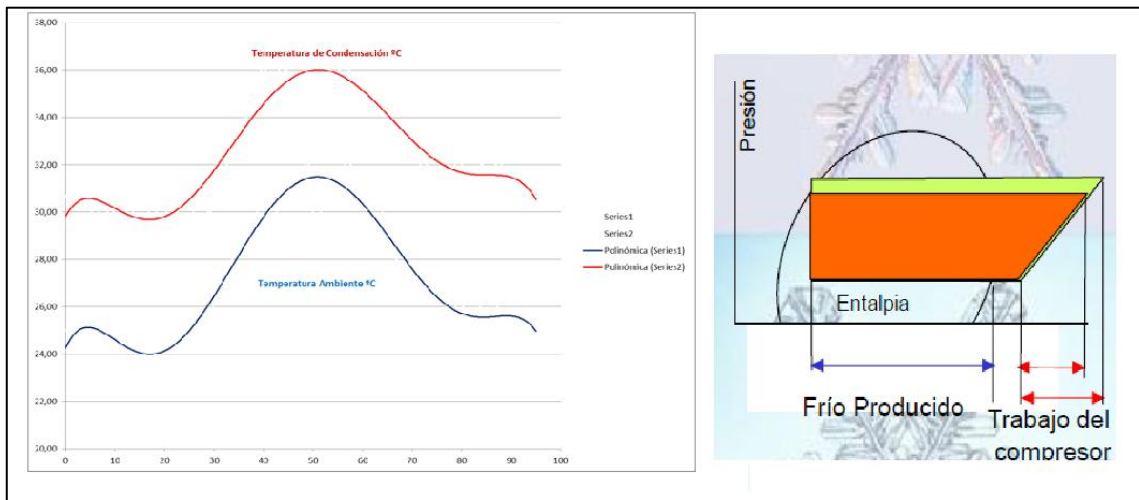
Como se ve en la Figura 20, se declara un set de presión de condensación y una diferencia del set que amplía la banda de regulación en pb/2. Como ejemplo en un condensador de cuatro ventiladores cuando la presión está por debajo de set-pb/2 no se tiene ningún ventilador encendido, por ello la presión va en aumento al ingresar al punto set-pb/4 se enciende el primer ventilador F1; como la presión continúa subiendo y alcanza el punto set se enciende el segundo ventilador F2. Al seguir subiendo la presión y llegar al punto set+pb/4 se enciende el tercer ventilador F4; mientras la presión siga subiendo se encenderá el cuarto ventilador F4. Al estar ya los cuatro ventiladores encendidos durante un tiempo, la presión de condensación disminuirá y se irán apagando los ventiladores en el mismo orden en el cual se encendieron. Hasta apagarse todos los ventiladores y repetir la secuencia según las condiciones de presión del sistema. [45].

3.5.3.2 Regulación de presión de condensación por set dinámico

La regulación de presión de condensación en las plantas y equipos de refrigeración actualmente se realiza por set fijo. Para realizar un control flotante de esta presión se requiere que esta sea variable en el tiempo, esto quiere decir que el set se puede mover según las variaciones de temperatura ambiente esto en conjunto con regulación de los ventiladores del condensador por motores EC nos dará como resultado un control más preciso de la presión de condensación ya el set no será fijo sino será cambiante. [19].

En la Figura 21 se muestra este cambio en el set de presión de condensación según la temperatura ambiente.

Figura 21. Regulación de presión de condensación flotante



Fuente: Regulación de presión flotante [19].

Como muestra la Figura 21, cuando la temperatura ambiente disminuya también disminuirá el set de temperatura y por ende la presión de condensación; esto dará como resultado que manteniendo la misma capacidad frigorífica el trabajo del compresor será menor; el consumo de energía será menor. Pero para el control se debe tener en cuenta un valor mínimo del set para evitar flash-gas a la salida del condensador y garantizar un subenfriamiento adecuado del refrigerante en el condensador. También es muy importante la correcta selección de la válvula de expansión. Por ello para estos sistemas es recomendado el uso de válvulas de puerto balanceado o válvulas de expansión electrónicas. [46].

Conocer la presión de condensación mínima a la cual puede trabajar el sistema es importante; ya que el set no debe bajar de este valor mínimo o valor de seguridad.

El ahorro de energía puede llegar a ser desde 7.5 % hasta 11.36 % de la demanda eléctrica por cada equipo de refrigeración. [1].

3.5.4 Controladores electrónicos para control de unidades de refrigeración

Los equipos responsables del control de un sistema de refrigeración (compresor, condensador, evaporador) son los controladores electrónicos. Existen equipos dedicados que ya cuentan con la lógica de control cargada en el firmware y solo se tiene que realizar la parametrización según el tipo de instalación o se pueden usar otros equipos como los controladores lógicos programables PLC; en los cuales se tiene que desarrollar el programa de control y requiere de una mayor complejidad. [1] Para los sistemas de refrigeración como el analizado en el presente trabajo, el control es sectorizado; esto quiere decir que el control de cada túnel es independiente y por ello resulta más económico y mejor el uso de controladores dedicados de refrigeración.

En el mercado de refrigeración existen diversos tipos de controladores dedicados que tienen implementado los métodos de control descritos como control de compresores recíprocos de capacidad variable, el control de presión de condensación por motores AC, control de presión por condensación flotante.

En el túnel 3 de planta Araexport el equipo de refrigeración ya cuenta con controladores dedicados para el control del sistema de refrigeración estos controladores se describen en la Tabla III.

Tabla III

Controladores del sistema de refrigeración instalados en el túnel N°3

Controlador	Fabricante	Cantidad	Función en el sistema de refrigeración
XR75CX	Dixell	1 UND.	Control del evaporador. Encendido de los ventiladores, solenoide de líquido, deshielo.
XC650CX	Dixell	1 UND.	Control de la Unidad condensadora. Compresor, ventiladores AC del condensador
XEV02D	Dixell	1 UND.	Control de la válvula digital del compresor
EVD EVOLUTION TWIN	Carel	1 UND.	Control de dos válvulas de expansión electrónica de manera independiente

Fuente: Elaboración propia.

Los controladores de la Tabla III son los responsables del control de todo el sistema de refrigeración del túnel; para el caso del controlador responsable del control del compresor y condensador son los controladores XC650CX y el XEV02D. Estos ya cuentan con la capacidad de controlar un compresor de capacidad variable y control de presión de condensación flotante. Por ello no fue necesario el cambio de estos controladores. Durante las pruebas de la implementación sólo se cambiaron los ventiladores AC por ventiladores tipo EC y se realizó el cambio en el circuito de control y parametrización para el funcionamiento de esta propuesta.

3.5.4.1 Parámetros configurados en el controlador XC650CX y XEV02D

A continuación, se describe los parámetros configurados para la propuesta de control en los controladores del compresor y condensador

declara las entradas digitales de seguridad asociadas al sistema de refrigeración; luego se declara las entradas analógicas como entradas de alta presión, baja presión, temperatura ambiente para condensación flotante; tercero se configuran los parámetros de regulación del compresor; cuarto se configura los parámetros de regulación del condensador con motores EC y configuración flotante. Por último, se declara los sets de temperatura y presión para el compresor y para el condensador.

3.5.4.2 Modo de regulación del compresor en el túnel 3

Como se ha visto el compresor, es un compresor reciprocante de capacidad variable que cuenta con dos capacidades estándar y una capacidad digital. El compresor será regulador por el controlador XC650CX con el controlador esclavo XEV02D; el método de control que se usará es el control por zona neutra, control por temperatura; y para el control de la capacidad digital se usará una salida analógica de 0-10 VDC, la cual será enviada al controlador esclavo XEV02D quien recibirá a través de una entrada analógica de 0-10 VDC y a su vez dará la salida por PWM a la bobina digital para realizar el control variable de la capacidad.

3.5.4.3 Modo de regulación de los ventiladores EC y condensación flotante

En la unidad condensadora se remplazará los ventiladores AC por ventiladores EC; estos ventiladores cuentan con entradas analógicas de 0-10 VDC. Los ventiladores del condensador serán regulados al mismo tiempo por el controlador XC650CX que medirá la temperatura ambiente a través de un sensor de temperatura en el ingreso de aire del condensador. El controlador cuenta con una salida analógica de 0-10 VDC que dará la señal de referencia de velocidad a los ventiladores y estos girarán al mismo tiempo según las condiciones de presión requeridas por el controlador.

IV ANÁLISIS DEL CLIMA, CONDICIONES DE DISEÑO Y SIMULACIONES TEÓRICAS DE FUNCIONAMIENTO DEL TUNEL N°03

Conocer el lugar donde se encuentra instalada la planta que se diseña y evalúa es muy importante ya que conociendo la ubicación será posible realizar un análisis del clima y de esta manera determinar las condiciones de trabajo de los equipos y sistemas de refrigeración. [19].

En los sistemas de refrigeración por compresión de vapor un parámetro muy importante es la presión de condensación, también denominada presión en el lado de alta. Esta presión corresponde a la presión de descarga del compresor; es la presión de trabajo del condensador. Como se ha visto en el diagrama presión entalpia es la presión de rechazo en el condensador; esta presión saturada por propiedades termodinámicas del fluido refrigerante cuenta con una temperatura de saturación; entonces se podría afirmar que a una presión de descarga en el lado de alta presión le corresponde una temperatura de saturación. Como se ha visto a detalle en el condensador, para que exista transferencia de calor en un intercambiador de calor debe existir un diferencial de temperatura a este valor se le conoce como delta de temperatura en el condensador. Entonces para que exista transferencia de calor; la temperatura de saturación en el condensador deberá ser mayor a la temperatura ambiente. Por ello a mayor sea la temperatura ambiente mayor será la presión de condensación, mayor será el consumo de electricidad en el compresor y menor será la eficiencia del sistema. También una alta presión de condensación supone problemas con la degradación del aceite entre otros, por ello esta debe ser controlada. En esto supone la importancia de realizar un análisis del clima en el punto donde el sistema de refrigeración trabajará. [19]

La planta donde se realiza el presente estudio es la planta de planta Araexport.

4.1 Reseña de la planta Araexport

La empresa Araexport SAC. identificada con RUC: 20551771556 es una empresa peruana agroindustrial dedicada al sembrío y exportación de diversos productos como: palta, espárrago, uva, mango y arándanos.

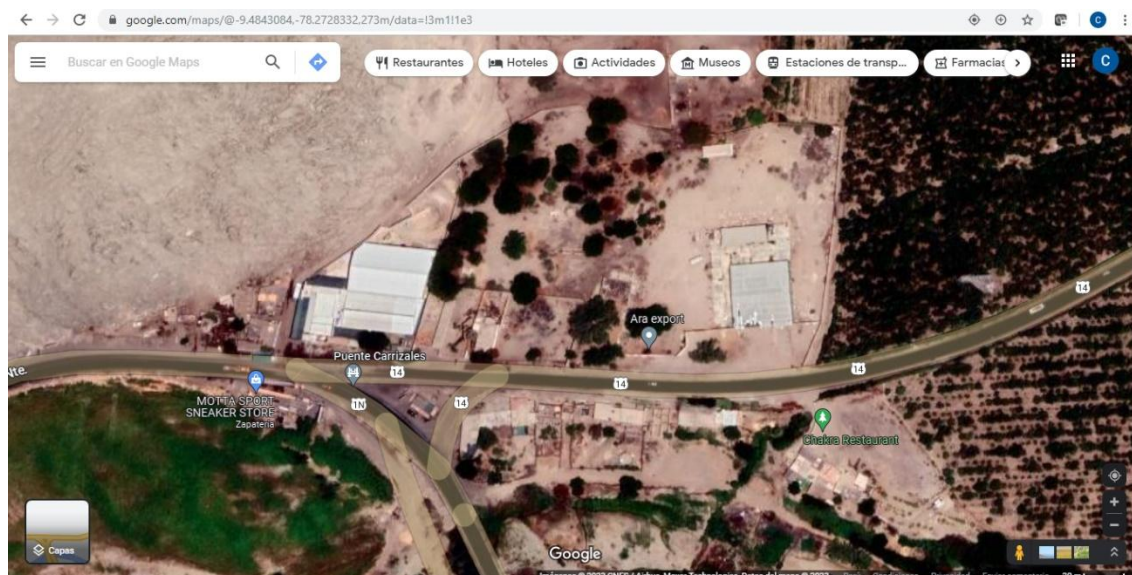
Actualmente sus operaciones están situadas en el valle de Casma, región de Ancash, donde cuentan con sembríos de fruta y actualmente con dos plantas de procesamiento: una planta de productos fresco, fabricada y diseñada el año 2019 por el grupo Friopacking y una nueva planta de productos congelados fabricada y diseñada el año 2022 también por el grupo Friopacking.

La planta donde se realizará el presente trabajo corresponde a la planta de productos frescos. Esta planta actualmente luego de las diversas ampliaciones realizadas cuenta con cinco túneles de enfriamiento, dos cámaras de producto terminado y una zona de despacho, una sala de procesos no temperada.

4.1.1 Ubicación de la planta Araexport

La planta de productos frescos se encuentra ubicada en las coordenadas UTM (-9.484430, -78.271870). AV. Huarmey MZA. E Lote. 2, Provincia de Casma, región de Ancash, Perú.

Figura 22. Ubicación de planta Frescos Araexport



Fuente: Reproducido de Google maps.

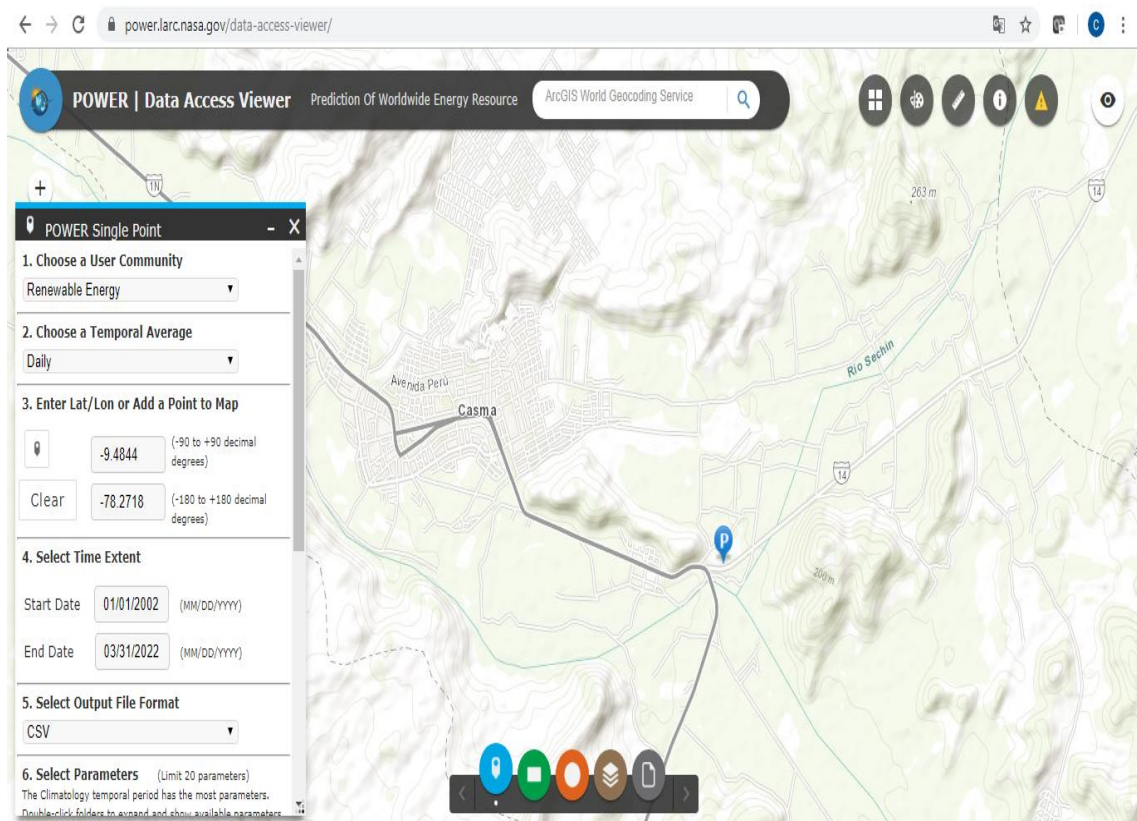
4.2 Análisis de clima en planta

Según las recomendaciones de ASHRAE, para el análisis y estudio de clima se debe realizar en un periodo de los últimos 20 años, teniendo en cuenta para ello las temperaturas bulbo húmedo y bulbo seco. Durante el análisis de los últimos 20 años se debe tener en cuenta un análisis estadístico de un total de horas al año que se registró estas temperaturas; para ello usaremos como recurso datos proporcionados por la NASA y que se pueden descargar en formato (.csv). Esta página de libre acceso es (<https://power.larc.nasa.gov/data-access-viewer/>). [19].

4.2.1 Obtención de datos de la NASA

Ingresando a la página de la NASA, elegiremos las coordenadas UTM longitud y latitud, las fechas de los datos desde el 01/01/2002 hasta 31/12/2022. Elegiremos la máxima temperatura bulbo seco y temperatura en bulbo húmedo por día. Elegiremos el formato de descarga en formato (.csv). Para poder procesar estos datos en Excel.

Figura 23. Descarga de temperatura desde plataforma de la NASA



Fuente: Reproducido de datos desde página (<https://power.larc.nasa.gov/data-access-viewer/>) 2023.

4.2.2 Análisis de datos

Usando el programa Excel agruparemos y separaremos los datos en temperatura máxima de bulbo húmedo, temperatura máxima bulbo seco; luego agruparemos de mayor a menor los datos. Con respecto al número de días en 20 años y horas al año. Hallaremos el porcentaje que representa en cada hora al año. Según las recomendaciones de diseño de ASHRAE para cargas térmicas, la temperatura máxima no deberá representar un porcentaje acumulativo mayor a 0.4 %. [19].

Los datos para temperatura bulbo seco y bulbo húmedo se muestran a continuación en las tablas siguientes.

Tabla VI

Temperaturas bulbo seco Máximas en últimos 20 años para la planta Araexport

BULBO SECO T °C MÁXIMAS						
T DB °C	Tabla de repeticiones Bulbo Seco MAX				% del total de horas en el año	Porcentaje acumulativo
	días 20 años	días 01 año	Horas AÑO	Corrección		
33	3	0.15	4	4	0.04 %	0.04 %
32	25	1.25	30	30	0.34 %	0.38 %
31	170	8.5	204	201	2.30 %	2.68 %
30	563	28.15	676	667	7.61 %	10.29 %
29	1164	58.2	1,397	1,379	15.74 %	26.03 %
28	1625	81.25	1,950	1,925	21.97 %	48.01 %
27	1623	81.15	1,948	1,923	21.95 %	69.95 %
26	1156	57.8	1,387	1,369	15.63 %	85.58 %
25	655	32.75	786	776	8.86 %	94.44 %
24	278	13.9	334	329	3.76 %	98.20 %
23	94	4.7	113	111	1.27 %	99.47 %
22	26	1.3	31	31	0.35 %	99.82 %
21	13	0.65	16	15	0.18%	100.00 %
Sumatoria de horas al año			8,874			
Total de horas al año			8,760			
Factor de corrección			0.9871535			

Fuente: Elaboración propia.

Tabla VII

Temperaturas bulbo húmedo. Máximas en últimos 20 años para la planta Araexport

BULBO HÚMEDO T °C MÁXIMAS						
T DB °C	Tabla de repeticiones Bulbo Húmedo				% del total de horas en el año	Porcentaje acumulativo
	días 20 años	días 01 año	Horas AÑO	Corrección		
21	11	0.55	13	13	0.15 %	0.15 %
20	218	10.9	262	258	2.95 %	3.10 %
19	911	45.55	1,093	1,079	12.32 %	15.42 %
18	1398	69.9	1,678	1,656	18.90 %	34.32 %
17	1415	70.75	1,698	1,676	19.13 %	53.46 %
16	1730	86.5	2,076	2,049	23.39 %	76.85 %
15	1258	62.9	1,510	1,490	17.01 %	93.86 %

14	371	18.55	445	439	5.02 %	98.88 %
13	74	3.7	89	88	1.00 %	99.88 %
12	8	0.4	10	9	0.11 %	99.99 %
11	1	0.05	1	1	0.01 %	100.00 %

Sumatoria de horas al año	8,874
Total de horas al año	8,760
Factor de corrección	0.9871535

Fuente: Elaboración propia.

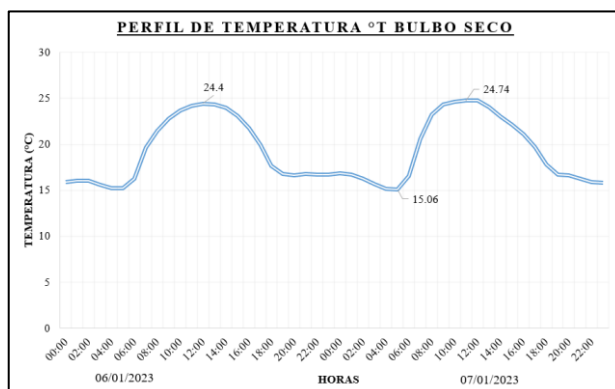
De la Tablas VI y VII, obtendremos la máximas temperatura bulbo seco y bulbo húmedo en la ubicación de la planta en los últimos 20 años. Para el caso de la máxima temperatura bulbo seco será de 32°C. y para la máxima temperatura bulbo húmedo será de 21°C. Para el presente análisis los condensadores son del tipo seco con aire forzado por lo cual se tomará solo la temperatura en bulbo seco. En caso se analizaría condensadores evaporativos enfriados por agua, se usaría las temperaturas bulbo seco.

Como tenemos hallada la máxima temperatura en bulbo seco que es de 32°C está representa 30 horas al año. Estas temperaturas se dan durante la estación de verano. El día que se realizaron las mediciones en los equipos de planta fue el 06/01/2023 y 07/01/2023. Estos son días de verano, por ello analizaremos la temperatura durante estos días hora por hora.

4.2.3 Análisis de temperaturas durante los días de mediciones

Al igual que para hallar las máximas temperaturas durante los últimos 20 años analizaremos el comportamiento de la temperatura ambiente durante los días que se realizaron las mediciones en planta. Se obtuvo datos de la NASA con respecto al punto según coordenadas UTM y se muestra los valores en los siguientes gráficos:

Figura 24. Temperaturas bulbo seco durante los días 06/01/2023 y 07/01/2023



Fuente: Elaboración propia de datos de (<https://power.larc.nasa.gov/data-access-viewer/>) 2023

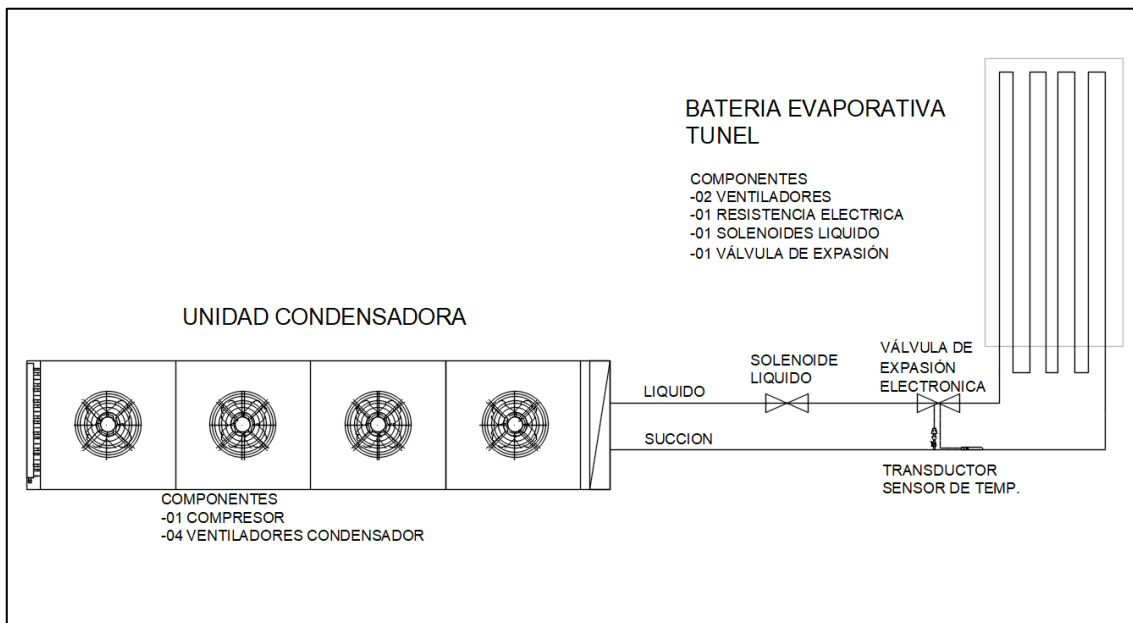
Como se muestra en el gráfico la máxima temperatura bulbo seco, se registró el 07/01/2023 a las 11:00 horas con una temperatura de 24.74°C. y la mínima temperatura el mismo día a las 05:00 horas. Hay una diferencia de 9.68°C grados de la máxima temperatura registrada en el día con respecto a la mínima temperatura registrado durante la madrugada.

4.3 Características técnicas del túnel en análisis

Como se ha visto en la sección anterior durante el análisis del clima se puede apreciar una diferencia de temperaturas a lo largo del día y una diferencia de temperaturas en el día con respecto a la noche, desde esta perspectiva es posible realizar simulaciones de funcionamiento del sistema de refrigeración usando las fichas técnicas de los fabricantes de los equipos y el software del fabricante del compresor y así podremos conocer de manera teórica el consumo de energía del sistema durante un proceso de enfriamiento en condiciones normales de diseño y condiciones actuales de funcionamiento.

Realizaremos la descripción del sistema de refrigeración donde se realiza el análisis. La planta donde se realiza el estudio es la planta de productos Frescos Araexport. El túnel donde se realizará el análisis es el túnel N°3. Dicho túnel es un túnel Californiano diseñado para enfriamiento de Uva, cuenta con: una unidad condensadora del fabricante Smartcold, un evaporador del fabricante Roen, válvula de expansión electrónica del fabricante Carel y demás componentes del sistema de refrigeración. Se muestra todos los elementos que componen el sistema en la siguiente representación esquemática

Figura 25. Esquema de componentes de Túnel N°3 Araexport Frescos



Fuente: Elaboración propia

4.3.1 Unidad condensadora

La unidad condensadora equipada con dos de los principales elementos de un sistema: Cuenta con un compresor de 50 HP del fabricante Dorin y un condensador de 4 ventiladores AC del fabricante Roen.

Tabla VIII

Ficha de UC Smartcold

UC	Modelo	Ambiente	Fabricante	Compresor	Condensador
50 HP	SO500A7MI4VL3S	Túnel de enfriamiento	Smartcold	Dorin H5000CC	Roen CJS614424 TRU

Fuente: Elaboración propia

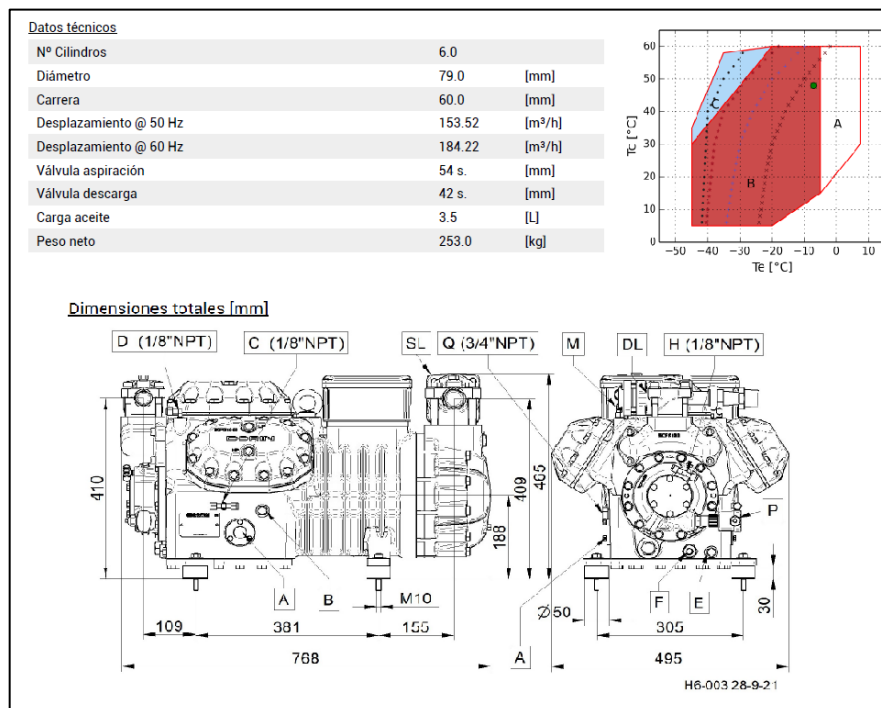
4.3.1.1 Compresor Dorin

El compresor Dorin H5000CC es un compresor semihermético del tipo recíprocante por pistón, diseñado por uno de los principales fabricantes de compresores para refrigeración.

El compresor H5000CC está diseñado para aplicaciones de Media y baja temperatura. Este compresor está provisto de seis cilindros y tres cabezales. Se puede adicionar controles de capacidad. [31].

El compresor se seleccionó para operar a una temperatura ambiente exterior de 35 °C y una temperatura del aire en el túnel de 0°C.

Figura 26. Ficha técnica compresor Dorin H5000CC



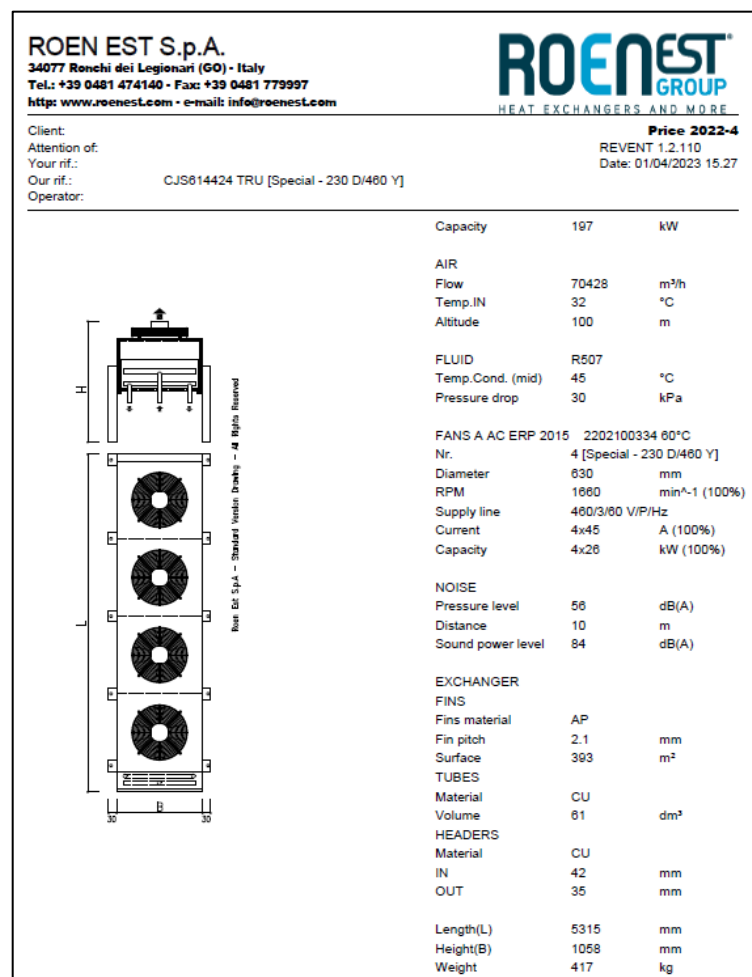
Fuente: Ficha técnica de compresor Dorin H5000CC [31].

4.3.1.2 Condensador Roen

El condensador Roen CJS614424 TRU, diseñado por uno de los principales fabricantes de condensadores para sistemas de refrigeración. Es un condensador de aire por tiro forzado. Cuenta con cuatro ventiladores AC de la marca Rosenberg. Cuenta con un subenfriamiento del líquido. Diseñado para trabajar con fluido refrigerante R507, con una temperatura de condensación de 45 °C con una capacidad frigorífica de 197 KW. [32].

El condensador se seleccionó para operar a una temperatura ambiente exterior de 35 °C y una temperatura del aire en el túnel de 0°C.

Figura 27. Ficha técnica condensador CJS614424 TRU



Fuente: Ficha técnica de condensador CJS614424 TRU [32]

4.3.2 Evaporador del túnel

El evaporador del túnel de enfriamiento es un evaporador del tipo seco por aire forzado. Este es el modelo A.32.CR.20.AP.52.06.4000.80.E.X.X.078.312.R 54/88.9 T, del fabricante Roen Est diseñado para trabajar con refrigerante R507. Diseñado para una temperatura de

evaporación de $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ y un sobrecalentamiento útil de $2\text{ }^{\circ}\text{C}$. Con una capacidad frigorífica de 116,14 KW. Este evaporador tiene dos ingresos independientes para ingreso de líquido y dos salidas independientes para succión. Cuenta con resistencias eléctricas para el descongelamiento con 37.2 KW de potencia. [33]

El evaporador se seleccionó para operar a una temperatura ambiente exterior de $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ y una temperatura del aire en el túnel de $0\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Figura 28. Ficha técnica de evaporador. *Ficha técnica evaporador*

A.32.CR.20.AP.52.06.4000.80.E.X.X.078.312.R 54/88.9 T

ROEN EST S.p.A.				ROENEST [®] GROUP			
34077 Ronchi dei Legionari (GO) - Italy				HEAT EXCHANGERS AND MORE			
Tel.: +39 0481 474140 - Fax: +39 0481 779997				Date 16/04/2019 11.52.09 25			
http: www.roenest.com - e-mail: info@roenest.com				File 25/			
Client							
Attention of							
Your Rif. No							
Our Offer No							
Operator							
Evaporator Coil: Roen Est Code A.32.CR.20.AP.52.06.4000.80.E.X.X.078.312.R 54/88.9 T							
Tube Material:	CR-32	Ext. Surface:	401,2	m2	Volume:	155,7	dm3
Fin Material:	AP-20	Int. Surface:	71,62	m2	Weight:	311,7	kg
External Gas:	Air Std	/	101,32	kPa			
Flow Rate	25	m3/s	=	90000	m3/h	29,99	kg/s
Velocity	3,43	m/s					
Inlet and Outlet Temp.	1	$^{\circ}\text{C}$	->	-1,4	$^{\circ}\text{C}$		
Inlet and Outlet Rel. Humidity	95	%	->	98,8	%		
Inlet and Outlet Water Cont.	3,86	g/kg	->	3,31	g/kg		
Condensed Water	16,75	g/s					
Sensible Heat Factor	0,61						
Pressure Drop	86	Pa					
Internal Fluid:	R507A / G2/		501,6	kPa			
Flow Rate	1310,74	g/s	=	4719	kg/h		
Condensing Temp.	50	$^{\circ}\text{C}$ (dew)					
Subcooling Temperature	47	$^{\circ}\text{C}$					
Inlet Vapor Fraction	0,48						
Evaporating Temp.	-7	$^{\circ}\text{C}$ (dew)					
Superheating Temperature	-2	$^{\circ}\text{C}$					
Pressure Drop	19	kPa					
Capacity:	116,14	kW					CounterFlow Calculation

Fuente: Ficha técnica de Evaporador [33].

4.3.2.1 Ventiladores del evaporador

El sistema de refrigeración en el túnel cuenta con dos ventiladores en evaporador, estos ventiladores son movidos cada uno por un motor eléctrico trifásico jaula de ardilla de 17.2 KW. A 440/30F/60 Hz. Son los encargados de realizar el movimiento de aire por el túnel de enfriamiento.

4.3.2.2 Solenoide de líquido del evaporador

Para el control del ingreso de refrigerante en la línea de líquido, el sistema cuenta con una válvula solenoide EVR-25 modelo 032F2208 y una bobina de 220 VAC modelo 018F6714. La válvula está diseñada para trabajar con refrigerante R-507. Cuenta con una entrada y salida de 1.3/8" de pulgada a la entrada y la salida para la tubería.

Esta válvula trabaja en condición de NC. (Normalmente cerrada). Cuando se energiza pasa a modo de abierta.

4.3.2.3 Válvula de expansión electrónica

El sistema cuenta con dos válvulas de expansión electrónicas que trabajan en paralelo con el mismo evaporador de manera sincronizada. El modelo de la válvula de expansión es E3V55 diseñada y fabricada por Carel con una potencia frigorífica de hasta 180 KW. Cada válvula cuenta con un transductor de presión instalada en la succión y un sensor de temperatura NTC. Ambas válvulas son controladas por un controlador EVD evolution Twin; también del fabricante Carel.

4.4 Simulación de funcionamiento mediante software en condición de diseño

A continuación, se presenta los datos de potencia frigorífica, potencia eléctrica con las cuales se realizó el diseño del sistema de refrigeración. Para esta simulación se usará el software del compresor Dorin que es: Dorin Software 22.06.

Tabla IX

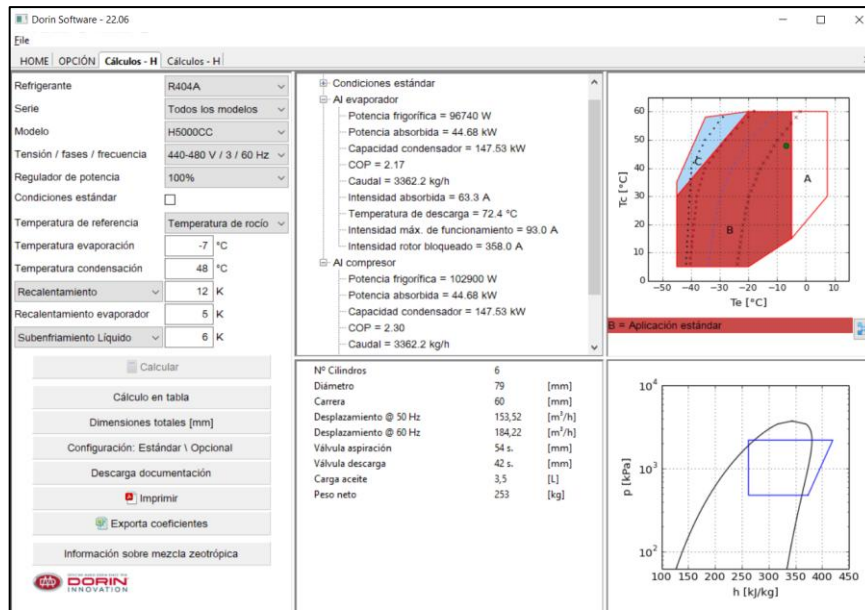
Datos de diseño de sistema de refrigeración.

Temperatura de evaporación	-7 °C
Temperatura del aire en el túnel	0 °C
Diferencial de Temp. en túnel	7 °C
Temperatura de condensación	48 °C
Temperatura amb. Exterior	35 °C
Diferencial de Temp. Exterior	13 °C
Refrigerante	R507A
Recalentamiento útil	5 K
Recalentamiento total	12 K
Subenfriamiento	6 K

Fuente: Elaboración propia cortesía de Friopacking

En la Tabla IX se muestra los datos de diseño, partiendo de estos datos se realizará la simulación en software de Dorin. Como en el software no se cuenta con el refrigerante R507, para efectos de simulación se usará el refrigerante R404A. Debido a que ambos refrigerantes tienen propiedades termodinámicas parecidas y por recomendación del fabricante del compresor.

Figura 29. Simulación en condiciones de diseño Túnel N°3.

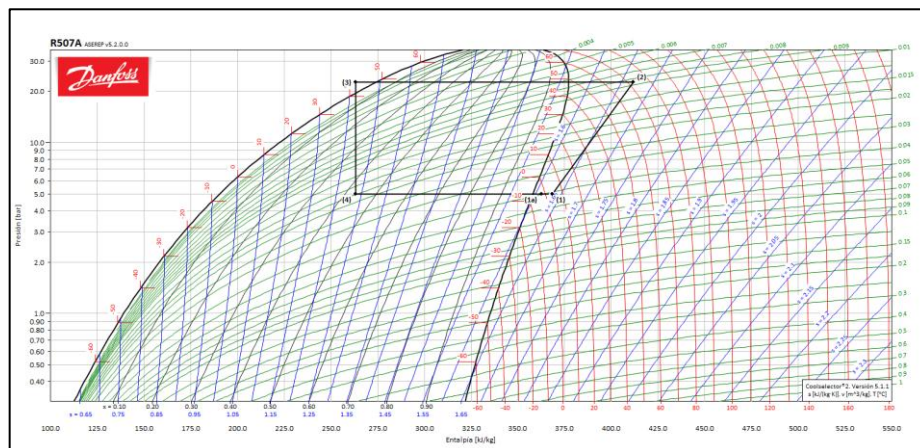


Fuente: Software Dorin Software 22.06.

Como se aprecia en a la Figura 29, se observa que simulando estas condiciones de operación en el software del fabricante del compresor Dorin se obtiene que en las condiciones de operación de diseño el sistema la potencia frigorífica en el evaporador será de 96.74 KW, la potencia de rechazo del condensador será de 147.53 KW y la potencia frigorífica en el compresor será de 44.68 KW. Considerando que la potencia frigorífica en el compresor es análoga a la potencia eléctrica, se tomará también este valor de potencia para los cálculos de consumo de energía. La corriente absorbida por el compresor será de 63.3 A. a tensión plena de 440 VAC en un sistema trifásico de 60 Hz.

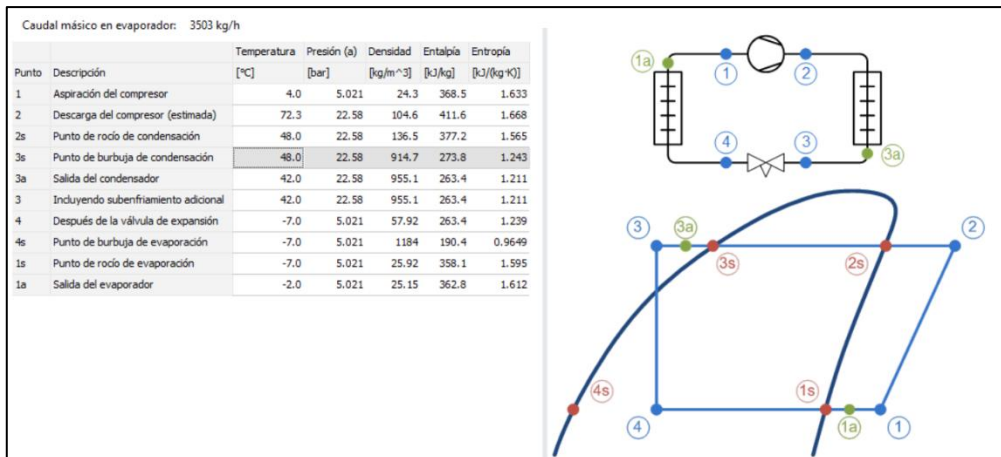
Con la ayuda del programa coolselector 2 versión 5.1.1 de Danfoss; graficaremos el diagrama termodinámico del sistema para hallar los puntos de este.

Figura 30. Diagrama de Mollier, condiciones de diseño del Túnel N°3



Fuente: Software Coolselector2.

Figura 31. Puntos del diagrama termodinámico del Túnel N°3



Fuente: Software Coolselector2.

De las Figuras 30,31 tenemos los puntos termodinámicos de entalpías que son: $h_1=368.5$ KJ/Kg; $h_2=411.6$ KJ/Kg; $h_3=263.4$ KJ/Kg; $h_4= 263.4$ KJ/Kg; y el flujo másico será de 3503 Kg/h Remplazando en las ecuaciones (2), (3), (4). Tendremos:

4.4.1 Calor específico en el compresor

$$we = h_2 - h_1 \quad (2)$$

$$we = 411.6 - 368.5$$

$$we = 43.1 \text{ KJ/Kg}$$

4.4.2 Calor específico en el condensador

$$qh = h_2 - h_3 \quad (3)$$

$$qh = 411.6 - 263.4$$

$$qh = 148.2 \text{ KJ/Kg}$$

4.4.3 Calor específico en el evaporador

$$ql = h_1 - h_4 \quad (4)$$

$$ql = 368.5 - 263.4$$

$$ql = 105.1 \text{ KJ/Kg}$$

4.4.4 Flujo másico en el sistema

$$\dot{m} = 3503 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

$$\dot{m} = 3503 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}$$

$$\dot{m} = 0.973 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

Multiplicando el flujo másico por los calores específicos, se conocerá los datos de potencia en KW. De las ecuaciones (7) (8) (9)

4.4.5 Potencia en el compresor

$$WE = \dot{m} \cdot we \quad (7)$$

$$WE = 0.973 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 43.1 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$WE = 41.94 \frac{\text{KJ}}{\text{S}}$$

$$WE = 41.94 \text{ KW}$$

4.4.6 Potencia en el condensador

$$QH = \dot{m} \cdot qh \quad (8)$$

$$QH = 0.973 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 148.2 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$QH = 144.21 \frac{\text{KJ}}{\text{S}}$$

$$QH = 144.21 \text{ KW}$$

4.4.7 Potencia en el evaporador

$$QL = \dot{m} \cdot ql \quad (9)$$

$$QL = 0.973 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 105.1 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$QL = 102.27 \frac{\text{KJ}}{\text{S}}$$

$$QL = 102.27 \text{ KW}$$

Comparando resultados termodinámicos y los datos de Dorin software vemos que los datos de potencia son cercanos en ambos refrigerantes en R404A y R507A, por lo que se puede tomar como valores correctos los expresados por el software.

Teniendo como datos la potencia eléctrica del compresor trabajando a plena carga en condiciones de diseño con 44.68 KW con una tensión de 440 VAC y una corriente de 63.3 A y considerando la eficiencia eléctrica del compresor como 1. Se puede hallar el factor de potencia desarrollado por el compresor despejando en la ecuación (12).

4.4.8 Factor de potencia del compresor

$$P = \sqrt{3} \cdot V \cdot I \cdot \text{COS}(\phi) \cdot n \quad (12)$$

$$\text{COS}(\phi) = \frac{P}{\sqrt{3} \cdot V \cdot I \cdot n}$$

$$\text{COS}(\phi) = \frac{44.68}{\sqrt{3} \times 0.44 \times 63.3 \times 1}$$

$$\text{COS}(\phi) = 0.93$$

Como se muestra, el factor de potencia eléctrico es de 0.93 un factor muy eficiente; la corriente máxima del compresor es de 93 A. Por lo que el compresor estaría trabajando al

68.06 %; como se sabe el compresor tiene al motor eléctrico como elemento de potencia. Como toda máquina eléctrica, esta es más eficiente cuando trabaja más cerca de su cargabilidad máxima.

4.4.9 Análisis de energía eléctrica consumida por el sistema en condiciones de diseño

La potencia y energía eléctrica son parámetros fundamentales para análisis de eficiencia de un sistema eléctrico. A continuación, se elabora un cuadro de cargas con los elementos del sistema de refrigeración que funcionan durante un proceso de enfriamiento.

Tabla X

Cuadro de cargas del sistema de refrigeración túnel N°3

ÍTEM	DESCRIPCIÓN DE EQUIPOS	CANTIDAD DE EQUIPOS	CORRIENTE UNITARIA DEL EQUIPO	POTENCIA DEL EQUIPO	CORRIENTE TOTAL	POTENCIA TOTAL
1.0	-Compresor Dorin HC500CC	1	63.30 A	44.68 KW	63.30 A	44.68 KW
2.0	-Ventilador de condensador E68-63271	4	4.50 A	2.60 KW	18.00 A	10.40 KW
3.0	-Ventiladores del Evaporador	2	28.10 A	17.20 KW	56.20 A	34.40 KW
4.0	-Resistencia de deshielo evaporador	1	49.00 A	37.20 KW	49.00 A	37.20 KW
5.0	-Elementos de control	1	1.00 A	0.50 KW	1.00 A	0.50 KW
POTENCIA INSTALADA		127.18	KW			
FACTOR DE SIMULTANEIDAD		0.71				
MÁXIMA DEMANDA		89.98	KW			

Fuente: Elaboración propia

En los túneles de enfriamiento existe un factor de simultaneidad dado que no todos los elementos del sistema de refrigeración trabajan al mismo tiempo; por lo general la resistencia eléctrica de descongelamiento es manual por lo que para la máxima demanda no se tomaría en cuenta esta potencia.

Conociendo la máxima demanda del túnel, podemos hallar la energía eléctrica reemplazando en la ecuación 13. Se considerará como diseño que el túnel realizará un proceso de enfriamiento durante 8 horas.

4.4.9.1 Energía eléctrica consumida por el túnel durante un proceso de enfriamiento en condiciones de diseño

$$W = P \cdot t \quad (13)$$

$$W = 89.98 \text{ KW} \times 8 \text{ HORAS}$$

$$W = 719.84 \text{ KW} - H$$

4.4.9.2 Costo de la energía del túnel durante un proceso de enfriamiento

Conociendo el valor de energía eléctrica durante el tiempo que dura un proceso de enfriamiento, se puede calcular el costo de la energía durante este proceso. Para ello se tomará la planta como usuario del mercado regulado y como tarifa eléctrica la tarifa MT3. [13].

Figura 32. Pliego tarifario en el mes de enero 2023 Casma

Pliego Tarifario Máximo del Servicio Público de Electricidad			
Empresa: Hidrandina		Interconexion SEIN	
Pliego	Vigencia	Sector	
CASMA	4/Ene/2023	2	
MEDIAS TENSIÓN		UNIDAD	TARIFA
TARIFA MT3	TARIFA CON DOBLE MEDICIÓN DE ENERGÍA ACTIVA Y CONTRATACIÓN O MEDICIÓN DE UNA POTENCIA 2E1P		
	Cargo Fijo Mensual	S//mes	12.37
	Cargo por Energía Activa en Punta	ctm. S//KW.h	34.83
	Cargo por Energía Activa Fuera de Punta	ctm. S//KW.h	29.14
	Cargo por Potencia Activa de generación para Usuarios:		
	Presentes en Punta	S//KW-mes	64.80
	Presentes Fuera de Punta	S//KW-mes	40.72
	Cargo por Potencia Activa de redes de distribución para Usuarios:		
	Presentes en Punta	S//KW-mes	14.39
	Presentes Fuera de Punta	S//KW-mes	14.35
	Cargo por Energía Reactiva que exceda el 30% del total de la Energía Activa	ctm. S//KVar.h	5.02

Fuente: Pliego tarifario de Osinerming [34]

De la Figura 32; se usa como dato solo el costo de energía activa en hora punta, ya que los túneles de enfriamiento suelen trabajar también en horas punta que va desde las 18:00 h hasta las 23:00 h; no se considerará la calificación tarifaria, el costo de potencia, cargos de energía reactiva. No es objetivo del presente trabajo un análisis energético de eficiencia de energía en la planta.

Con el cargo de energía se realiza el cálculo del costo de energía durante un proceso de enfriamiento, para ello emplearemos la ecuación del costo de la energía. [35]

Ecuación 20: Costo de la energía eléctrica

$$CE = W \cdot PU \quad (20)$$

Donde:

CE: Costo de la energía eléctrica en S/

W: energía eléctrica en KW-H

PU: Precio unitario de la energía en S/ /KW-H

En (18):

$$CE = 719.84 \times 0.3483$$

$$CE = S/ 250.72$$

Cómo se observa para un proceso de enfriamiento de ocho horas se demandará 719.84 KW-H y esto representa S/250.72. Estos son consumos y valores considerando sólo condiciones de diseño.

4.5 Simulación de funcionamiento del túnel con implementación de compresores reciprocantes de capacidad variable y condensación flotante

Con la misma unidad condensadora instalada en el túnel N°3 de planta Araexport, se realizará el análisis y simulación de funcionamiento con lógica de condensación flotante tomando en cuenta las diversas temperaturas que se cuenta durante el análisis de clima. Para ello se usará el software del fabricante Dorin

4.5.1 Simulación de funcionamiento mediante software en condición de condensación flotante en funcionamiento al 100 %

Para esta simulación se tomará las mismas características existentes de los equipos, compresor, condensador, evaporador. Como se revisó previamente en el análisis del clima se variará desde la máxima temperatura ambiente de 32°C, con un delta de 16 °C para la temperatura de condensación disminuyendo grado en grado hasta los 23 °C de temperatura ambiente. A continuación, se muestra en la Tabla XI los resultados con el compresor trabajando al 100%.

Tabla XI

Simulación de temperaturas de condensación en túnel N°3 con el sistema al 100%

COMPRESOR AL 100 %						
T° Ambiente (°C)	T° de condensación (°C)	T° de Evaporación (°C)	Potencia Evaporador (KW)	Potencia compresor (KW)	Potencia condensador (KW)	Corriente nominal en 440 VAC (A)
32	48	-7	96.74	44.68	147.53	63.30
31	47	-7	98.88	44.23	149.25	62.70
30	46	-7	101.00	43.79	150.97	62.20
29	45	-7	103.20	43.34	152.69	61.60
28	44	-7	105.30	42.89	154.41	61.00
27	43	-7	107.40	42.45	156.13	60.50
26	42	-7	109.60	42.00	157.85	59.90
25	41	-7	111.70	41.55	159.66	59.30
24	40	-7	113.80	41.10	161.27	58.80
23	39	-7	116.00	40.66	162.98	58.20

Fuente: Elaboración propia de Simulación por software de compresor Dorin 22.06.

Como se ve en la Tabla XI, al disminuir la temperatura ambiente disminuye también la temperatura de condensación y manteniendo la temperatura de evaporación en -7°C; la potencia en el compresor se reduce. Esto hace también que la corriente requerida por el compresor disminuya. Debido a las variaciones de las condiciones del sistema la potencia en el evaporador aumenta; acá se debe tener en cuenta no superar la potencia que el evaporador es capaz de rechazar según ficha técnica 116.14 KW. Por lo que la mínima temperatura de condensación será de 39°C que equivale a 249.8 PSI según condiciones de saturación. De igual manera pasa con el

condensador la capacidad que debe rechazar es mayor por lo que no se debe superar la capacidad de este según ficha técnica 197 KW.

4.5.2 Simulación de funcionamiento mediante software en condición de condensación flotante en funcionamiento al 66 %

Para esta simulación se tomará las mismas características existentes de los equipos, compresor, condensador, evaporador. Como se revisó previamente, en el análisis del clima se variará desde la máxima temperatura ambiente de 32°C, con un delta de 16 °C para la temperatura de condensación disminuyendo grado en grado hasta los 23 °C de temperatura ambiente. A continuación, en la Tabla XII se muestra los resultados con el compresor trabajando al 66 %.

Tabla XII

Simulación de temperaturas de condensación en túnel N°3 con el sistema al 66 %

COMPRESOR AL 66 %						
T° Ambiente (°C)	T° de condensación (°C)	T° de Evaporación (°C)	Potencia Evaporador (KW)	Potencia compresor (KW)	Potencia condensador (KW)	Corriente nominal en 440 VAC (A)
32	48	-7	64.49	30.39	98.95	46.00
31	47	-7	65.92	30.08	100.09	45.70
30	46	-7	67.34	29.79	101.23	45.30
29	45	-7	68.76	29.47	102.37	45.00
28	44	-7	70.18	29.17	103.51	44.70
27	43	-7	71.60	28.87	104.65	44.30
26	42	-7	73.02	28.56	105.79	44.00
25	41	-7	74.44	28.26	106.99	43.70
24	40	-7	75.86	27.95	108.06	43.30
23	39	-7	77.28	27.65	109.20	43.00

Fuente: Elaboración propia de Simulación por software de compresor Dorin 22.06.

Como se ve en la Tabla XII, existe el mismo efecto al reducir la temperatura de condensación la potencia en el compresor se reduce y la corriente nominal también se reduce. La potencia del evaporador aumenta, la potencia en el condensador también aumenta.

Como se observa en estas condiciones de operación el compresor está trabajando al 66 % de su capacidad total; en la práctica esto quiere decir que está operando con una capacidad activada. El efecto es que todo el sistema reduce su capacidad y esto también se ve en la corriente nominal. La corriente nominal del compresor al operar al 66 % es menor que al operar al 100 %. [42].

4.5.3 Simulación de funcionamiento mediante software en condición de condensación flotante en funcionamiento al 33 %

Para esta simulación se tomará las mismas características existentes de los equipos, compresor, condensador, evaporador. Como se revisó previamente en el análisis del clima se

variará desde la máxima temperatura ambiente de 32°C, con un delta de 16 °C para la temperatura de condensación disminuyendo grado en grado hasta los 23 °C de temperatura ambiente. A continuación, se muestra los resultados con el compresor trabajando al 33 %.

Tabla XIII

Simulación de temperaturas de condensación en túnel N°3 con el sistema al 33 %

COMPRESOR AL 33%						
T° Ambiente (°C)	T° de condensación (°C)	T° de Evaporación (°C)	Potencia Evaporador (KW)	Potencia compresor (KW)	Potencia condensador (KW)	Corriente nominal en 440 VAC (A)
32	48	-7	32.25	17.88	52.15	33.50
31	47	-7	32.96	17.70	52.70	33.40
30	46	-7	33.67	17.52	53.24	33.20
29	45	-7	34.38	17.34	53.79	33.10
28	44	-7	35.09	17.16	54.33	32.90
27	43	-7	35.80	16.98	54.87	32.70
26	42	-7	36.51	16.80	55.41	32.60
25	41	-7	37.22	16.62	55.99	32.40
24	40	-7	37.93	16.44	56.50	32.30
23	39	-7	38.64	16.27	57.04	32.10

Fuente: Elaboración propia de Simulación por software de compresor Dorin 22.06.

Como se ve en la Tabla XIII, existe el mismo efecto al reducir la temperatura de condensación la potencia en el compresor se reduce y la corriente nominal también se reduce. La potencia del evaporador aumenta, la potencia en el condensador también aumenta.

En esta condición de operación el compresor está trabajando al 33 % de su capacidad total; en funcionamiento con dos capacidades activadas. Todo el sistema de refrigeración reduce su capacidad. La potencia del compresor es menor al 33 % que al 66 % y a su vez menor que al 100 %; esto también se ve reflejado en el consumo de corriente.

4.5.4 Análisis de energía eléctrica consumida por el sistema en condiciones de simulación con compresor recíprocante y condensación flotante

Se realizará una simulación del funcionamiento del túnel de enfriamiento durante ocho horas del proceso; para ello se tomará en cuenta que los túneles de enfriamiento requieren toda su capacidad al inicio del proceso y durante la etapa final trabajan a baja capacidad. De esto se tomará como suposición que las dos últimas horas de enfriamiento el compresor trabajará una hora al 66 % y una hora al 33 %. También para esta simulación se tendrá en cuenta que la temperatura de condensación disminuirá desde los 48°C hasta los 42 °C.

Estos datos de simulación se muestran en el siguiente cuadro.

Tabla XIV

Simulación de operación del túnel N°3 con condensación flotante y compresor

Hora	T° condensación	Potencia compresor (KW)	Potencia ven. Conde. (KW)	Potencia ven. eva. (KW)	Potencia c. control (KW)	Potencia Total (KW)	energía eléctrica KW-H	energía eléctrica Acumulada KW-H
12:00	48	44.68	2.88	34.4	0.5	82.46	20.615	20.615
12:15	48	44.68	2.88	34.4	0.5	82.46	20.615	41.23
12:30	48	44.68	2.88	34.4	0.5	82.46	20.615	61.845
12:45	48	44.68	2.88	34.4	0.5	82.46	20.615	82.46
13:00	48	44.68	2.88	34.4	0.5	82.46	20.615	103.075
13:15	48	44.68	2.88	34.4	0.5	82.46	20.615	123.69
13:30	48	44.68	2.88	34.4	0.5	82.46	20.615	144.305
13:45	48	44.68	2.88	34.4	0.5	82.46	20.615	164.92
14:00	47	44.23	2.88	34.4	0.5	82.01	20.5025	185.4225
14:15	47	44.23	2.88	34.4	0.5	82.01	20.5025	205.925
14:30	47	44.23	2.88	34.4	0.5	82.01	20.5025	226.4275
14:45	47	44.23	2.88	34.4	0.5	82.01	20.5025	246.93
15:00	46	43.79	2.88	34.4	0.5	81.57	20.3925	267.3225
15:15	46	43.79	2.88	34.4	0.5	81.57	20.3925	287.715
15:30	46	43.79	2.88	34.4	0.5	81.57	20.3925	308.1075
15:45	46	43.79	2.88	34.4	0.5	81.57	20.3925	328.5
16:00	45	43.34	2.88	34.4	0.5	81.12	20.28	348.78
16:15	45	43.34	2.88	34.4	0.5	81.12	20.28	369.06
16:30	45	43.34	2.88	34.4	0.5	81.12	20.28	389.34
16:45	45	43.34	2.88	34.4	0.5	81.12	20.28	409.62
17:00	44	42.89	2.88	34.4	0.5	80.67	20.1675	429.7875
17:15	44	42.89	2.88	34.4	0.5	80.67	20.1675	449.955
17:30	44	42.89	2.88	34.4	0.5	80.67	20.1675	470.1225
17:45	44	42.89	2.88	34.4	0.5	80.67	20.1675	490.29
18:00	43	28.87	2.88	34.4	0.5	66.65	16.6625	506.9525
18:15	43	28.87	2.88	34.4	0.5	66.65	16.6625	523.615
18:30	43	28.87	2.88	34.4	0.5	66.65	16.6625	540.2775
18:45	43	28.87	2.88	34.4	0.5	66.65	16.6625	556.94
19:00	42	28.56	2.88	34.4	0.5	66.34	16.585	573.525
19:15	42	16.80	2.88	34.4	0.5	54.58	13.645	587.17
19:30	42	16.80	2.88	34.4	0.5	54.58	13.645	600.815
19:45	42	16.80	2.88	34.4	0.5	54.58	13.645	614.46

Fuente: Elaboración propia de Simulación por software de compresor Dorin 22.06.

De la Tabla XIV, se tiene que el consumo de energía eléctrica durante el proceso de enfriamiento durante las ocho horas de operación del túnel será de 614.46 KW-H.

4.5.4.1 Costo de la energía del túnel durante un proceso de enfriamiento con propuesta de mejora

Se tomará el mismo valor del costo de la energía evaluado en la sección anterior y se reemplazará en la Ecuación 20. Tendremos.

$$CE = W \cdot PU \quad (20)$$

$$CE = 614.46 \times 0.3483$$

$$CE = S / 214.02$$

Como se observa para un proceso de enfriamiento de ocho horas se demandará 614.46 KW-H y esto representa S/214.02. Estos son consumos y valores en condiciones de simulación del sistema con implementación de lógica de condensación flotante y compresor recíprocante de capacidad variable.

V MEDICIONES Y OPERACIÓN DEL TUNEL N°3 EN CONDICIONES ACTUALES Y CON IMPLEMENTACIÓN

En este capítulo se analizará las mediciones realizadas en túnel durante un proceso enfriamiento con las mismas condiciones de diseño y con la implementación; para estas mediciones se emplearon equipos con capacidad de registrar presiones de trabajos, variables eléctricas como potencia y energía.

5.1 Equipos usados en las mediciones

Los equipos usados en las mediciones son los mostrados en la tabla siguiente:

Tabla XV

Equipos usados durante las mediciones

Equipo	Fabricante	Función
Analizador de refrigeración digital testo 570	Testo	Medición de presiones
Analizador eléctrico multifunción PM 130 EH PLUS	Satec	Medición de parámetros eléctricos
Pinza amperimétrica 376FC	Fluke	Medición de corriente eléctrica
Termostato portátil Penta III	Full Gauge	Medición de temperaturas

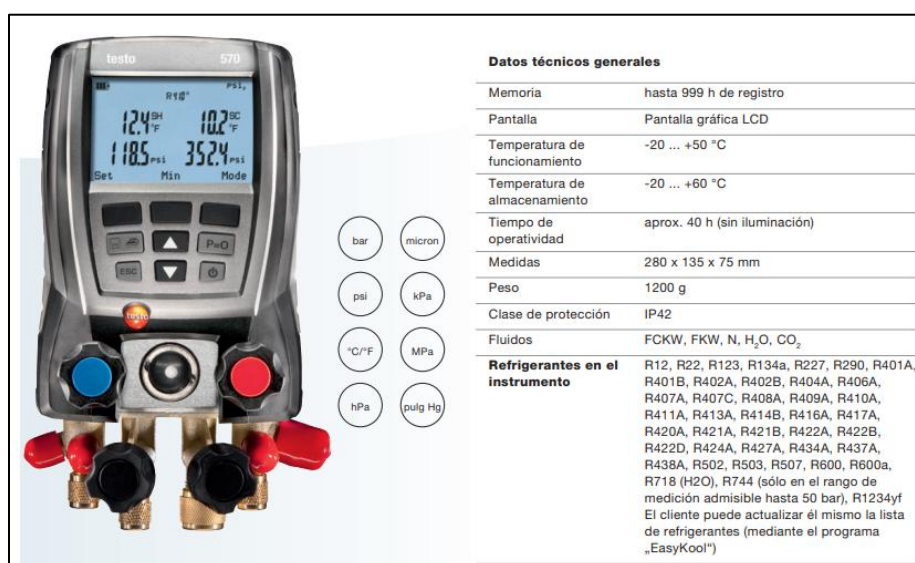
Fuente: Elaboración propia

A continuación, se describen los equipos usados durante las mediciones

5.1.1 Analizador de refrigeración digital testo 570

Este analizador es un equipo que cuenta con un bloque de válvulas de cuatro vías, cuenta con una pantalla digital donde se visualiza los datos de presiones de trabajo, subenfriamiento, recalentamiento en tiempo real. Está equipado en su memoria interna con los principales refrigerantes; hasta 40 diferentes tipos de refrigerantes. El analizador es capaz guardar los datos registrados hasta 999 horas. [36].

Figura 33. Ficha de analizador testo 570



Fuente: Ficha técnica Testo [36]

5.1.2 Analizador eléctrico multifunción PM 130 EH PLUS SATEC

El PM130 Plus es un equipo compacto, multifunción y un analizador trifásico que cuenta con Display LED de tres ventanas de fácil lectura y amplio rango térmico operativo. Puerto de comunicación RS-485 por defecto y adicionalmente RS-232/RS-422/RS-485, Ethernet, PROFIBUS, GPRS y RF opcionalmente, posibilitando el acceso completo por comunicaciones de manera remota y/o local. Este analizador es capaz de medir las principales variables eléctricas como: True RMS, voltios, amperios, potencias, factor de potencia, corriente de neutro, desbalances de tensión e intensidad, frecuencia, etc. [37]

Figura 34. Ficha de analizador PM 130 EH PLUS




FUENTE DE ALIMENTACIÓN	
120/230V AC-DC opción	→ Entradas: 85-265 VCA 50/60/400 Hz, 88-290VCC, Consumo 9VA → Aislamiento: 250 VCA (Entrada a tierra)
ENTRADAS DE TENSIÓN	
Rango operativo	690VCA fase a fase, 400VCA fase a neutro
Entrada directa y	hasta 790VCA fase a fase, hasta
SECUNDARIO 5A ó SENSOR REMOTO PARA 5A (RSS)	
Rango operativo	Continuo 10A RMS
Consumo	< 0.2 VA @ In=5A (con cable 12AWG y 1m largo)
Sobre carga temporal	15A RMS continuos, 300A RMS durante 1 segundo (con cable sección 12AWG)
PUERTOS DE COMUNICACIÓN	
COM1	
RS-485 puerto aislado ópticamente	

Fuente: Ficha técnica SATEC [37]

5.1.3 Pinza amperimétrica Fluke 376 FC

Esta pinza amperimétrica es capaz de medir tensiones alternas, tensiones continuas, resistencias eléctricas, corriente eléctrica continua y corriente eléctrica alterna hasta 2500 A. Tiene la opción de conectarse a su teléfono inteligente con la aplicación para mediciones de Fluke Connect mediante bluetooth. [38]

Figura 35. Ficha técnica de pinza 376 FC



Función	Rango	Resolución	Exactitud
Corriente CA por medio de mordaza	374 FC y 375 FC: 600,0 A 376 FC: 999,9 A	0,1 A	2 % ± 5 dígitos (10 Hz a 100 Hz)
Corriente CA a través de la sonda de corriente flexible	2500 A	374 FC y 375 FC: 0,1 A (≤ 600,0 A), 1 A (≤ 2500 A) 376 FC: 0,1 A (≤ 999,9 A), 1 A (≤ 2500 A)	3 % ± 5 dígitos (5 Hz a 500 Hz)
Corriente de CC	374 FC y 375 FC: 600,0 A 376 FC: 999,9 A	0,1 A	2 % ± 5 dígitos
Tensión de CA	1000 V	0,1 V (≤ 600,0 V) 1 V (≤ 1000 V)	1,5 % ± 5 dígitos (20 Hz a 500 Hz)

Fuente: Ficha técnica Fluke [38]

5.1.4 Termostato portátil Penta III full gauge

Termómetro portátil que monitorea e indica la temperatura en cinco puntos distintos. Es una herramienta de gran versatilidad, excelente para mediciones de temperatura en equipos de aire acondicionado central, automotriz o de ventana; freezers; en el balanceo frigorífico de evaporadores, entre otros. Presenta recursos únicos como el registro de las temperaturas máximas y mínimas, función HOLD (trabamiento de las indicaciones instantáneas, máximas y mínimas), medición de subenfriamiento y supercalentamiento e indicación de las temperaturas media y diferencial. [39]

Figura 36. Ficha técnica de termostato Penta III



2. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	
- Alimentación:	Una batería de 9 V (La batería no se suministra con el producto)
- Rango de medición:	-50.0 hasta 105.0 °C -58.0 hasta 221 °F
- Temperatura de operación:	0 hasta 50 °C / 32 hasta 122 °F
- Resolución:	0.1 °C de -50.0 hasta 105.0 °C 0.1 °F de -58.0 hasta 199.9 °F 1 °F de 200 hasta 221 °F
- Precisión:	±0.3% f.e.
- Número de sensores:	5
- Cable de los sensores:	1 x 26 AWG tipo micrófono
- Longitud:	1.5 m (o mayor bajo pedido)

Fuente: Ficha técnica Full Gauge [39]

5.2 Mediciones en túnel N°3 en condiciones actuales (antes de implementación)

En esta sección se analizará las mediciones realizadas en el túnel durante un proceso enfriamiento normal sin ninguna implementación ni mejora.

5.2.1 Mediciones de presión y temperatura en condiciones de diseño

A continuación, se presenta las mediciones de presión y temperatura realizadas durante una de las pruebas de funcionamiento del túnel. Estas mediciones se realizaron con los ventiladores AC instalados de fábrica y con condiciones actuales de operación. Para estas mediciones y pruebas no se cambiaron los parámetros de los controladores, solo se registró las mediciones.

Los equipos de mediciones de presión y temperatura se instalaron de la siguiente manera. El analizador de presiones testo se instaló en las líneas de presión de succión y descarga; en la salida e ingreso del compresor con la finalidad de registrar los datos de presión de lado de alta presión y lado de baja presión. Los cinco sensores del termostato Penta se instalaron de la siguiente manera:

S1: Sonda de recalentamiento (Ingreso de la succión)

S2: Salida de tanque recibidor (ingreso Subenfriamiento)

S3: Salida línea de líquido (después Subenfriamiento)

S4: Salida flujo de aire (ventilador del condensador)

S5: ingreso de aire, temperatura ambiente (ventilador del condensador)

Tabla XVI

Presiones y temperaturas medidas en condiciones normales de operación

T° Túnel (°C)	9	8.8	8.6
P. Baja (PSI)	63.8	63.8	62.9
P. Alta (PSI)	292	294	295
S1 (°C)	21.6	14.9	12
S2 (°C)	33.1	35.3	35.1
S3 (°C)	29.9	32.1	31.9
S4 (°C)	34.3	35.3	35.3
S5 (°C)	26.6	26.9	27

Fuente: elaboración Propia

Como se ve en la Tabla XVI, las presiones de evaporación son de 63.8 PSI que da como resultado (-4.43 °C) de temperatura de evaporación; las presiones de descarga son de 294 PSI que da como resultado (45.52 °C) de temperatura de condensación.

5.2.2 Mediciones de potencia y energía en condiciones de diseño

Las mediciones de parámetros eléctricos se realizaron usando el analizador eléctrico multifunción PM 130 EH. Este analizador fue instalado en el ingreso de energía al Interruptor termomagnético general, para ello se instalaron tres transformadores de corriente de 250/5 A. y

Como se observa en la Figura 38, hay una gran demanda de potencia al iniciar el proceso de enfriamiento y esta varía durante la última etapa debido a la disminución de la carga térmica del producto. También se observa que el túnel se apaga durante el proceso de cambio del sentido de flujo. Durante la etapa final de enfriamiento se observa a mayor detalle las variaciones de capacidad del compresor; en esta etapa final se ve las modulaciones de las capacidades estándar y digital. Como se comentó, este túnel ya cuenta con compresor recíprocante de capacidad variable.

5.2.3.1 Cálculo de energía eléctrica durante el proceso de enfriamiento en condiciones normales

Conociendo los datos de potencia eléctrica, hallaremos la energía eléctrica consumida durante todo el proceso de enfriamiento. Para ello aplicaremos la Ecuación 13 y realizamos la sumatoria de todas las energías para hallar la energía acumulada.

$$W = P \cdot t \quad (13)$$

Realizando la sumatoria de todas las potencias instantáneas durante todo el periodo tendremos:

$$W_{total} = P_1 \cdot t_1 + P_n + t_n$$

$$W_{total} = 88.615KW \times 0.000277778 \text{ HORAS} + 45.929 \text{ KW} \times 0.000277778 \text{ HORAS} \dots$$

$$W = 700.789 \text{ KW} - H$$

El consumo de energía durante un proceso de enfriamiento será de 700.789 KW-H.

5.2.3.2 Cálculo del costo de la energía del túnel durante un proceso de enfriamiento en condiciones normales de operación

Para el cálculo de energía eléctrica se tomará en cuenta el mismo precio unitario analizado anteriormente y se empleará la Ecuación 20.

$$CE = W \cdot PU \quad (20)$$

Remplazando tendremos:

$$CE = 700.789 \times 0.3483$$

$$CE = S/244.09$$

Como se observa durante el proceso de enfriamiento en condiciones de operación normales, se demandó 700.789 KW-H y esto representa S/244.99.

5.3 Mediciones en túnel N°3 con condensación flotante (después de la implementación)

En esta sección se analizará las mediciones realizadas en el túnel durante un proceso enfriamiento con la mejora de condensación flotante ya implementada; para estas mediciones se emplearon los mismos equipos, estos con capacidad de registrar presiones de trabajos, variables eléctricas como potencia y energía.

Para la implementación de la lógica de condensación flotante en el túnel N°3 se reemplazó los ventiladores del condensador existentes AC 4 unidades; por ventiladores del tipo EC. Se realizó el cableado, modificación en el circuito de control y configuración del controlador XC650CX con la lógica de Set de condensación dinámico.

Luego de estas mejoras en el túnel N°3 se coordinó con planta para que pueda ingresar producto al túnel, encender el túnel y poder realizar las mediciones.

5.3.1 Mediciones de presión y temperatura en condiciones de implementación de condensación flotante

A continuación, se presenta las mediciones de presión y temperatura realizadas durante las pruebas de funcionamiento del túnel. Estas mediciones se realizaron con los ventiladores EC instalados de fábrica y con la lógica de condensación flotante configurada.

Los equipos de mediciones de presión y temperatura se instalaron de la misma manera que en las mediciones en condiciones normales de operación. El analizador de presiones testo se instaló en las líneas de presión de succión y descarga; en la salida e ingreso del compresor con la finalidad de registrar los datos de presión de lado de alta presión y lado de baja presión. Los cinco sensores del termostato Penta se instalaron de la siguiente manera:

- S1: Sonda de recalentamiento (Ingreso de la succión)
- S2: Salida de tanque receptor (ingreso Subenfriamiento)
- S3: Salida línea de líquido (después Subenfriamiento)
- S4: Salida flujo de aire (ventilador del condensador)
- S5: ingreso de aire, temperatura ambiente (ventilador del condensador)

Tabla XVII

Presiones y temperaturas medidas en condiciones de operación condensación flotante

T° Túnel (°C)	17.8	14.3	7.2	7.2	7.1
P. Baja (PSI)	68.2	67.3	63.9	63.8	63.5
P. Alta (PSI)	300.5	296	293	288.6	283
S1 (°C)	21.5	20.2	13.6	10.9	9
S2 (°C)	41.4	41.7	41.5	40.8	40.1
S3 (°C)	37.3	38	38	37.5	37
S4 (°C)	27.3	26	40	40.8	39.8
S5 (°C)	24.4	24	24	24	24

Fuente: Elaboración propia

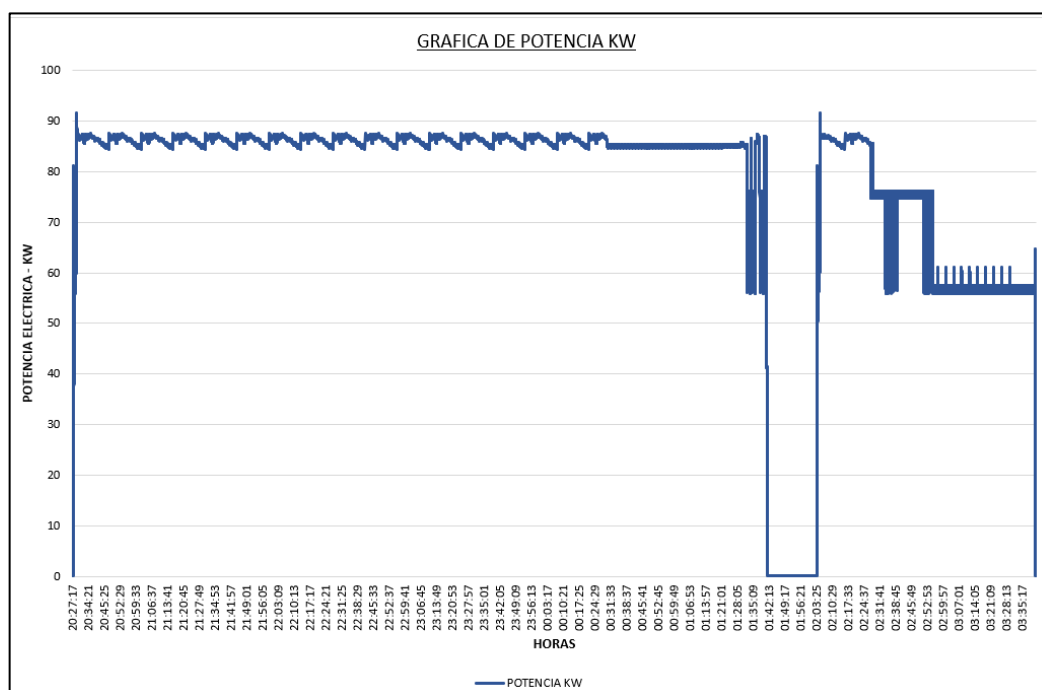
5.3.2 Mediciones de potencia y energía en condiciones de implantación con condensación flotante

Las mediciones de parámetros eléctricos se realizaron de la misma manera que las mediciones en condiciones normales de operación usando el analizador eléctrico multifunción PM 130 EH. Este analizador fue instalado en el ingreso de energía al interruptor termomagnético general, para ello se instalaron tres transformadores de corriente de 250/5 A. y se realizó la lectura de los datos del medidor por medio de la comunicación Modbus RS-485 y guardando estos datos en el software Pas V1.5.5.0. Luego de ello estos datos fueron procesados en Excel.

5.3.3 Mediciones de potencia eléctrica con condensación flotante

Con el medidor multifunción PM 130 EH se realizó mediciones de tensión, corriente, factor de potencia, potencia. Se registro los parámetros cada 1 segundo. El proceso de enfriamiento inició a las 20:27 horas y finalizó a las 03:41, con un total de 07:14 horas de enfriamiento. El proceso se realizó con túnel lleno a 20 pallets y se realizó el cambio de flujo de aire desde las 01:41 hasta las 02:00.

Figura 39. Gráfico de potencia eléctrica durante operación del túnel N°03 con implementación



Fuente: Elaboración propia

Como se observa en la Figura 39, al igual que las mediciones con condensación fija hay una gran demanda de potencia al iniciar el proceso de enfriamiento y esta varía durante la última etapa debido a la disminución de la carga térmica del producto. También se observa que el túnel se apaga durante el proceso de cambio del sentido de flujo. Durante la etapa final de enfriamiento se observa a mayor detalle las variaciones de capacidad del compresor; en esta etapa final se ve las modulaciones de las capacidades estándar y digital. Se observa que la potencia es menor

respecto a las mediciones anteriores esto se debe a que como este proceso se realizó durante la noche; la presión de condensación era menor y también el set dinámico es menor por ello el consumo de potencia del compresor es menor y esto tiene un efecto en la potencia eléctrica total del sistema.

5.3.3.1 Cálculo de energía eléctrica durante el proceso de enfriamiento con condición de condensación flotante

Conociendo los datos de potencia eléctrica hallaremos la energía eléctrica consumida durante todo el proceso de enfriamiento para ello aplicaremos la Ecuación 13 y realizamos la sumatoria de todas las energías para hallar la energía acumulada.

$$W = P \cdot t \text{ (13)}$$

Realizando la sumatoria de todas las potencias instantáneas durante todo el periodo tendremos:

$$W_{total} = P_1 \cdot t_1 + P_n \cdot t_n$$

$$W = 81.95KW \times 0.000277778 \text{ HORAS} + 38.409 \text{ KW} \times 0.000277778 \text{ HORAS} \dots$$

$$W = 552.849 \text{ KW} - H$$

El consumo de energía durante el proceso de enfriamiento fue de 552.849 KW-H.

5.3.3.2 Cálculo del Costo de la energía del túnel durante un proceso de enfriamiento con condición de condensación flotante

Para el cálculo de energía eléctrica se tomará en cuenta el mismo precio unitario analizado anteriormente y se empleará la Ecuación 20.

$$CE = W \cdot PU \text{ (20)}$$

Remplazando tendremos:

$$CE = 552.849 \times 0.3483$$

$$CE = S/ 192.56$$

Como se observa durante el proceso de enfriamiento en condiciones de operación con condensación flotante se demandó 552.849 KW-H y esto representa S/192.56.

VI DISCUSIÓN Y COMPARACIÓN DE RESULTADOS

En este capítulo se analizará los resultados obtenidos de las simulaciones de funcionamiento y de las mediciones realizadas en operación del túnel N°3. Comparación energética y costos de resultados.

6.1 Comparación energética de los resultados

Contando con la energía consumida en cada proceso de enfriamiento tanto en simulaciones como en mediciones se muestran en resumen los resultados obtenidos en la Tabla siguiente

Tabla XVIII

Comparación de energía y costos de un proceso de enfriamiento en el túnel N°3

ÍTEM	DESCRIPCIÓN	ENERGÍA EN KW-HORA	COSTO UNITARIO DE LA ENERGÍA	COSTO POR PROCESO DE ENFRIAMIENTO	PORCENTAJE DE AHORRO DE ENERGÍA
001	Simulación de proceso de enfriamiento con condiciones de diseño	719.84	S/ 0.35	S/ 250.72	0.0%
002	Simulación de proceso de enfriamiento con condiciones de implementación con compresores recíprocos de capacidad variable y condensación flotante	614.46	S/ 0.35	S/ 214.02	14.6%
003	Mediciones en condiciones normales de operación con compresor de recíproco de capacidad variable y con set de presión de condensación fijo	700.789	S/ 0.35	S/ 244.09	2.6%
004	Mediciones en condiciones de implementación con compresor de recíproco de capacidad variable y con presión de condensación flotante	552.849	S/ 0.35	S/ 192.56	23.2%

Fuente: Elaboración propia

Como se muestra en la Tabla XVIII, comparando los cuatro escenarios, tenemos que el máximo consumo energético se da en la simulación del proceso en condiciones de diseño (ítem 001); seguido de las mediciones realizadas con las condiciones de diseño (ítem 003). Esto se debe a que está en esta condición de operación el set es presión de descarga del compresor es un set fijo; el compresor tiene un mayor consumo energético si la presión de descarga es alta.

Por el contrario, se tiene un menor consumo energético en la simulación con compresor de capacidad variable y condensación flotante (ítem 001); seguido de las mediciones realizadas con implementación (ítem 004). Este menor consumo energético se debe a que la presión de descarga del compresor es menor cuando la temperatura ambiente es menor y este sube si la

temperatura ambiente sube. Como resultado de esta mejora se muestra que hay un menor consumo de energía y por lo tanto menores costos de operación durante un proceso de enfriamiento.

Como resultado tenemos un 23.2 % de ahorro de energía en las mediciones comparando el túnel con implementación versus en condiciones de diseño.

6.2 Análisis de los costos de la implementación en túnel N°3

En esta sección se analizará el costo de la implementación en el túnel N°3 donde se realiza la propuesta de control de condensación flotante En el análisis revisará los costos de realizar esta propuesta en un túnel ya existente.

6.2.1 Presupuesto de la implementación

La implementación en el tune N°3 consiste en remplazar los cuatro ventiladores AC existentes en el túnel N°3 por ventiladores EC, instalar un sensor de temperatura para medición de la temperatura ambiente, realizar la configuración de los controladores y pruebas de la implementación. A continuación, se presenta este presupuesto:

Tabla XIX

Costo de la implementación de ventiladores EC en túnel N°03 de Araexport

ÍTEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	UNIDAD	PRECIO DE VENTA	
				UNITARIO	SUBTOTAL
1	Suministro de ventiladores tipo EC. Incluye: -Suministro de 04 Ventiladores EC Ø630 MM 440V/ 60HZ/ 3PH MOD: EC137/60D3G01-AS630/100S1-01-G -Suministro de 01 sensor NTC CAREL (NTC060HP00) -Suministro de conector CAB/CJ30 dixell -Suministro de borneras de control -Suministro de Cable y terminales	1.00	GLB	\$1,674.70	\$ 1,674.70
2	Servicio de instalación acondicionamiento de UC -Servicio de retirar 04 ventiladores existentes AC -Servicio de instalación de 04 ventiladores EC -Servicio de Cableado de circuito de control -Servicio de instalación de sensor NTC -Servicio de configuración de controladores -Servicio de prueba de implementación -Viáticos	1.00	GLB	\$ 321.00	\$ 321.00
				PRECIO DE VENTA EN DÓLARES	\$ 1,995.70
				PRECIO DE VENTA EN SOLES	S/ 7,523.79

Fuente: Elaboración propia.

El costo total en soles por la implementación de lógica de condensación flotante en el túnel N°3 será de S/ 7,523.79.

6.2.2 Rentabilidad de la propuesta de mejora en escenario pesimista

6.2.2.1 Costo de energía por campaña de uva en túnel N°3 en escenario pesimista

El tiempo de operación de la planta está determinado por la duración de la campaña de Uva. En el caso en análisis se tomará los posibles tiempos de operación del túnel N°03 durante una campaña de Uva. Por operación se busca siempre durante una campaña que todos los túneles operen el mismo número de veces, por ello se podría afirmar que el túnel N°03 trabajará durante todos los meses que la planta esté operando.

Los tiempos que duran las campañas de uva suelen de ser de tres a cinco meses (noviembre a marzo) que son los tiempos de cosecha; tiempo en los cuales la planta opera a toda su capacidad. [47].

Para este primer escenario se considera la peor condición que la campaña sólo dura tres meses y que el túnel N°03 opera sólo una vez al día de manera interdiaria; esto quiere decir que sólo opera quince días en el mes. Se evaluará el costo de energía comparando ambos datos de mediciones con propuesta de mejora y sin propuesta de mejora. Estos datos se presentan en la Tabla XX:

Tabla XX

Estimación de costos de energía por campaña de Uva para el túnel N°03 en escenario pesimista

ÍTEM	DESCRIPCIÓN	Costo de la energía por proceso	Costo de la energía por mes	Costo de la energía por campaña (3 meses)
001	Proceso de enfriamiento en túnel sin implementación (Operación estándar) Escenario Pesimista	S/ 244.09	S/ 3,661.35	S/ 10,984.05
002	Proceso de enfriamiento en túnel con implementación de condensación flotante (Propuesta de mejora) Escenario Pesimista	S/ 192.56	S/ 2,888.40	S/ 8,665.20
Ahorro estimado Anual				S/ 2,318.85

Fuente: Elaboración propia

Como se muestra en la Tabla XX el ahorro estimado anual en este escenario pesimista con la propuesta de implementación será de S/2,318.85

6.2.2.2 Rentabilidad de la inversión en escenario pesimista

Para esta propuesta de mejora en escenario pesimista se revisará la rentabilidad y el retorno de la inversión en el tiempo. Se analizará los costos de energía en cinco años de operación. Se tomará en cuenta los criterios de inversión como el Valor actual neto (VAN) considerando una tasa de 10 %, tasa interna de retorno (TIR), Costo sobre beneficio (B/C); para definir si es rentable realizar la propuesta de mejora. Este análisis financiero se muestra en el siguiente cuadro.

Tabla XXI

Rentabilidad para la propuesta de mejora para el túnel N°03 en escenario pesimista

RENTABILIDAD ESCENARIO PESIMISTA		
AÑO	COSTO DE INVERSIÓN (S/)	AHORROS (S/)
00	7,523.79	-7,523.79
01	0.00	2,318.85
02	0.00	2,318.85
03	0.00	2,318.85
04	0.00	2,318.85
05	0.00	2,318.85
VAN		S/ 1,266.48
TIR		16.39 %
Costo / Beneficio (B/C)		0.17
Retorno de la inversión (Años)		3.24

Fuente: Elaboración propia

Como se observa en la Tabla XXI, tenemos que el Van es positivo y es S/ 1,266.48, esto quiere decir que la inversión es rentable. De la misma manera analizando el resultado de la TIR se ve que es positiva y tiene un valor de 16.39 %; esto quiere decir que la inversión es aceptable; pero es un valor cercano a 0 y supone un riesgo.

Analizando el costo beneficio se ve que este es de 0.17; esto indica que los costos superan los beneficios; se debe tener en cuenta reducción de costos para que sea más rentable. El retorno de la inversión será en un poco más de tres años.

Como muestran todos los indicadores analizados para este escenario se determina que la propuesta de implementación es rentable, pero supone riesgo de inversión en un escenario pesimista.

6.2.3 Rentabilidad de la propuesta de mejora en escenario normal

6.2.3.1 Costo de energía por campaña de uva en túnel N°3 en escenario normal

Para este segundo escenario se considera la condición normal o esperada. Se considera que la campaña dura tres meses y que el túnel N°03 opera solo una vez al día, pero de manera diaria; esto quiere decir que opera 30 días en el mes. Se evaluará el costo de energía comparando ambos datos de mediciones con propuesta de mejora y sin propuesta de mejora. Estos datos se presentan en la Tabla XXII:

Tabla XXII

Rentabilidad para la propuesta de mejora para el túnel N°03 en escenario normal

ÍTEM	DESCRIPCIÓN	Costo de la energía por proceso	Costo de la energía por mes	Costo de la energía por campaña (3 meses)
001	Proceso de enfriamiento en túnel sin implementación (Operación estándar) Escenario normal	S/ 244.09	S/7,322.70	S/ 21,968.10
002	Proceso de enfriamiento en túnel con implementación de condensación flotante (Propuesta de mejora) Escenario normal	S/ 192.56	S/5,776.80	S/ 17,330.40
Ahorro estimado Anual				S/ 4,637.70

Fuente: Elaboración propia

Como se muestra en la Tabla XXII el ahorro estimado anual en este escenario esperado o normal con la propuesta de implementación será de S/4,637.70

6.2.3.2 Rentabilidad de la inversión en escenario normal

Para esta propuesta de mejora en escenario normal o esperado se revisará la rentabilidad y el retorno de la inversión en el tiempo. Se analizará los costos de energía en cinco años de operación. Se tomará en cuenta los criterios de inversión como el Valor actual neto (VAN) considerando una tasa de 10 %, tasa interna de retorno (TIR), Costo sobre beneficio (B/C); para definir si es rentable realizar la propuesta de mejora. Este análisis financiero se muestra en el siguiente cuadro.

Tabla XXIII

Rentabilidad para la propuesta de mejora para el túnel N°03 en escenario normal

RENTABILIDAD ESCENARIO NORMAL		
AÑO	COSTO DE INVERSIÓN (S/)	AHORROS (S/)
00	7,523.79	-7,523.79
01	0.00	4,637.70
02	0.00	4,637.70
03	0.00	4,637.70
04	0.00	4,637.70
05	0.00	4,637.70
VAN		S/ 10,056.74
TIR		54.68%
Costo / Beneficio (B/C)		1.34
Retorno de la inversión (Años)		1.62

Fuente: Elaboración propia

Como se observa en la Tabla XIII, tenemos que el Van es positivo y es S/ 10,056.74, esto quiere decir que la inversión es rentable. De la misma manera analizando el resultado de la TIR se ve que es positiva y tiene un valor de 54.68 %; esto quiere decir que la inversión es aceptable y viable y el proyecto debe ser aprobado.

Analizando el costo beneficio se ve que este es de 1.34; esto indica que los beneficios son mayores a los costos; por lo que la propuesta es rentable. El retorno de la inversión será en poco más de un año y medio.

Como muestran todos los indicadores analizados se determina que la propuesta de implementación es rentable en un escenario normal por lo que la propuesta debe ser considerada.

6.2.4 Rentabilidad de la propuesta de mejora en escenario optimista

6.2.4.1 Costo de energía por campaña de uva en túnel N°3 en escenario optimista

Para este tercer escenario se considera una condición optimista. Se considera que la campaña dura cuatro meses y que el túnel N°03 opera sólo una vez al día, también de manera diaria; esto quiere decir que opera 30 días en el mes. Se evaluará el costo de energía comparando ambos datos de mediciones con propuesta de mejora y sin propuesta de mejora. Estos datos se presentan en la Tabla XXIV:

Tabla XXIV

Rentabilidad para la propuesta de mejora para el túnel N°03 en escenario optimista

ÍTEM	DESCRIPCIÓN	Costo de la energía por proceso	Costo de la energía por mes	Costo de la energía por campaña (4 meses)
001	Proceso de enfriamiento en túnel sin implementación (Operación estándar) Escenario optimista	S/ 244.09	S/ 7,322.70	S/29,290.80
002	Proceso de enfriamiento en túnel con implementación de condensación flotante (Propuesta de mejora) Escenario optimista	S/ 192.56	S/ 5,776.80	S/23,107.20
Ahorro estimado Anual				S/ 6,183.60

Fuente: Elaboración propia

Como se muestra en la Tabla 25 el ahorro estimado anual en este escenario optimista con la propuesta de implementación será de S/ 6,183.60

6.2.4.2 Rentabilidad de la inversión en escenario optimista

Para esta propuesta de mejora en escenario optimista se revisará la rentabilidad y el retorno de la inversión en el tiempo. Se analizarán los costos de energía en cinco años de operación. Se tomará en cuenta los criterios de inversión como el Valor actual neto (VAN) considerando una tasa de 10 %, tasa interna de retorno (TIR), Costo sobre beneficio (B/C); para definir si es rentable realizar la propuesta de mejora. Este análisis financiero se muestra en el siguiente cuadro.

Tabla XXV

Rentabilidad para la propuesta de mejora para el túnel N°03 en escenario optimista

RENTABILIDAD ESCENARIO OPTIMISTA		
AÑO	COSTO DE INVERSIÓN (S/)	AHORROS (S/)
00	7,523.79	-7,523.79
01	0.00	6,183.60
02	0.00	6,183.60
03	0.00	6,183.60
04	0.00	6,183.60
05	0.00	6,183.60
VAN		S/ 15,916.92
TIR		77.53%
Costo / Beneficio (B/C)		2.12
Retorno de la inversión (Años)		1.22

Fuente: Elaboración propia

Como se observa en la Tabla XXV, tenemos que el Van es positivo y es S/ 15,916.92, esto quiere decir que la inversión es rentable. De la misma manera analizando el resultado de la TIR se ve que es positiva y tiene un valor de 77.53 %; esto quiere decir que la inversión es aceptable y viable.

Analizando el costo beneficio se ve que este es de 2.12; esto indica que los beneficios son mayores que los costos, evidencian que la propuesta debe ser considerada. El retorno de la inversión será en poco más de un año.

Como muestran todos los indicadores analizados, se determina que la propuesta de implementación es rentable en un escenario optimista por lo que la propuesta debe ser considerada.

6.2.5 Rentabilidad de la propuesta de mejora en túnel N°03 en resumen

Teniendo los tres escenarios propuestos se presenta en resumen cada una y se analiza el valor presente neto y se determina si la inversión es viable. [48].

Los datos en resumen se presentan en la Tabla XXVI:

Tabla XXVI

Rentabilidad para la propuesta de mejora para el túnel N°03 para VAN

Componentes	Variación		
	Pesimista	Normal	Optimista
Valor presente Neto	S/ 1,266.48	S/ 10,056.74	S/ 15,916.92

Fuente: Elaboración propia

Como se muestra en la Tabla XXVI, en los tres escenarios el valor presente neto es positivo, por lo que se determina que el proyecto es viable y este debe ser aceptado.

VII CONCLUSIONES

1. La finalidad de un túnel de enfriamiento es enfriar la fruta fresca en el menor tiempo posible, teniendo las consideraciones de llegar a la temperatura objetivo y tratar de mantener estas condiciones de temperatura para que la fruta fresca no sufra daños durante el proceso de enfriamiento. Por ello el uso de compresores de capacidad variable resulta el mejor método de diseño y operación; ya que como se ha visto la capacidad de trabajar en baja carga resulta de mucha utilidad en la aplicación de los túneles de enfriamiento.

2. Existen muchos métodos de trabajar el compresor recíprocante a baja carga; como son el uso de variadores de frecuencia, pero estos demandan mayores costos de instalación y operación por lo que el uso de las capacidades digitales de los compresores recíprocantes resulta un método más rentable y confiable.

3. Actualmente los fabricantes de compresores recomiendan el uso de las capacidades digitales para el uso en sistemas de refrigeración que operan a una baja capacidad de carga en algunos instantes del proceso. Por ello muchos de los equipos ya instalados en las plantas de procesos están preparados para estas prestaciones; pero no en todos los casos los sistemas de control están diseñados para trabajar con estas prestaciones.

4. El presente trabajo demuestra tanto con las simulaciones y las mediciones realizadas que el uso de compresores recíprocantes de capacidad variable y con la lógica correctamente diseñada ahorrará energía y el proceso de enfriamiento será más eficiente.

5. El presente trabajo demuestra mediante las simulaciones y con las mediciones que la implementación de la lógica de condensación flotante resultará en un ahorro energético en los sistemas de refrigeración; esto como se ha visto a detalle se debe a que si la presión de condensación es menor; también es menor el consumo de energía en el compresor.

6. Como se mostró usar combinadas ambas mejoras; el uso de compresores de capacidad variable y el uso de condensación flotante en un túnel de enfriamiento del tipo californiano resultará en un ahorro de energía de hasta un 23.02 % comparado al sistema trabajando en condiciones de diseño sin el uso de ambas mejoras.

7. Como se vio en el análisis del clima la temperatura es cambiante durante el día respecto a la noche, por lo que los sistemas de condensación flotante resultan de gran utilidad para la eficiencia de los sistemas de refrigeración.

8. Comparando las horas de funcionamiento del túnel en ambas mediciones se observa hasta 56 minutos de reducción. Esto se debe principalmente a las horas diferentes en que se realizaron los procesos. Para la primera medición en condiciones de diseño en horas del día (08:10) y para la segunda medición con implementación en horas de la noche (07:14).

9. El análisis, mediciones para este trabajo se realizaron en unidades condensadoras que usan el refrigerante R-507A; ya que estos son los equipos que se encuentran mayoritariamente

instalados en las plantas de exportación de fruta fresca en el Perú. Pero no es objetivo del presente trabajo incentivar el uso de refrigerantes sintéticos; por el contrario, se recomienda ir migrando a equipos con refrigerantes naturales, en tal sentido el presente trabajo demuestra que la lógica analizada de condensación flotante se puede usar con todos los refrigerantes naturales como el Amoníaco y el CO₂.

10. Actualmente en Europa el uso de la lógica de condensación flotante es de uso obligatorio en los nuevos diseños de los equipos de refrigeración por lo que esta deberá también ser tomada en cuenta en los nuevos diseños de sistemas de refrigeración.

11. Como se ha revisado reemplazar, realizar las mejoras y adaptar los sistemas existentes a trabajar con la lógica de condensación flotante resultará rentable. El costo de inversión será mucho menor si los equipos de refrigeración ya vienen instalados con ventiladores EC y diseñados así por los fabricantes de unidades condensadoras.

VIII RECOMENDACIONES

1. La lógica planteada de compresores reciprocantes con capacidad variable sumada al uso de condensación flotante puede ser usada en los túneles de californianos de enfriamiento. Ya que como se ha visto el uso de estas lógicas combinadas resultan en un ahorro energético de hasta 23.02% de energía.

2. Actualmente los túneles de enfriamiento del tipo californiano enfriados por gases refrigerantes como los freones son de gran uso en el país. En su mayoría estos túneles no cuentan con métodos que permita el ahorro energético por lo que el presente trabajo plantea dos métodos de ahorro energético. Con la ingeniería de detalle brindada en el presente trabajo se puede tomar como referencia para realizar la implementación en los equipos y lograr un ahorro energético.

3. La lógica de condensación flotante y compresores reciprocantes no solo se puede usar en los túneles de enfriamiento sino en todas las unidades condensadoras de la planta de refrigeración, en equipos de cámaras de materia prima, sala de procesos, cámaras de producto terminado, etc. También es recomendable su uso y se lograría un ahorro energético en toda la planta.

4. La lógica de condensación flotante no es exclusiva de los refrigerantes como los freones por el contrario esta puede usarse en todas las instalaciones de refrigeración y con todos los refrigerantes naturales y su uso siempre resultara en ahorro energético.

5. Actualmente los nuevos controladores de refrigeración para control de compresores y condensador ya incluyen la lógica de condensación flotante; por lo que se recomienda que los nuevos sistemas ya se diseñen para trabajar con esta lógica de control.

6. Se recomienda realizar un estudio comparativo sobre el uso del sistema de condensación flotante en condensadores del tipo evaporativos en sistemas centralizados de gran potencia que tienen como refrigerante el amoníaco (R717). Para poder conocer el ahorro energético que supondría su uso en este tipo de plantas que actualmente no cuentan con esta lógica.

7. Se recomienda siempre en nuevas instalaciones considerar como primera opción el uso de refrigerantes naturales amigables con el medio ambiente como el CO₂ y en estas instalaciones considerar la lógica de condensación flotante.

IX REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] F. L. d. C. Carrir, C. Biserni, D. B. Aguiar, E. D. d. Santos y I. C. A. Júnior, «Implementation of a Floating Head Pressure Condensation Control to Reduce Electrical Energy Consumption in an Industrial Refrigeration System, » Applied sciences, Rio Grande, Brasil, 2021.
- [2] W. Lu, Z. Meng, Y. Sun, Q. Zhong y H. Zhu, «Improved energy performance of ammonia recycling system using floating condensing temperature control, » Google Scholar, CrossRef, 2016.
- [3] W. R. C. Flores, Estudio comparativo de los costos de operación del túnel de enfriamiento continuo y el túnel de enfriamiento californiano para optimizar el proceso de empacado de la uva, en la Agrícola Zeit Organisch S.A.C, Piura.-Perú: Universidad Nacional de Piura, 2018.
- [4] I. R. Vega, Desarrollo de modelación matemática y diseño de estrategia de control avanzado para túnel de enfriamiento empleado en el sector de conservación de productos agroindustriales, Piura-Perú: Universidad de Piura, 2019.
- [5] Y. A. C. y. M. A. Boles, Termodinamica 7ma edición, 2012.
- [6] A. R. T. y. T. Welch, Refrigeración y Aire acondicionado, Boston, 2000.
- [7] D. G. f. I. Zusammenarbei, Sistemas de Refrigeración. Tutorial para trabajo en Campo, México: GIZ, 2015.
- [8] ACR LATINOAMERICA, *CO2, protagonista en la nueva era de los refrigerantes naturales*, Bogotá: ACR Latinoamérica, 2022.
- [9] Training center México S.C., «Propiedades del CO2,» de *Curso en uso de Sistemas de CO2*, México, 2023.
- [10] J. D. Spitler, Load calculation Applications Manual, Atlanta: ASHRAE, 1992.
- [11] J. J. G. y. W. Stevenson, Análisis de Sistemas de Potencia, México, 1996.
- [12] R. L. Boylestad, Introducción al análisis de circuitos, USA: Prentice Hall, 2003.
- [13] Dirección General de Electricidad del Ministerio de Energía y Minas, *Ley de Concesiones Eléctricas y Reglamento*, Lima: Gobierno del Perú, 2013.
- [14] A. T. y. T. Welch, Refrigeration and Air-Conditioning, Boston, 2000.
- [15] CATAINFRI, Guia básica del frigorista, Madrid, 2010.

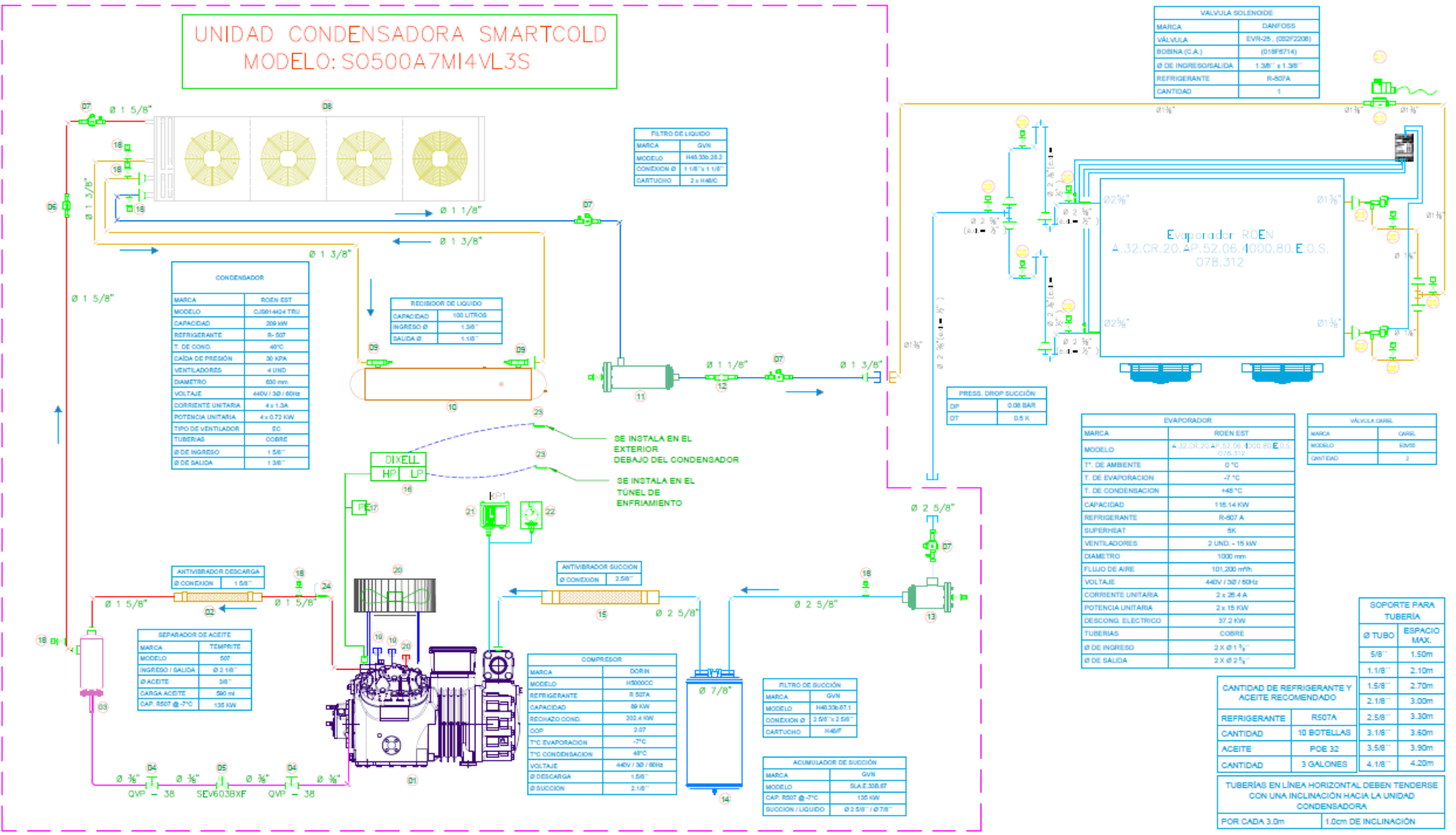
- [16] J. Belman, Desarrollo de un modelo físico para una instalación de producción de frío por compresión de vapor utilizando el refrigerante R134a., Castellón: Universidad Jaume, 2008.
- [17] P. J. McQuiston F.C., Heating, ventilating and air conditioning, analysis, New York: John Wiley & Sons, 1988.
- [18] Y. A. Çengel, Transferencia de Calor y masa 3ª Edición, New York: Mcgraw-hill, 2012.
- [19] R. Rau, «Diseño de sistemas de Refrigeración,» de *Entrenamiento grupo friopacking*, Santiago- Chile, 2022.
- [20] R. Est, *Ficha Técnica de Evaporador cúbico IC.M.50.2.06-4T-D*, Italia, 2022.
- [21] Danfoss, *Esquema de una válvula solenoide tipo EVR2 Versión 2*, 2018.
- [22] Danfoss, *Motor operated valves and Actuators Type ICM and ICAD*, Danfoss, 2023.
- [23] J. A. Evans, Frozen food science and tecnology, Londres: Blackwell Publishing, 2008.
- [24] M. S. Rahman, Handbook of Food preservation 2ª edición., Londres: CRC PRESS, 2007.
- [25] J. M. B., Aplicación de mejora continua para la reducción de tiempos de enfriado de uva en la empresa Agrovictoria S.A.C, Ica, 2021.
- [26] S. S. Palacios, Estudio de mercado para implementar una planta de empaque de uvas de mesa para exportación en la empresa Agroinversiones Olmos SAC 2018, Pimentel-Piura: USS, 2018.
- [27] C. G. Jeri, «Perú está entre los principales proveedores mundiales de frutas,» *comercio exterior*, p. 20, 2016.
- [28] MINCETUR, «MINCETUR,» MINCETUR, 23 Febrero 2022. [En línea]. disponible en: <https://www.gob.pe/institucion/mincetur/noticias/585846-peru-se-convierte-en-primer-exportador-mundial-de-uvas>. [Último acceso: 12/08/2023 Agosto 2023].
- [29] L. Bocanegra, «Cálculo y diseño de cámaras frigoríficas y túneles de congelamiento,» de *capacitación en curso cálculo y diseño de cámaras frigoríficas y túneles de congelamiento*, Lima, 2023.
- [30] Friopacking, «Túneles de enfriamiento con aire forzado,» de *Túneles de enfriamiento*, Lima, 2020.
- [31] Dorin, *Ficha Técnica de compresor HC5000CC*, 2023.

- [32] ROEN, *Ficha Técnica de condensador CJS614424 TRU*, 2023.
- [33] ROEN EST, *Ficha Técnica de condensador A.32.CR.20.AP.52.06.4000.80.E.X.X.078.312.R 54/88.9 T*, 2023.
- [34] Osinerming, «Pliego tarifario de Osinerming para el mercado regulado,» osinerming, Enero 2023. [En línea]. Disponible en: <https://www.osinergmin.gob.pe/Tarifas/Electricidad/PliegoTarifario?Id=20000>. [Último acceso: 2023].
- [35] Dirección general de electricidad, *Guía de orientación para la selección de la tarifa eléctrica para usuarios en Media Tensión*, Lima: Minem, 2011.
- [36] TESTO, *Ficha Técnica FICHA 570*, 2022.
- [37] SATEC, *Ficha Técnica PM 130 EH PLUS*, 2022.
- [38] FLUKE, *Ficha Técnica Fluke 376 FC*, 2022.
- [39] FULL GAUGE, *Ficha Técnica termostato Penta III*, 2022.
- [40] BITZER, *Seminario Internacional de refrigeración*, Sao Paulo: BITZER, 2019.
- [41] DORIN, *Technical Bulletin -Unloaded START(1LTZ109_BT009_10_2016)*, Florence, Italy: DORIN, 2022.
- [42] COPELAND, *Bulletin Digital Capacity Control for Copeland Discus -AE21-1355 R4*, Emerson Climate Technologies, Inc., 2017.
- [43] Weiguang, *Ficha técnica Ventilador EC13760D3G01*, 2022.
- [44] friocorredor, «friocorredor,» friocorredor, [En línea]. Disponible en: http://www.friocorredor.com/pdf/condensacion_flotante.pdf.
- [45] DIXELL, *Manual XC650CX V3.5*, Alpago: EMERSON, 2021.
- [46] R. Rau, «Presión de condensación flotante para máximo rendimiento en el uso de energía,» 2022.
- [47] Minagri, «Informe de registro de productores de uva en las regiones de Ica, Arequipa, Moquegua, Tacna y Lima provincias,» Gobierno del Perú, Lima, 2008.
- [48] S. A. y. L. C. F. Madrigal, *Evaluación de proyectos de inversión en incertidumbre, comparando los métodos de “escenarios”, Números borrosos y Monte Carlo*, México: ECORFAN, 2014.

X ANEXOS

ANEXO N°1. Diagrama de técnico del túnel con implementación

**UNIDAD CONDENSADORA SMARTCOLD
MODELO: S0500A7MI4VL3S**



CANTIDAD DE REFRIGERANTE Y ACEITE RECOMENDADO

REFRIGERANTE	RS07A	1.58"	2.70m
		2.18"	3.00m
		2.58"	3.30m
CANTIDAD	10 BOTTELLAS	3.18"	3.50m
ACEITE	POE 32	3.58"	3.90m
		4.18"	4.20m
CANTIDAD	3 GALONES		

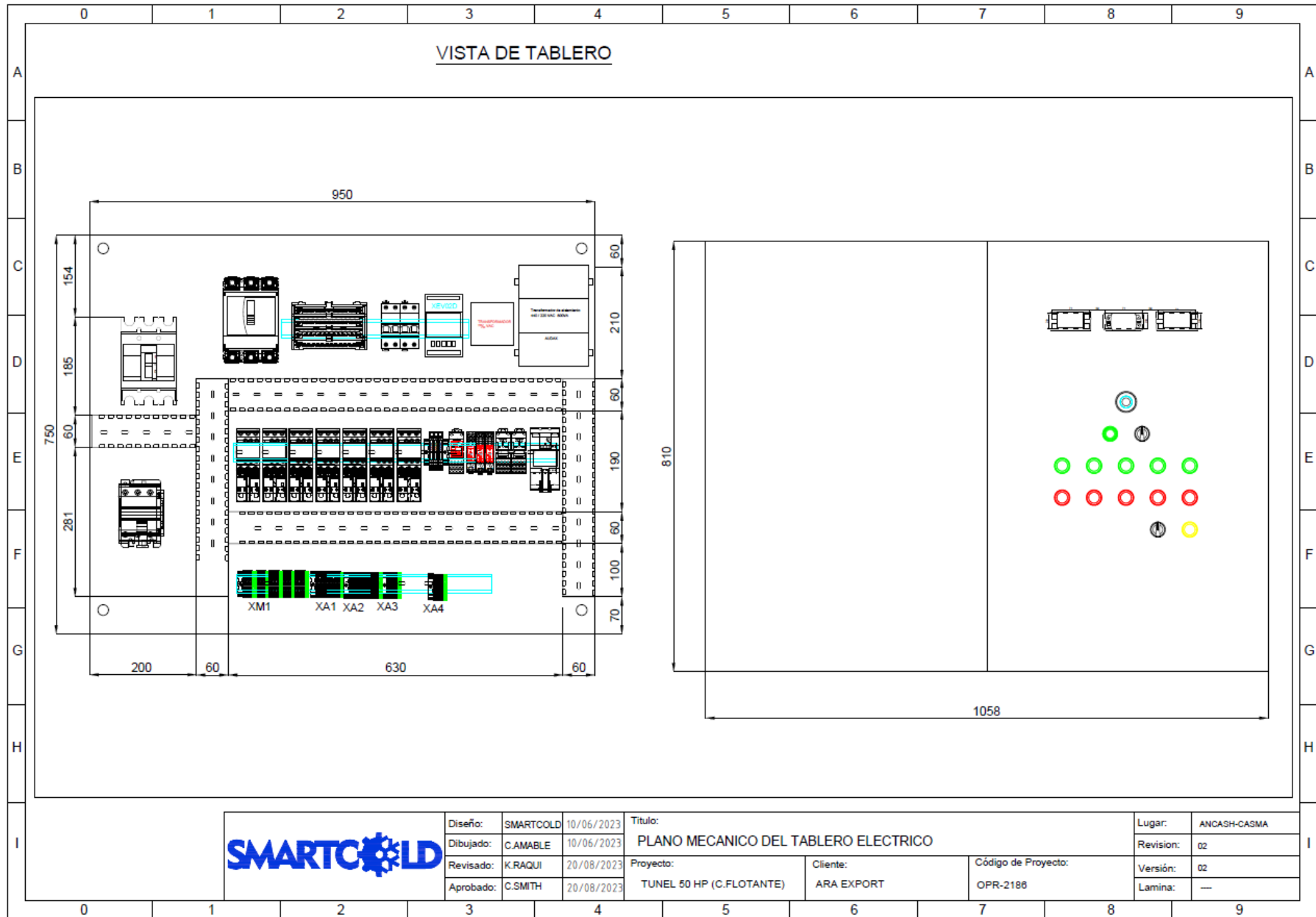
TUBERÍAS EN LÍNEA HORIZONTAL DEBEN TENDERSE CON UNA INCLINACIÓN HACIA LA UNIDAD CONDENSADORA

POR CADA 3.0m 1.0cm de INCLINACIÓN

HALKIN		CLIENTE: ARA EXPORT	PROYECTO: PVT2023-06
REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL		PROYECTO: FACKING DE UNAS	PROYECTO: 01
USUARIO: PROYECTOS	OPERARIO: CAMARIS	TÍTULO: ESQ. TÉCNICO TUNEL 26 PALLETES	FECHA: R.01
INGENIERO: A. RODRIGUEZ	OPERARIO:	FECHA: 2023-06-06	PROYECTO: 06

ANEXO N°2.Plano eléctrico con implementación

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9				
A														
B	PROYECTOS DE REFRIGERACIÓN RUC 20600654200 SEDE : Panamericana Sur Km 298 Subtanjalla - Ica - Perú www.smartcold.pe													
C														
D	Nombre de proyecto		UC – 50 HP		Ambiente		TUNEL DE ENFRIAMIENTO N°03 PROPUESTA CON SISTEMA CON CONDESACION FLOTANTE							
E	Cliente		ARA EXPORT											
E	Archivo OPR0001–0002186				Tipo de Tablero UNIDAD CONDENSADORA									
F	Empresa Fabricante SMARTCOLD				Grado de Protección IP54									
G	Aprobación K.RAQUI				Tension de Fuerza 440 V									
G	Revisión C.SMITH				Tension de Control 220 VAC –12AC									
H	Dibujado C.AMABLE				Número de páginas 17									
I	Diseño SMARTCOLD													
I														
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9				

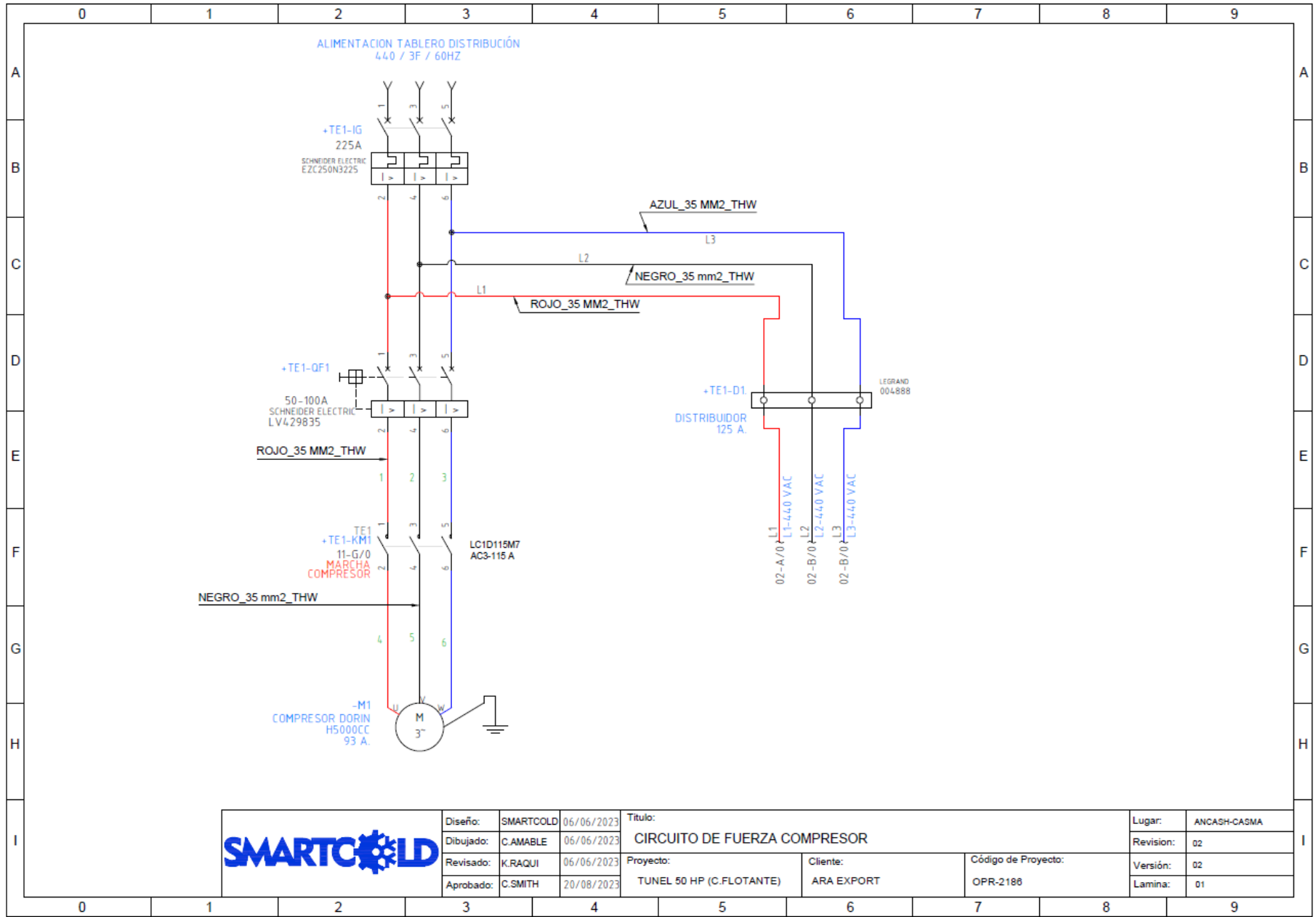


Diseño:	SMARTCOLD	10/06/2023
Dibujado:	C.AMABLE	10/06/2023
Revisado:	K.RAQUI	20/08/2023
Aprobado:	C.SMITH	20/08/2023

Título:	PLANO MECANICO DEL TABLERO ELECTRICO	
Proyecto:	TUNEL 50 HP (C.FLOTANTE)	

Cliente:	ARA EXPORT
Código de Proyecto:	OPR-2188

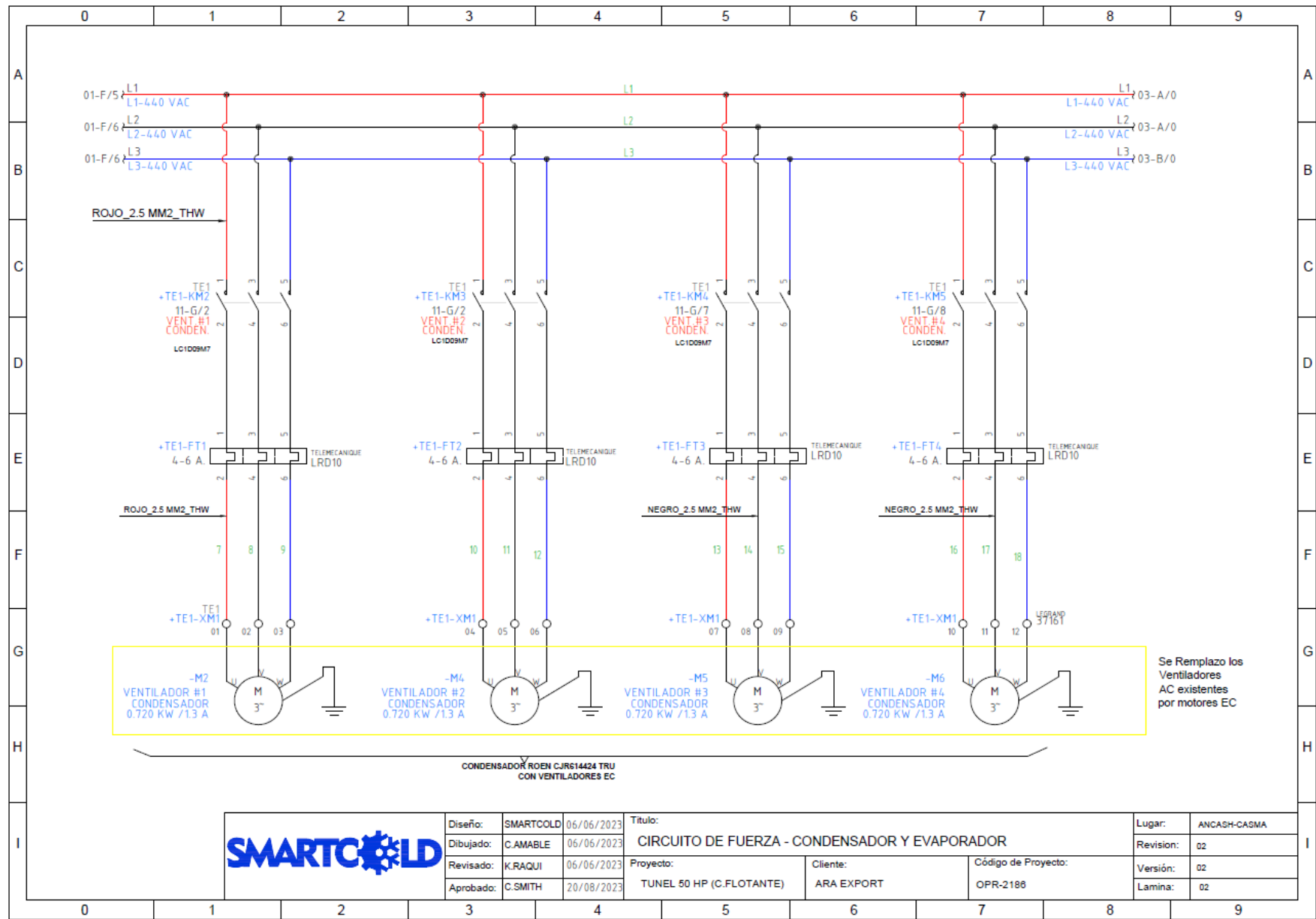
Lugar:	ANCASH-CASMA
Revisión:	02
Versión:	02
Lamina:	---



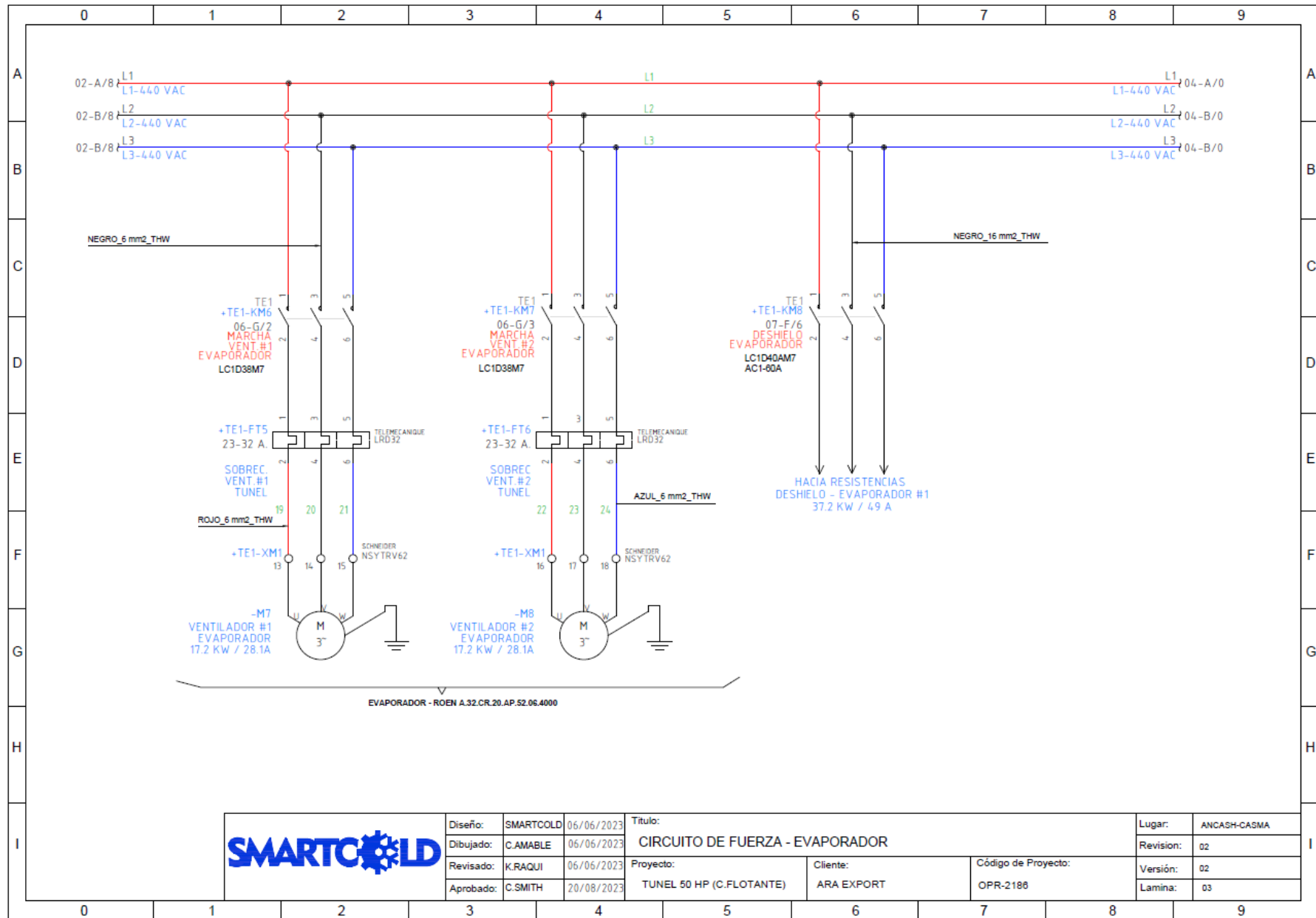
Diseño:	SMARTCOLD	06/06/2023
Dibujado:	C.AMABLE	06/06/2023
Revisado:	K.RAQUI	06/06/2023
Aprobado:	C.SMITH	20/08/2023

Título:		CIRCUITO DE FUERZA COMPRESOR	
Proyecto:	TUNEL 50 HP (C.FLOTANTE)	Cliente:	ARA EXPORT
Código de Proyecto:		OPR-2186	

Lugar:	ANCASH-CASMA
Revisión:	02
Versión:	02
Lamina:	01



PROPIEDAD INTELECTUAL DE SMARTCOLD S.A.C. QUEDA ESTRICTAMENTE PROHIBIDA LA COPIA O REPRODUCCION SIN AUTORIZACION ESCRITA

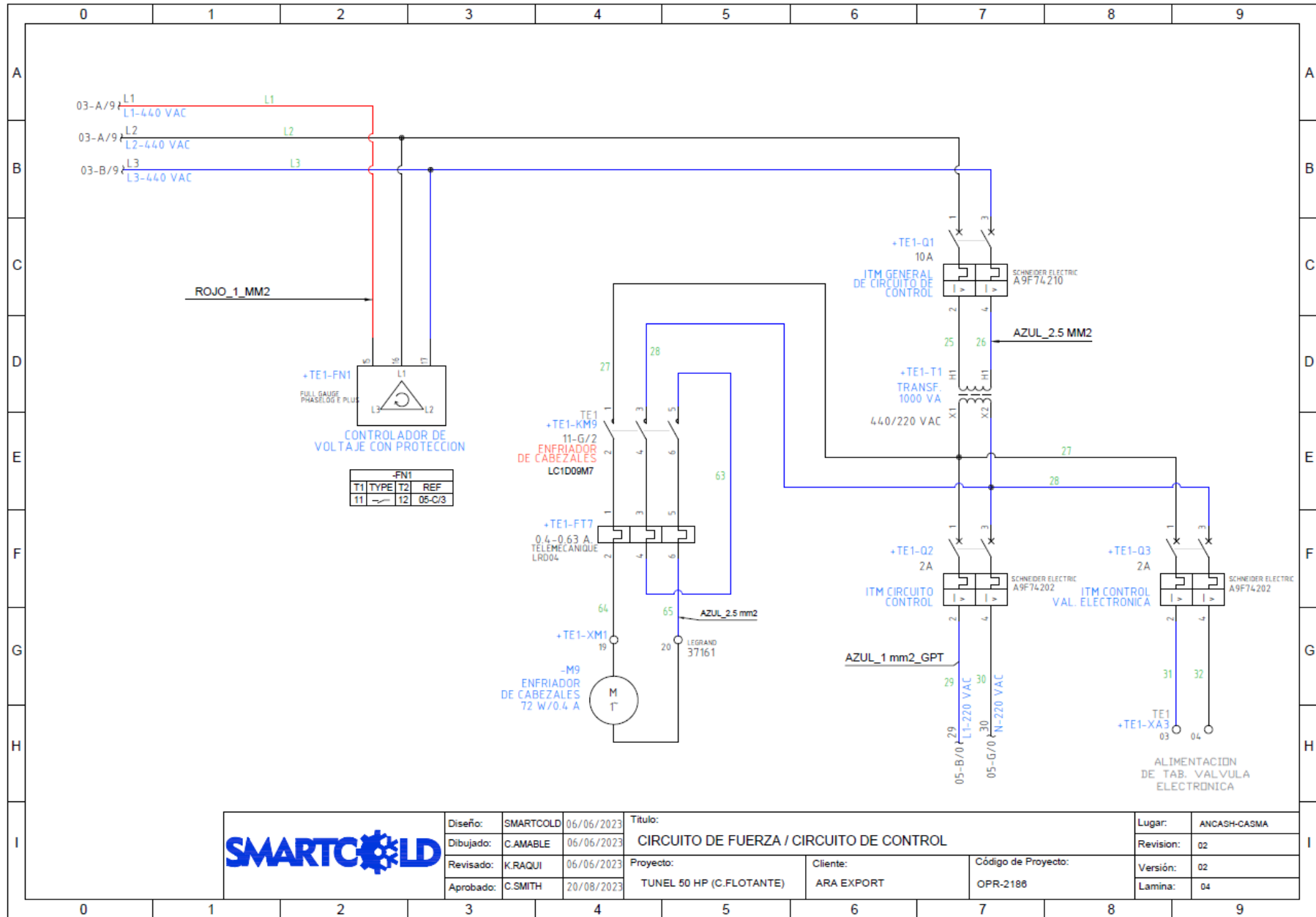


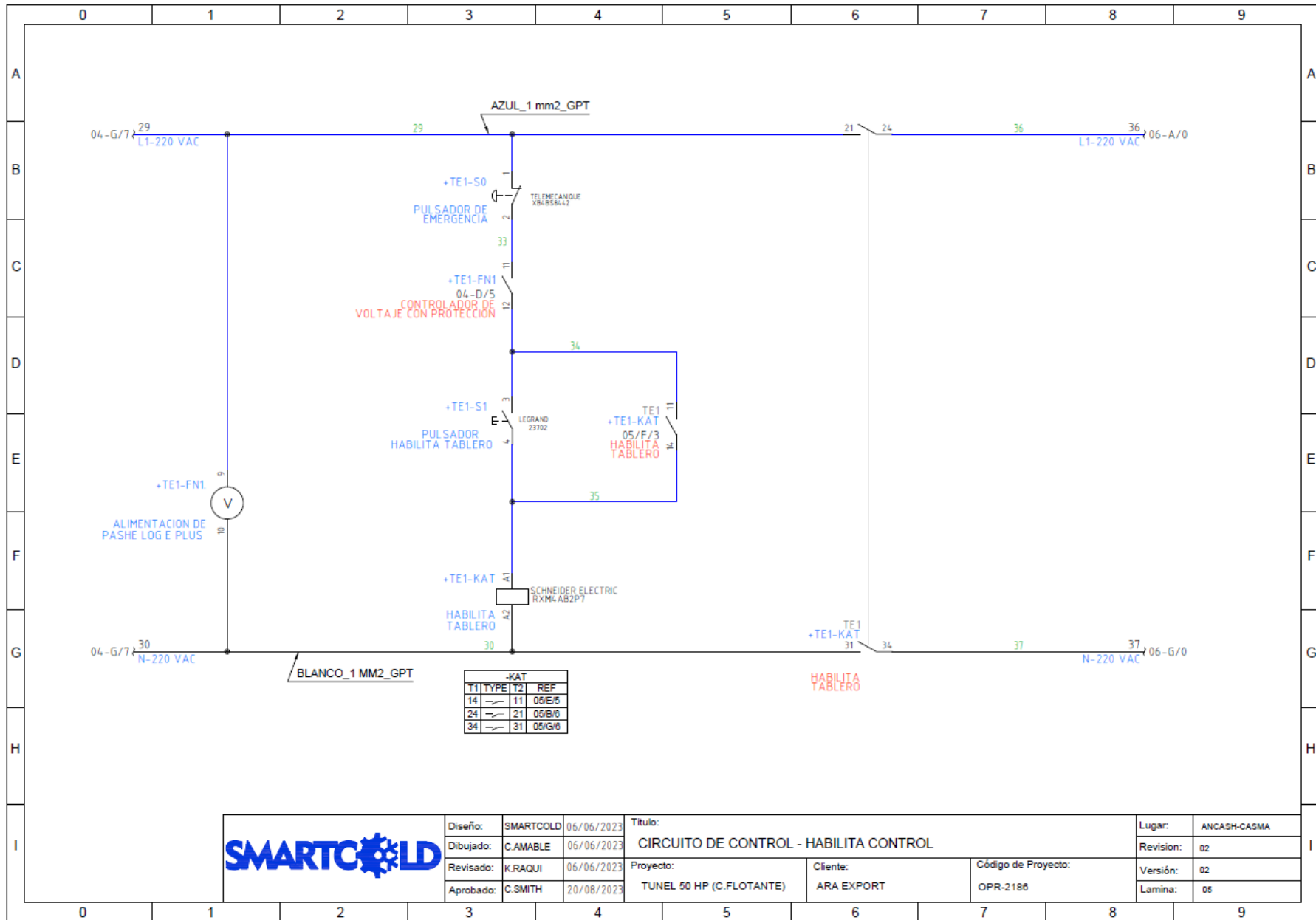
Diseño:	SMARTCOLD	06/06/2023
Dibujado:	C.AMABLE	06/06/2023
Revisado:	K.RAQUI	06/06/2023
Aprobado:	C.SMITH	20/08/2023

Título:		CIRCUITO DE FUERZA - EVAPORADOR
Proyecto:	TUNEL 50 HP (C.FLOTANTE)	Código de Proyecto:
Cliente:	ARA EXPORT	OPR-2186

Lugar:	ANCASH-CASMA
Revisión:	02
Versión:	02
Lamina:	03

PROPIEDAD INTELECTUAL DE SMARTCOLD S.A.C. QUEDA ESTRICTAMENTE PROHIBIDA LA COPIA O REPRODUCCION SIN AUTORIZACION ESCRITA

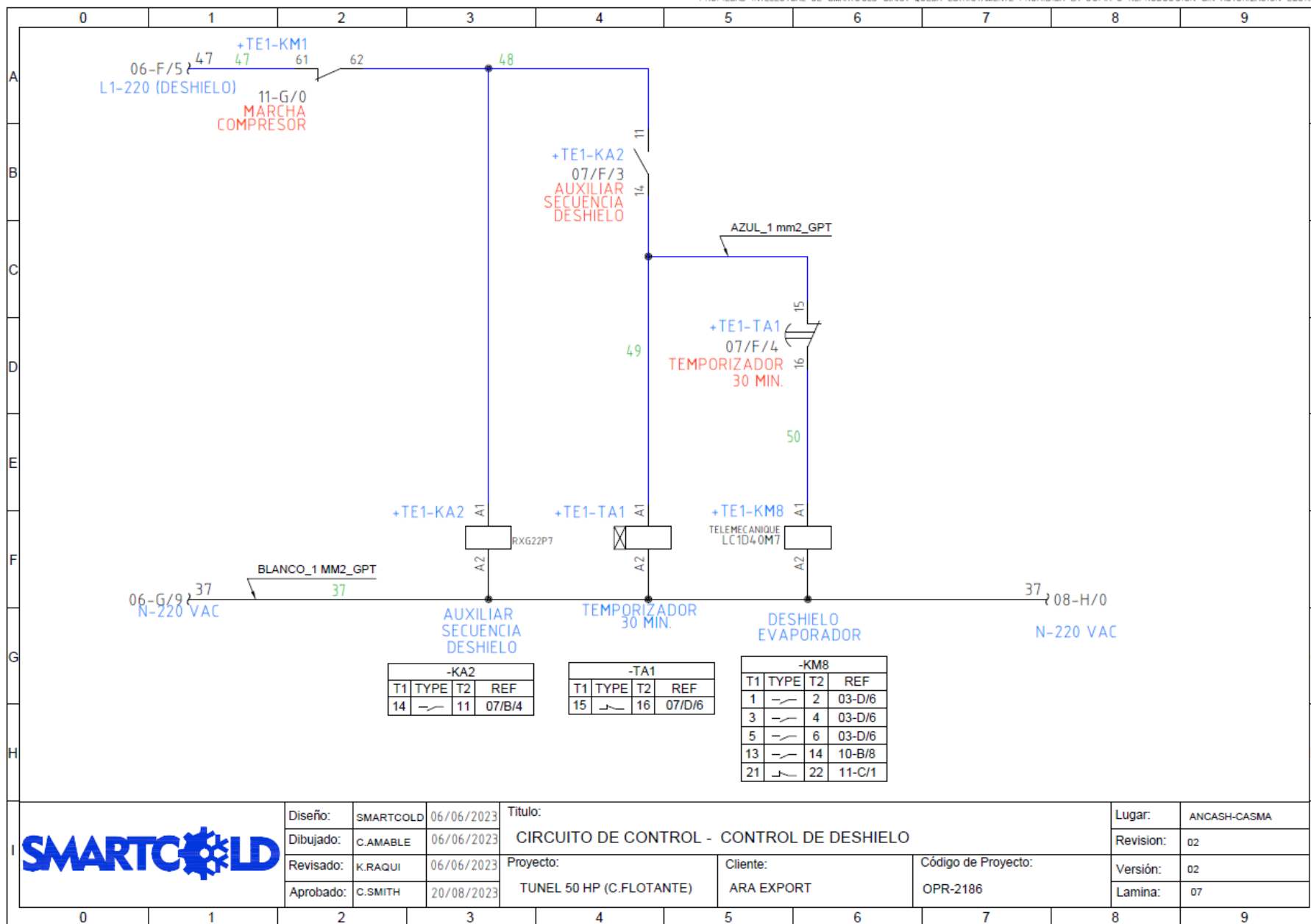




Diseño:	SMARTCOLD	06/06/2023
Dibujado:	C.AMABLE	06/06/2023
Revisado:	K.RAQUI	06/06/2023
Aprobado:	C.SMITH	20/08/2023

Título:	CIRCUITO DE CONTROL - HABILITA CONTROL	
Proyecto:	TUNEL 50 HP (C.FLOTANTE)	Cliente: ARA EXPORT
Código de Proyecto:	OPR-2188	

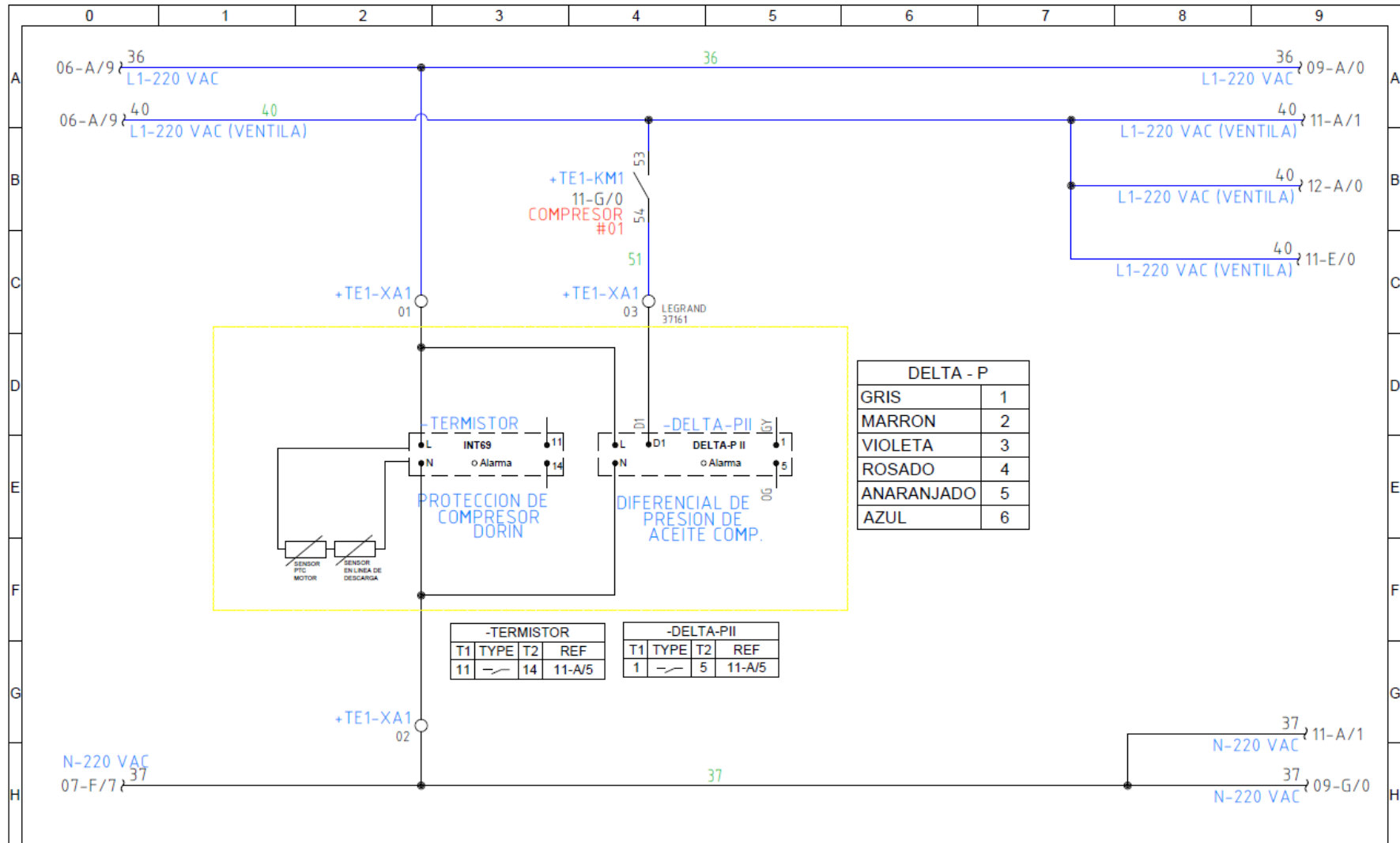
Lugar:	ANCASH-CASMA
Revision:	02
Versión:	02
Lamina:	05




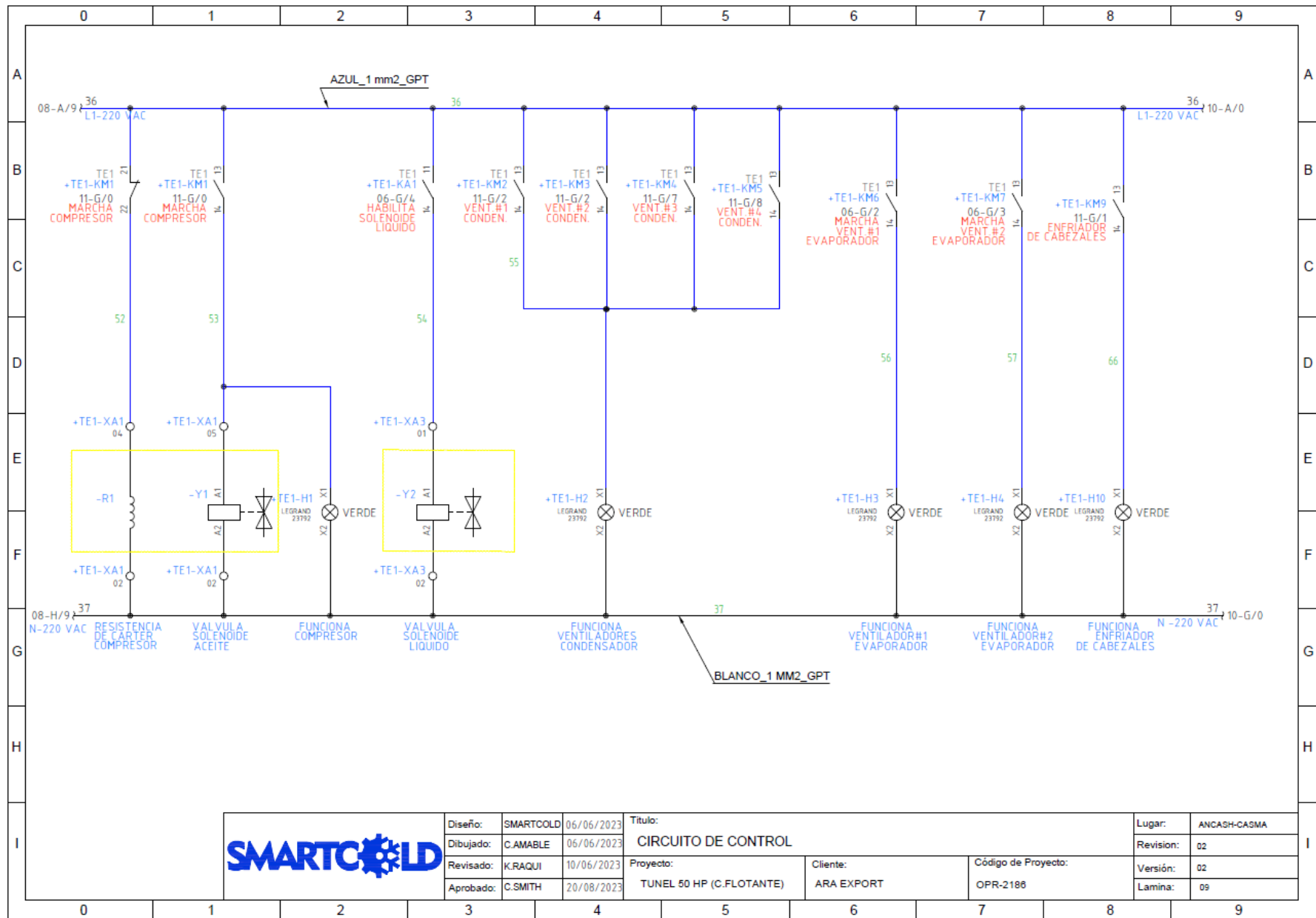
Diseño: SMARTCOLD 06/06/2023
 Dibujado: C.AMABLE 06/06/2023
 Revisado: K.RAQUI 06/06/2023
 Aprobado: C.SMITH 20/08/2023

Título: CIRCUITO DE CONTROL - CONTROL DE DESHIELO
 Proyecto: TUNEL 50 HP (C.FLOTANTE)
 Cliente: ARA EXPORT
 Código de Proyecto: OPR-2186

Lugar: ANCASH-CASMA
 Revision: 02
 Versión: 02
 Lamina: 07

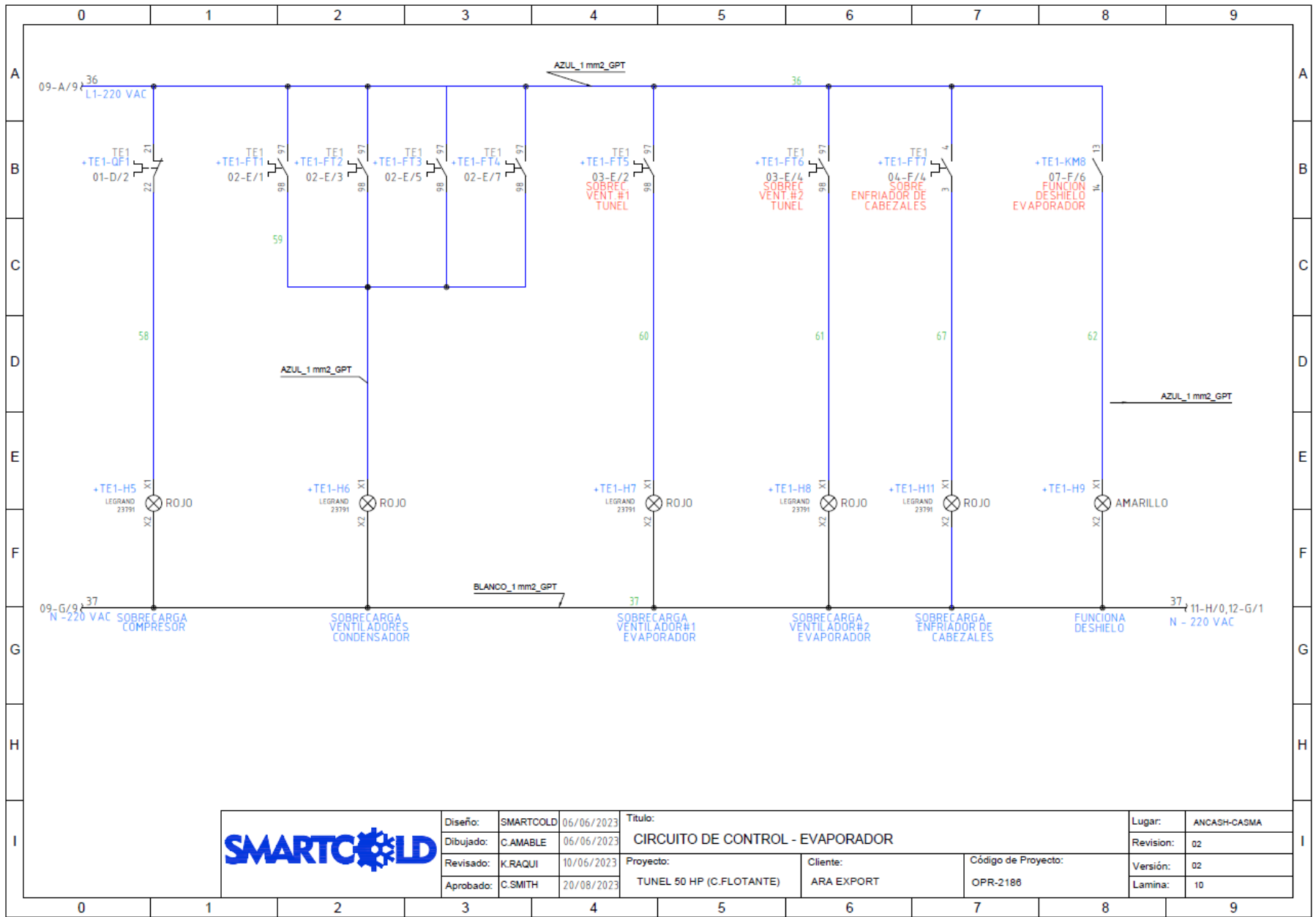


	Diseño:	SMARTCOLD	06/06/2023	Titulo: CIRCUITO DE CONTROL - PROTECCION DEL COMPRESOR			Lugar:	ANCASH-CASMA			
	Dibujado:	C.AMABLE	06/06/2023				Revision:	02			
	Revisado:	K.RAQUI	10/06/2023	Proyecto:	TUNEL 50 HP (C.FLOTANTE)	Cliente:	ARA EXPORT	Código de Proyecto:	OPR-2186	Versión:	02
	Aprobado:	C.SMITH	20/08/2023				Lamina:	08			

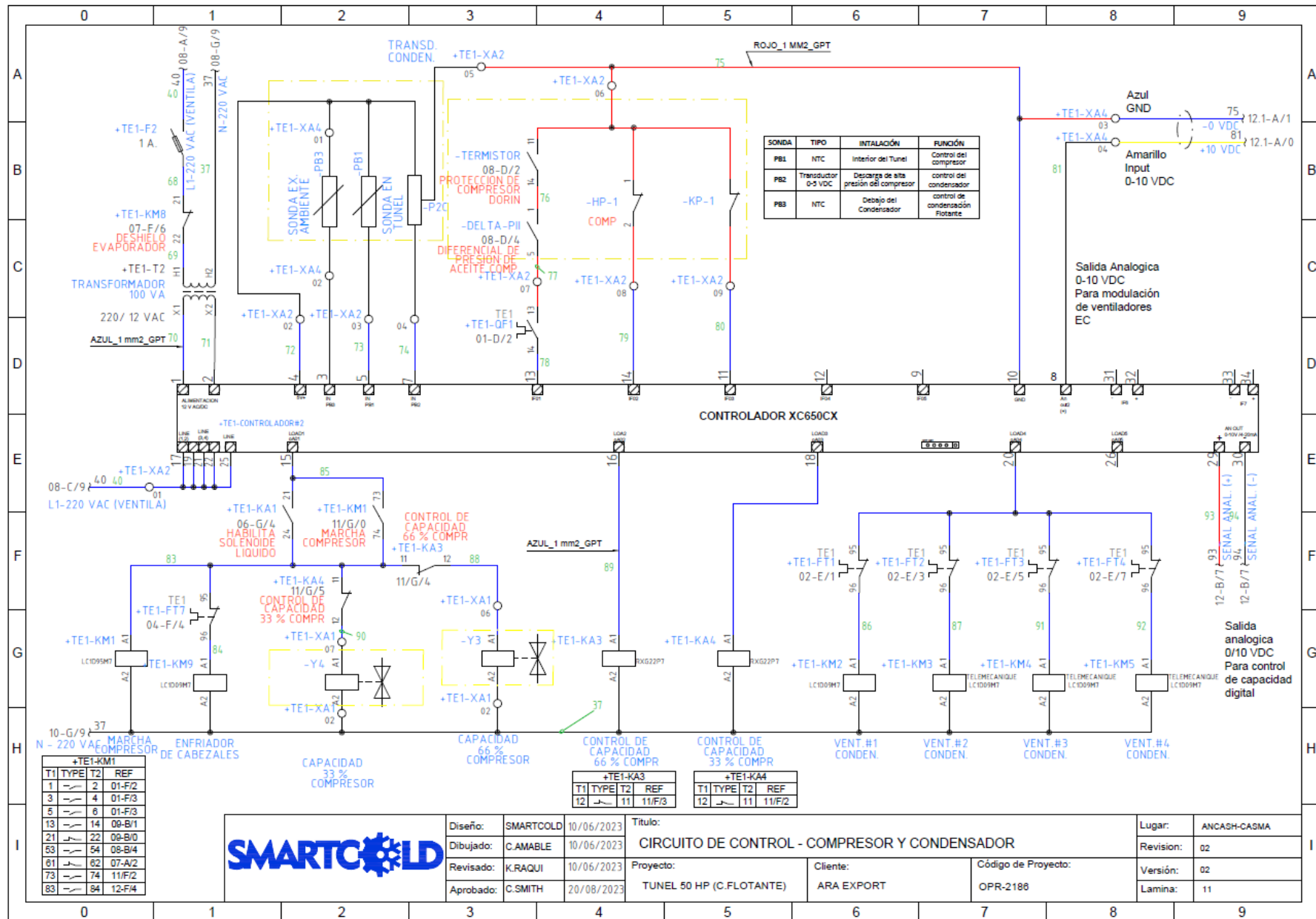


Diseño:	SMARTCOLD	06/06/2023	Título:		CIRCUITO DE CONTROL		Lugar:	ANCASH-CASMA
Dibujado:	C.AMABLE	06/06/2023	Proyecto:		TUNEL 50 HP (C.FLOTANTE)		Revisión:	02
Revisado:	K.RAQUI	10/06/2023	Cliente:		ARA EXPORT		Versión:	02
Aprobado:	C.SMITH	20/08/2023	Código de Proyecto:		OPR-2186		Lamina:	09

PROPIEDAD INTELLECTUAL DE SMARTCOLD S.A.C. QUEDA ESTRICTAMENTE PROHIBIDA LA COPIA O REPRODUCCION SIN AUTORIZACION ESCRITA



	Diseño:	SMARTCOLD	06/06/2023	Título: CIRCUITO DE CONTROL - EVAPORADOR			Lugar:	ANCASH-CASMA	
	Dibujado:	C.AMABLE	06/06/2023				Revisión:	02	
	Revisado:	K.RAQUI	10/06/2023	Proyecto:	TUNEL 50 HP (C.FLOTANTE)	Cliente:	ARA EXPORT	Código de Proyecto:	OPR-2188
	Aprobado:	C.SMITH	20/08/2023				Versión:	02	
							Lamina:	10	



SONDA	TIPO	INSTALACIÓN	FUNCIÓN
PB1	NTC	Interior del Tunel	Control del compresor
PB2	Transductor	Descarga de alta presión del compresor	control del condensador
PB3	NTC	Detalle del Condensador	control de condensación Flotante

T1	TYPE	T2	REF
1	---	2	01-F/2
3	---	4	01-F/3
5	---	8	01-F/3
13	---	14	08-B/1
21	---	22	08-B/0
53	---	54	08-B/4
61	---	62	07-A/2
73	---	74	11/F/2
83	---	84	12-F/4

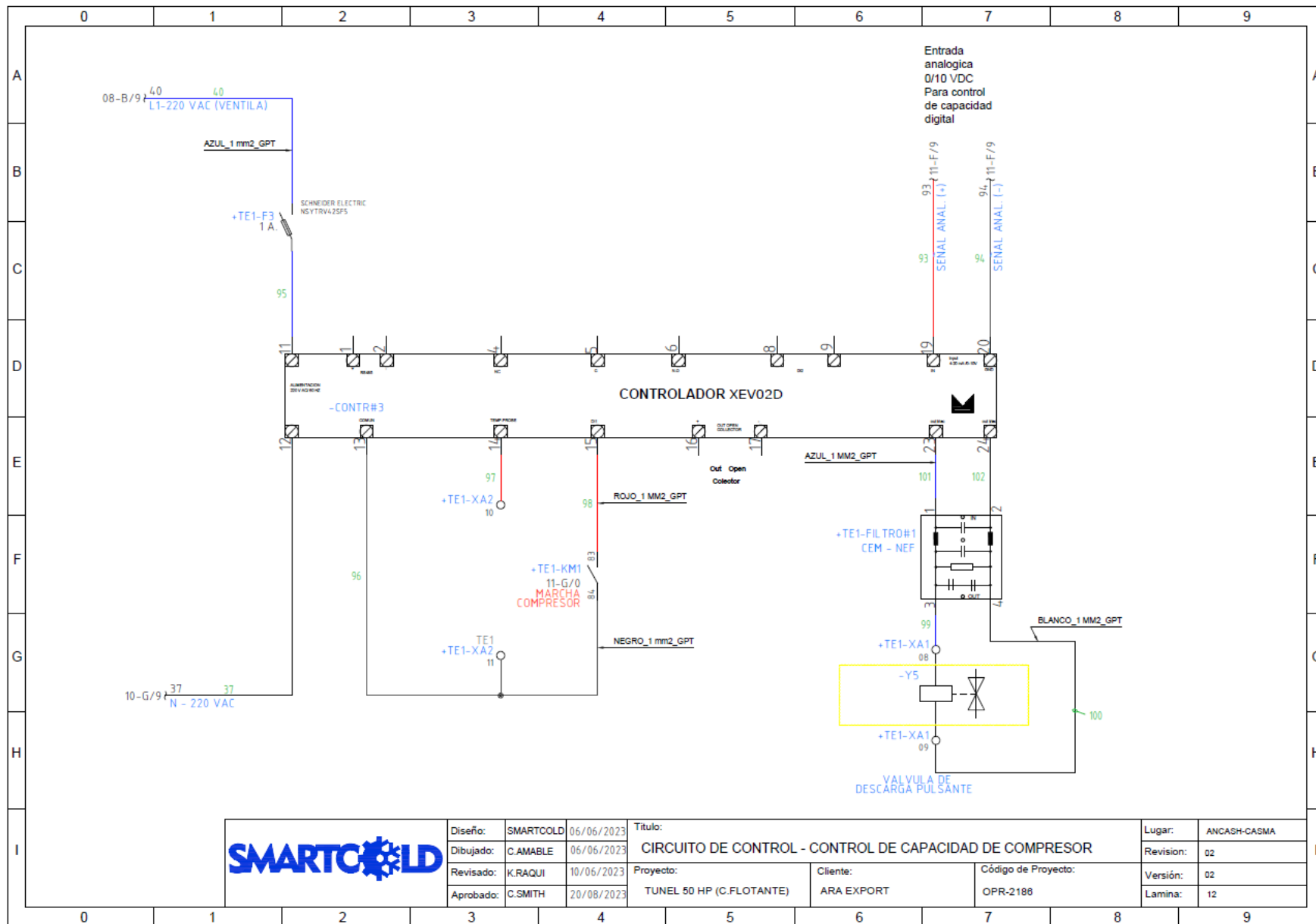


Diseño:	SMARTCOLD	10/06/2023
Dibujado:	C.AMABLE	10/06/2023
Revisado:	K.RAQUI	10/06/2023
Aprobado:	C.SMITH	20/08/2023

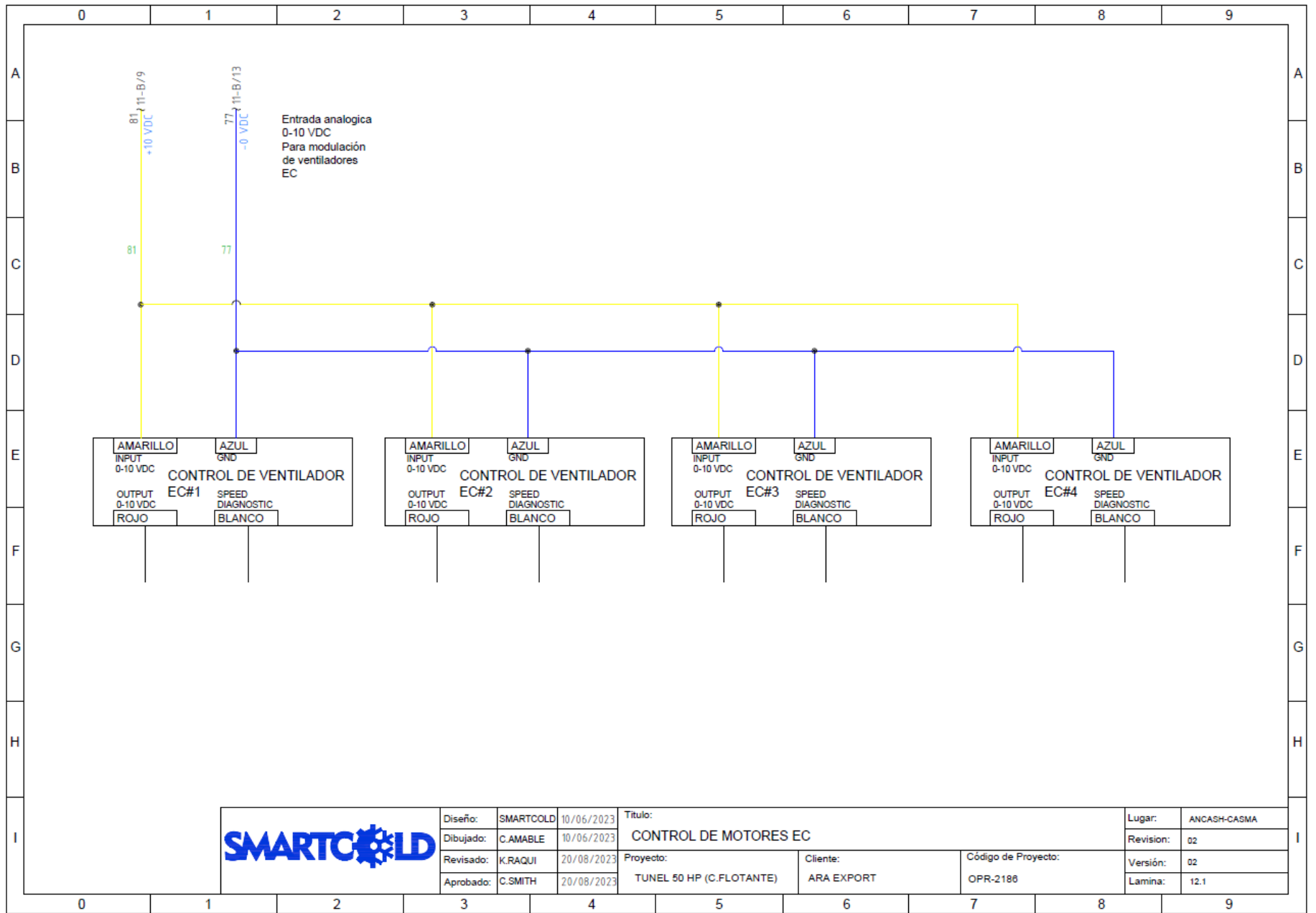
Título:		CIRCUITO DE CONTROL - COMPRESOR Y CONDENSADOR	
Proyecto:		TUNEL 50 HP (C.FLOTANTE)	
Cliente:		ARA EXPORT	
Código de Proyecto:		OPR-2186	

Lugar:	ANCASH-CASMA
Revision:	02
Versión:	02
Lamina:	11

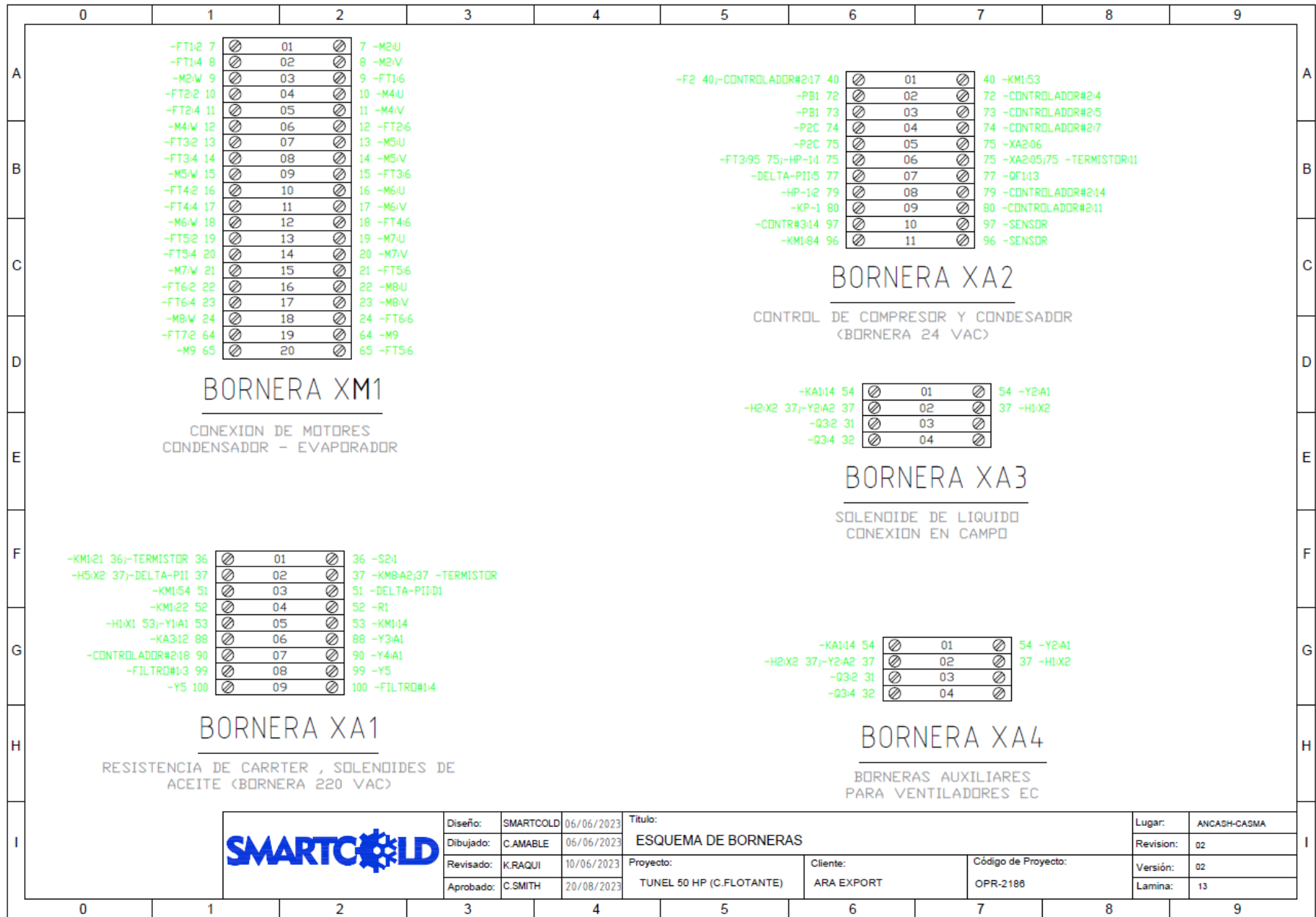
PROPIEDAD INTELECTUAL DE SMARTCOLD S.A.C. QUEDA ESTRICTAMENTE PROHIBIDA LA COPIA O REPRODUCCION SIN AUTORIZACION ESCRITA

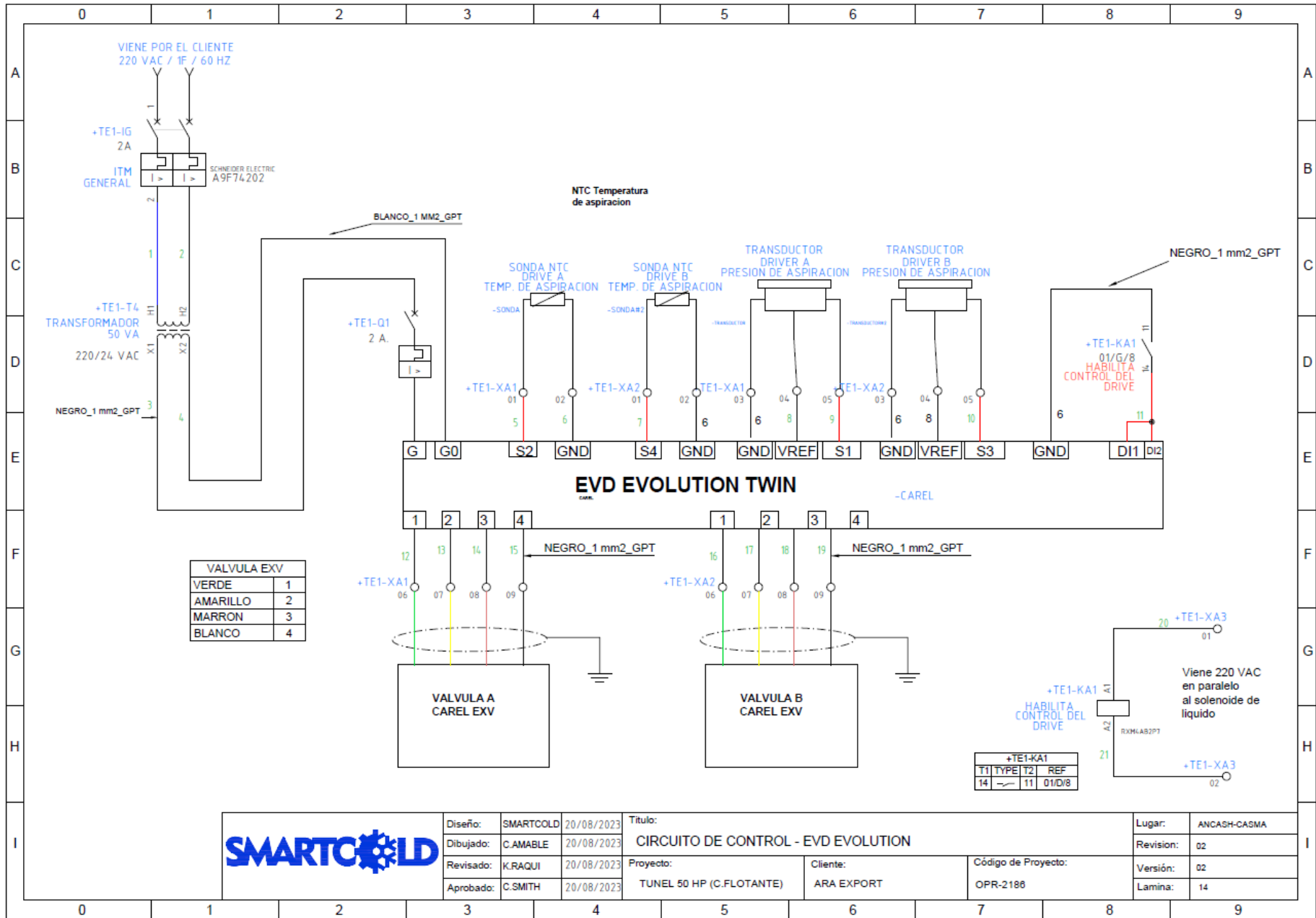


Diseño:	SMARTCOLD	06/06/2023	Titulo:		Lugar:	ANCASH-CASMA	
Dibujado:	C.AMABLE	06/06/2023	CIRCUITO DE CONTROL - CONTROL DE CAPACIDAD DE COMPRESOR		Revision:	02	
Revisado:	K.RAQUI	10/06/2023	Proyecto:	TUNEL 50 HP (C.FLOTANTE)	Cliente:	ARA EXPORT	
Aprobado:	C.SMITH	20/08/2023	Codigo de Proyecto:		OPR-2188	Version:	02
						Lamina:	12



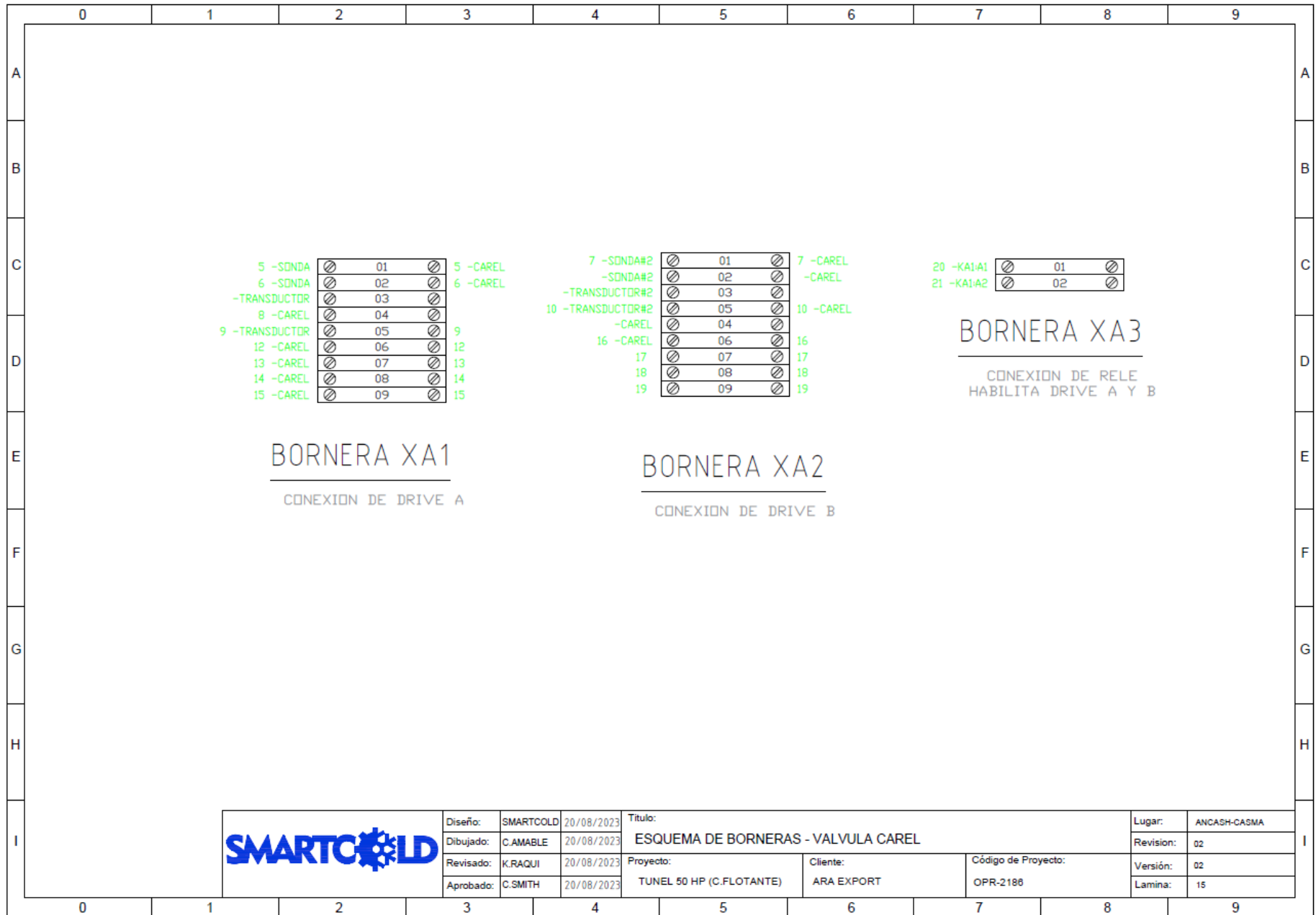
PROPIEDAD INTELECTUAL DE SMARTCOLD S.A.C. QUEDA ESTRICTAMENTE PROHIBIDA LA COPIA O REPRODUCCION SIN AUTORIZACION ESCRITA





















Diseño:	SMARTCOLD	20/08/2023
Dibujado:	C.AMABLE	20/08/2023
Revisado:	K.RAQUI	20/08/2023
Aprobado:	C.SMITH	20/08/2023

Titulo:			Lugar:		
CIRCUITO DE CONTROL - EVD EVOLUTION			ANCASH-CASMA		
Proyecto:			Revision:		
TUNEL 50 HP (C.FLOTANTE)			02		
Cliente:		Codigo de Proyecto:		Version:	
ARA EXPORT		OPR-2188		02	
				Lamina:	
				14	



	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
A	LEYENDA										
				SIMBOLOGIA	DESCRIPCION						
B					INTERRUPTOR TERMOMAGNETICO MONOFASICO						
C					INTERRUPTOR TERMOMAGNETICO TRIFASICO						
D					INTERRUPTOR DIFERENCIAL MONOFASICO						
E					CONTACTOR ELECTRICO DE 3 POLOS						
F					GUARDAMORTOR DE 3 POLOS						
G					TRANSFORMADOR DE TENSION MONOFASICO						
H					TRANSFORMADOR DE TENSION TRIFASICO						
I					MOTOR ELECTRICO TRIFASICO						
					RELE PERDIDA DE FASE						
					RELE TERMICO						
					DISTRIBUIDOR DE CABLES						
					BOBINA DE CONTACTOR DE 3 POLOS						
				Diseño:	SMARTCOLD	06/06/2023	Titulo:			Lugar:	ANCASH-CASMA
				Dibujado:	C.AMABLE	06/06/2023	LEYENDA			Revision:	02
				Revisado:	K.RAQUI	20/08/2023	Proyecto:		Código de Proyecto:	Version:	02
				Aprobado:	C.SMITH	20/08/2023	TUNEL 50 HP (C.FLOTANTE)		OPR-2186	Lamina:	16
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	

PROPIEDAD INTELECTUAL DE SMARTCOLD S.A.C. QUEDA ESTRICTAMENTE PROHIBIDA LA COPIA O REPRODUCCION SIN AUTORIZACION ESCRITA

0	1	2	3	4	5	6	7	8	9																																																																																																																	
A										A																																																																																																																
B	<table border="1"> <thead> <tr> <th>ITEM</th><th>DESCRIPCION</th><th>CODIGO</th><th>CANTIDAD</th></tr> </thead> <tbody> <tr><td>1</td><td>Fuse disc. terminal, 4mm² 6.3A, 5x20mm fuse, 1x1 screw, black</td><td>NSYTRV42SF5</td><td>3</td></tr> <tr><td>2</td><td>CONTACTOR TESYS LC1-D - 3P - AC-3 440V 40A - COIL 220VAC</td><td>LC1D40M7</td><td>1</td></tr> <tr><td>3</td><td>PULSADOR RASANTE VERDE 1NA 22MM</td><td>23702</td><td>1</td></tr> <tr><td>4</td><td>THERMAL OVERLOAD RELAY FOR MOTOR TESYS - 4-6 A - CLASS 10A</td><td>LRD10</td><td>4</td></tr> <tr><td>5</td><td>PLUG-IN MINIATURE RELAY, TYPE RXM, SOCKET RXZE2S114M, WITH LED</td><td>RXM4AB2P7</td><td>1</td></tr> <tr><td></td><td>SOCKET FOR RELAYS TYPE RXM</td><td>RXZE2S114M</td><td></td></tr> <tr><td>6</td><td>CONTROLADOR DE VOLTAJE CON PROTECCIÓN PARA CARGAS TRIFÁSICAS Y DATALOGGER INTERNO</td><td>PHASELOG E PLUS</td><td>1</td></tr> <tr><td>7</td><td>SELECTOR GIRAT. NO LUMINOSO 3 POSC C/MANIJA</td><td>23731</td><td>1</td></tr> <tr><td>8</td><td>PLUG-IN MINIATURE RELAY, TYPE RXM, SOCKET RGZE1S48M, WITH LED</td><td>RXG22M7</td><td>1</td></tr> <tr><td>9</td><td>CONTACTOR TESYS LC1-D - 3P - AC-3 440V 9A - COIL 220VAC</td><td>LC1D09M7</td><td>5</td></tr> <tr><td>9</td><td>BORNERA</td><td>37161</td><td>42</td></tr> <tr><td>11</td><td>PILOTO DE SEÑALIZACION C/LED VERDE 230VAC</td><td>23792</td><td>5</td></tr> <tr><td>12</td><td>CIRCUIT BREAKER, COMPACT NSX100H, 3 PROTECTED POLES, RATED CURRENT 100A</td><td>LV429835</td><td>1</td></tr> <tr><td>13</td><td>CONTROLADOR DE COMPRESOR Y CONDENSADOR</td><td>XC650CX</td><td>1</td></tr> <tr><td>14</td><td>THERMAL OVERLOAD RELAY FOR MOTOR TESYS - 0.4-0.63 A - CLASS 10A</td><td>LRD04</td><td>1</td></tr> <tr><td>15</td><td>CIRCUIT BREAKER, 2 PROTECTED POLES, RATED CURRENT 2A</td><td>A9F74202</td><td>2</td></tr> <tr><td>16</td><td>CIRCUIT BREAKER, EASYPACT EZC250N, 3 PROTECTED POLES</td><td>EZC250N3225</td><td>1</td></tr> <tr><td>17</td><td>PILOTO SEÑALIZACION C/LED ROJO 220VAC</td><td>23791</td><td>5</td></tr> <tr><td>18</td><td>PLUG-IN MINIATURE RELAY, TYPE RXM, SOCKET RGZE1S48M, WITH LED</td><td>RXG22P7</td><td>2</td></tr> <tr><td>18</td><td>CONTACTOR TESYS LC1-D - 3P - AC-3 440V 95A - COIL 220VAC</td><td>LC1D95M7</td><td>1</td></tr> <tr><td>19</td><td>CONTACTOR TESYS LC1-D - 3P - AC-3 440V 38A - COIL 220VAC</td><td>LC1D38M7</td><td>2</td></tr> <tr><td>20</td><td>REPARTIDOR MODULAR MONOBLOC TETRAPOLAR 125 A.</td><td>004888</td><td>1</td></tr> <tr><td>21</td><td>Controladores digitales con gestion deshielo, ventiladores y relé auxiliar</td><td>XR75CX</td><td>1</td></tr> <tr><td>23</td><td>PULSADOR DE EMERGENCIA ROJO Ø22 - 1 NC</td><td>XB4BS8442</td><td>1</td></tr> <tr><td>24</td><td>THERMAL OVERLOAD RELAY FOR MOTOR TESYS - 23-32 A - CLASS 10A</td><td>LRD32</td><td>2</td></tr> <tr><td>25</td><td>CIRCUIT BREAKER, 2 PROTECTED POLES, RATED CURRENT 10A</td><td>A9F74210</td><td>1</td></tr> <tr><td>27</td><td>TERMINAL BLOCK 41AMPS</td><td>NSYTRV62</td><td>6</td></tr> </tbody> </table>									ITEM	DESCRIPCION	CODIGO	CANTIDAD	1	Fuse disc. terminal, 4mm ² 6.3A, 5x20mm fuse, 1x1 screw, black	NSYTRV42SF5	3	2	CONTACTOR TESYS LC1-D - 3P - AC-3 440V 40A - COIL 220VAC	LC1D40M7	1	3	PULSADOR RASANTE VERDE 1NA 22MM	23702	1	4	THERMAL OVERLOAD RELAY FOR MOTOR TESYS - 4-6 A - CLASS 10A	LRD10	4	5	PLUG-IN MINIATURE RELAY, TYPE RXM, SOCKET RXZE2S114M, WITH LED	RXM4AB2P7	1		SOCKET FOR RELAYS TYPE RXM	RXZE2S114M		6	CONTROLADOR DE VOLTAJE CON PROTECCIÓN PARA CARGAS TRIFÁSICAS Y DATALOGGER INTERNO	PHASELOG E PLUS	1	7	SELECTOR GIRAT. NO LUMINOSO 3 POSC C/MANIJA	23731	1	8	PLUG-IN MINIATURE RELAY, TYPE RXM, SOCKET RGZE1S48M, WITH LED	RXG22M7	1	9	CONTACTOR TESYS LC1-D - 3P - AC-3 440V 9A - COIL 220VAC	LC1D09M7	5	9	BORNERA	37161	42	11	PILOTO DE SEÑALIZACION C/LED VERDE 230VAC	23792	5	12	CIRCUIT BREAKER, COMPACT NSX100H, 3 PROTECTED POLES, RATED CURRENT 100A	LV429835	1	13	CONTROLADOR DE COMPRESOR Y CONDENSADOR	XC650CX	1	14	THERMAL OVERLOAD RELAY FOR MOTOR TESYS - 0.4-0.63 A - CLASS 10A	LRD04	1	15	CIRCUIT BREAKER, 2 PROTECTED POLES, RATED CURRENT 2A	A9F74202	2	16	CIRCUIT BREAKER, EASYPACT EZC250N, 3 PROTECTED POLES	EZC250N3225	1	17	PILOTO SEÑALIZACION C/LED ROJO 220VAC	23791	5	18	PLUG-IN MINIATURE RELAY, TYPE RXM, SOCKET RGZE1S48M, WITH LED	RXG22P7	2	18	CONTACTOR TESYS LC1-D - 3P - AC-3 440V 95A - COIL 220VAC	LC1D95M7	1	19	CONTACTOR TESYS LC1-D - 3P - AC-3 440V 38A - COIL 220VAC	LC1D38M7	2	20	REPARTIDOR MODULAR MONOBLOC TETRAPOLAR 125 A.	004888	1	21	Controladores digitales con gestion deshielo, ventiladores y relé auxiliar	XR75CX	1	23	PULSADOR DE EMERGENCIA ROJO Ø22 - 1 NC	XB4BS8442	1	24	THERMAL OVERLOAD RELAY FOR MOTOR TESYS - 23-32 A - CLASS 10A	LRD32	2	25	CIRCUIT BREAKER, 2 PROTECTED POLES, RATED CURRENT 10A	A9F74210	1	27	TERMINAL BLOCK 41AMPS	NSYTRV62	6	B
ITEM	DESCRIPCION	CODIGO	CANTIDAD																																																																																																																							
1	Fuse disc. terminal, 4mm ² 6.3A, 5x20mm fuse, 1x1 screw, black	NSYTRV42SF5	3																																																																																																																							
2	CONTACTOR TESYS LC1-D - 3P - AC-3 440V 40A - COIL 220VAC	LC1D40M7	1																																																																																																																							
3	PULSADOR RASANTE VERDE 1NA 22MM	23702	1																																																																																																																							
4	THERMAL OVERLOAD RELAY FOR MOTOR TESYS - 4-6 A - CLASS 10A	LRD10	4																																																																																																																							
5	PLUG-IN MINIATURE RELAY, TYPE RXM, SOCKET RXZE2S114M, WITH LED	RXM4AB2P7	1																																																																																																																							
	SOCKET FOR RELAYS TYPE RXM	RXZE2S114M																																																																																																																								
6	CONTROLADOR DE VOLTAJE CON PROTECCIÓN PARA CARGAS TRIFÁSICAS Y DATALOGGER INTERNO	PHASELOG E PLUS	1																																																																																																																							
7	SELECTOR GIRAT. NO LUMINOSO 3 POSC C/MANIJA	23731	1																																																																																																																							
8	PLUG-IN MINIATURE RELAY, TYPE RXM, SOCKET RGZE1S48M, WITH LED	RXG22M7	1																																																																																																																							
9	CONTACTOR TESYS LC1-D - 3P - AC-3 440V 9A - COIL 220VAC	LC1D09M7	5																																																																																																																							
9	BORNERA	37161	42																																																																																																																							
11	PILOTO DE SEÑALIZACION C/LED VERDE 230VAC	23792	5																																																																																																																							
12	CIRCUIT BREAKER, COMPACT NSX100H, 3 PROTECTED POLES, RATED CURRENT 100A	LV429835	1																																																																																																																							
13	CONTROLADOR DE COMPRESOR Y CONDENSADOR	XC650CX	1																																																																																																																							
14	THERMAL OVERLOAD RELAY FOR MOTOR TESYS - 0.4-0.63 A - CLASS 10A	LRD04	1																																																																																																																							
15	CIRCUIT BREAKER, 2 PROTECTED POLES, RATED CURRENT 2A	A9F74202	2																																																																																																																							
16	CIRCUIT BREAKER, EASYPACT EZC250N, 3 PROTECTED POLES	EZC250N3225	1																																																																																																																							
17	PILOTO SEÑALIZACION C/LED ROJO 220VAC	23791	5																																																																																																																							
18	PLUG-IN MINIATURE RELAY, TYPE RXM, SOCKET RGZE1S48M, WITH LED	RXG22P7	2																																																																																																																							
18	CONTACTOR TESYS LC1-D - 3P - AC-3 440V 95A - COIL 220VAC	LC1D95M7	1																																																																																																																							
19	CONTACTOR TESYS LC1-D - 3P - AC-3 440V 38A - COIL 220VAC	LC1D38M7	2																																																																																																																							
20	REPARTIDOR MODULAR MONOBLOC TETRAPOLAR 125 A.	004888	1																																																																																																																							
21	Controladores digitales con gestion deshielo, ventiladores y relé auxiliar	XR75CX	1																																																																																																																							
23	PULSADOR DE EMERGENCIA ROJO Ø22 - 1 NC	XB4BS8442	1																																																																																																																							
24	THERMAL OVERLOAD RELAY FOR MOTOR TESYS - 23-32 A - CLASS 10A	LRD32	2																																																																																																																							
25	CIRCUIT BREAKER, 2 PROTECTED POLES, RATED CURRENT 10A	A9F74210	1																																																																																																																							
27	TERMINAL BLOCK 41AMPS	NSYTRV62	6																																																																																																																							
C										C																																																																																																																
D										D																																																																																																																
E										E																																																																																																																
F										F																																																																																																																
G										G																																																																																																																
H										H																																																																																																																
I	<table border="1"> <tr> <td rowspan="4"></td> <td>Diseño:</td><td>SMARTCOLD</td><td>06/06/2023</td> <td colspan="3">Título:</td> <td>Lugar:</td><td>ANCASH-CASMA</td> </tr> <tr> <td>Dibujado:</td><td>C.AMABLE</td><td>06/06/2023</td> <td colspan="3">METRADO DE COMPONENTES</td> <td>Revision:</td><td>02</td> </tr> <tr> <td>Revisado:</td><td>K.RAQUI</td><td>20/08/2023</td> <td>Proyecto:</td><td>TUNEL 50 HP (C.FLOTANTE)</td> <td>Cliente:</td><td>ARA EXPORT</td> <td>Código de Proyecto:</td><td>OPR-2186</td> </tr> <tr> <td>Aprobado:</td><td>C.SMITH</td><td>20/08/2023</td> <td colspan="3"></td> <td>Versión:</td><td>02</td> </tr> <tr> <td colspan="7"></td> <td>Lamina:</td><td>17</td> </tr> </table>										Diseño:	SMARTCOLD	06/06/2023	Título:			Lugar:	ANCASH-CASMA	Dibujado:	C.AMABLE	06/06/2023	METRADO DE COMPONENTES			Revision:	02	Revisado:	K.RAQUI	20/08/2023	Proyecto:	TUNEL 50 HP (C.FLOTANTE)	Cliente:	ARA EXPORT	Código de Proyecto:	OPR-2186	Aprobado:	C.SMITH	20/08/2023				Versión:	02								Lamina:	17	I																																																																					
	Diseño:	SMARTCOLD	06/06/2023	Título:			Lugar:	ANCASH-CASMA																																																																																																																		
	Dibujado:	C.AMABLE	06/06/2023	METRADO DE COMPONENTES			Revision:	02																																																																																																																		
	Revisado:	K.RAQUI	20/08/2023	Proyecto:	TUNEL 50 HP (C.FLOTANTE)	Cliente:	ARA EXPORT	Código de Proyecto:	OPR-2186																																																																																																																	
	Aprobado:	C.SMITH	20/08/2023				Versión:	02																																																																																																																		
							Lamina:	17																																																																																																																		
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9																																																																																																																	

PROPIEDAD INTELECTUAL DE SMARTCOLD S.A.C. QUEDA ESTRICTAMENTE PROHIBIDA LA COPIA O REPRODUCCION SIN AUTORIZACION ESCRITA

ANEXO N°3.Galería de fotos durante las pruebas



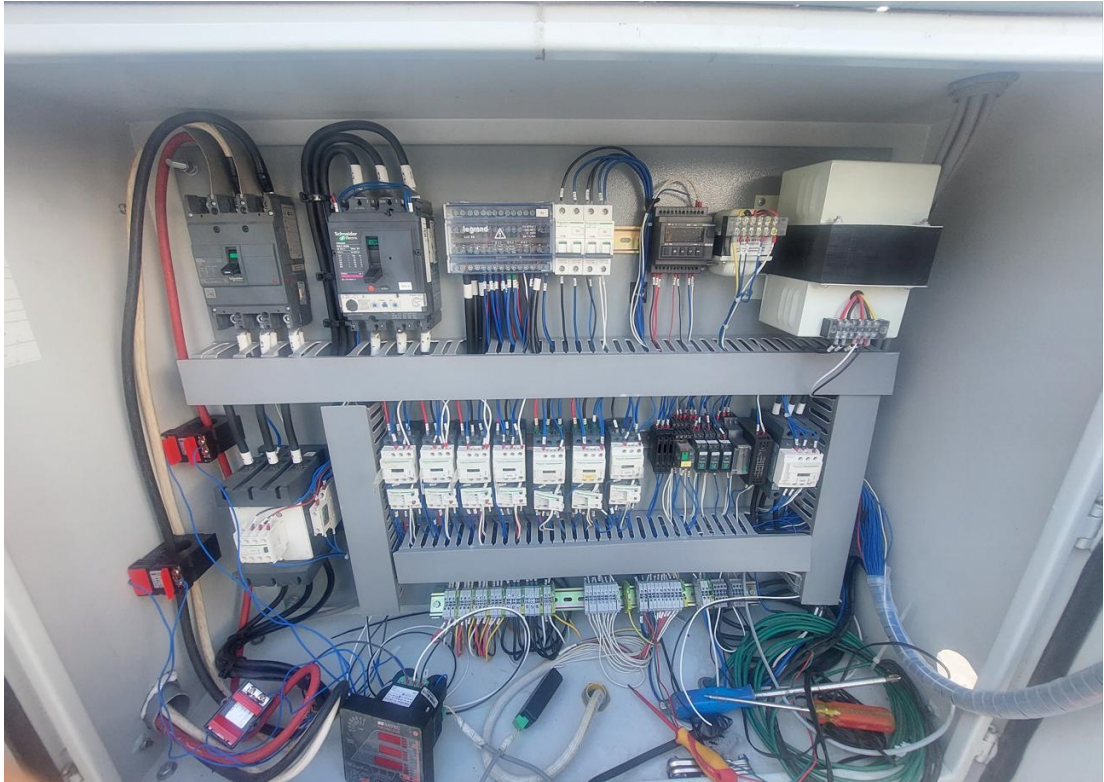
ANEXO N°3.1 Unidad condensadora de túnel N°03

Fuente. Planta Araexport SAC.



ANEXO N°3.2 Remplazo de ventiladores AC por EC en túnel N°03

Fuente. Planta Araexport SAC.



ANEXO N°3.3 instalación de equipos de medición
Fuente. Planta Araexport SAC.



ANEXO N°3.4 instalación de equipos de medición
Fuente. Planta Araexport SAC.



ANEXO N° 3.5 Vista interior de Túnel de enfriamiento N°03

Fuente. Planta Araexport SAC.



ANEXO N° 3.5 Vista de unidad condensadora en operación

Fuente. Planta Araexport SAC.

ANEXO N° 4 Lista de parámetros configurados en el controlador XC650CX

Group	Parameter	Description	Edit	Minimum	Maximum	Unit
Configuration	OA1	Load 1 configuration	InC1			
Configuration	OA2	Load 2 configuration	CPr1			
Configuration	OA3	Load 3 configuration	StP			
Configuration	OA4	Load 4 configuration	InF			
Configuration	OA5	Load 5 configuration	nu			
Configuration	OA6	Load 6 configuration	nu			
Configuration	CtyP	Compressor type	SPo			
Configuration	StP	Valve output polarity	OP			
Configuration	PC1	Capacity of compressor 1	20	0	255	
Configuration	PC2	Capacity of compressor 2	20	0	255	
Configuration	PC3	Capacity of compressor 3	20	0	255	
Configuration	PC4	Capacity of compressor 4	20	0	255	
Configuration	PC5	Capacity of compressor 5	20	0	255	
Configuration	PC6	Capacity of compressor 6	20	0	255	
Configuration	FtyP	Refrigerant gas type	r507r			
Configuration	Sty	Compressor Sequence type	no			
Configuration	rot	Fan Sequence type	no			
Probe	P1C	P1 probe setting (4/20mA, 0-5V, ntc)	ntc			
Probe	PA04	4mA or 0.5V readout for P1 probe	0	-15	217	PSI
Probe	PA20	20mA or 4.5V readout for P1 probe	217	0	885	PSI
Probe	CAL	P1 probe offset	0.0	-12.0	12.0	°C
Probe	P2C	P2 probe setting (4/20mA, 0-5V, ntc)	tEn			
Probe	FA04	4mA or 0.5V readout for P2 probe	0	-15	507	PSI
Probe	FA20	20mA or 4.5V readout for P2 probe	507	0	885	PSI
Probe	FCAL	P2 probe offset	0	-200	200	PSI
Probe	P3C	P3 probe setting (4/20mA, 0-5V, ntc)	nt10			
Probe	3P04	4mA or 0.5V readout for P3 probe	0	-15	145	PSI
Probe	3P20	20mA or 4.5V readout for P3 probe	145	0	885	PSI
Probe	O3	P3 probe offset	0.0	-12.0	12.0	°C
Probe	P4C	P4 probe setting (NTC 10K, NTC 86K)	nP			
Probe	O4	P4 probe offset	0.0	-12.0	12.0	°C
Probe	2CPb	Probe selection for second suction circuit 2	nP			
Probe	FPb	Probe setting for fan	P2			
Digital Inputs	iF01	Function 1 configurable digital input	OA1			
Digital Inputs	iF02	Function 2 configurable digital input	HP			
Digital Inputs	iF03	Function 3 configurable digital input	LP1			
Digital Inputs	iF04	Function 4 configurable digital input	nu			
Digital Inputs	iF05	Function 5 configurable digital input	nu			
Digital Inputs	iF06	Function 6 configurable digital input	nu			
Digital Inputs	iF07	Function 7 configurable digital input	nu			
Digital Inputs	iP01	Safety input for Load 1 polarity (13-14):	OP			
Digital Inputs	iP02	Safety input for Load 2 polarity (13-15):	OP			
Digital Inputs	iP03	Safety input for Load 3 polarity (16-17):	OP			
Digital Inputs	iP04	Safety input for Load 4 polarity (16-18):	OP			
Digital Inputs	iP05	Safety input for Load 5 polarity (16-18):	OP			
Digital Inputs	iP06	Safety input for Load 6 polarity (16-18):	OP			
Digital Inputs	iP07	Configurable digital input i1F polarity (22-23):	OP			
Digital Inputs	d1d	Digital input delay for i1F= oA1 or Co1	0	0	255	sec
Digital Inputs	d2d	Digital input delay for i2F= oA1 and Co1	0	0	255	sec
Digital Inputs	d3d	Digital input delay for i3F= oA1 and Co2	0	0	255	sec
Digital Inputs	d4d	Digital input delay for i4F= oA1 and Co2	0	0	255	sec
Digital Inputs	d5d	Digital input delay for i5F= oA1 and Co3	0	0	255	sec
Digital Inputs	d6d	Digital input delay for i6F= oA1 and Co3	0	0	255	sec
Digital Inputs	did	Liquid level alarm, signaling delay	0	0	255	min
Digital Inputs	didA	External alarm, signaling delay:	0	0	255	min
Digital Inputs	ALMr	Manual reset for compressor/fan alarms	YES			
Configuration	dEU	Displaying measurement unit: pressure or temperature	tPr			
Configuration	CF	Measurement unit for temperature	°C			
Configuration	PMU	Measurement unit for pressure	PSI			
Configuration	rES	Resolution for display and parameters	dE			
Configuration	dEU1	Upper display: pressure or temperature selection	tPr			
Configuration	dSP2	Lower display: pressure or temperature selection	P2			
Configuration	dEU2	Lower display: pressure or temperature selection	PrS			

Group	Parameter	Description	Edit	Minimum	Maximum	Unit
Compressor	Pbd	Proportional band for compressors regulation, suction 1	0.8	0.1	30.0	°C
Compressor	rS	Band offset, suction 1	0.2	-12.0	12.0	°C
Compressor	inC	Integral time, suction 1	150	0	999	sec
Compressor	2Pbd	Proportional band for compressors regulation, suction 2	0.2	0.1	30.0	°C
Compressor	2rS	Band offset, suction 2	0.0	-12.0	12.0	°C
Compressor	2inC	Integral time, suction 2	500	0	999	sec
Compressor	ton	Time with digital compr. at PMA value before starting a	0	0	255	sec
Compressor	toF	Time with digital compr. at PM before turning off a load	0	0	255	sec
Compressor	ESC	Energy saving for compressors regulation	0.0	-50.0	50.0	°C
Compressor	2ESC	Energy saving for compressors regulation, circuit 2	0.0	-50.0	50.0	°C
Compressor	OnOn	Minimum delay between 2 switching on of the same com	0	0	255	min
Compressor	OFOOn	Delay between the switching off and on of the same com	0	0	255	min
Compressor	don	Time delay between the insertion of two different loads	00:10			10 sec
Compressor	doF	Time delay between switching off of two different compr	00:20			10 sec
Compressor	donF	Minimum time a stage stays ON	05:00			10 sec
Compressor	MAon	Maximum time a stage stays switched ON	0	0	24	hours
Compressor	FdLy	don delay enabled also for the first request	no			
Compressor	FdLF	doF delay enabled also for the first switching off	no			
Compressor	odo	Regulation delay at power on	0	0	255	sec
Compressor	LSE	Minimum set point (compressors)	-50.0	-50.0	15.0	°C
Compressor	HSE	Maximum set point (compressors)	15.0	-50.0	150.0	°C
Compressor	2LSE	Minimum set point compressors, for circuit 2	-42.3	-50.0	9.5	°C
Compressor	2HSE	Maximum set point compressors for circuit 2	9.5	-42.3	150.0	°C
Compressor	Lit	Set point for liquid injection	90.0	0.0	180.0	°C
Compressor	Lid	Differential for liquid injection	10.0	0.1	25.5	°C
Compressor	LiPr	Probe selection for liquid injection	nP			
Fans	Pb	Proportional band for fan regulation	4.0	0.1	30.0	°C
Fans	ESF	Energy saving differential for fan regulation	0.0	-50.0	50.0	°C
Fans	PbES	Band offset for fan regulation in ES	0.0	-50.0	50.0	°C
Fans	Fon	Time delay between the insertion of two different fan	0	0	255	sec
Fans	FoF	Time delay between switching off of two different fan	0	0	255	sec
Fans	LSF	Minimum set point (fan)	9.5	-50.0	49.7	°C
Fans	HSF	Maximum set point (fan)	49.7	9.5	150.0	°C
Fans	PAO	Alarm probe delay at power on	30	0	255	min
Alarm	LAL	Pressure alarm set low limit (compressors)	-50.0	-50.0	31.3	°C
Alarm	HAL	Pressure alarm set high limit (compressors)	31.3	-50.0	150.0	°C
Alarm	tAo	Pressure/temperature alarm delay (compressors)	15	0	255	min
Alarm	ELP	Electronic pressure switch threshold	-47.9	-50.0	-0.5	°C
Alarm	2LAL	Pressure alarm set low limit, , suction 2	-50.0	-50.0	19.4	°C
Alarm	2HAL	Pressure alarm set high limit, suction 2	19.4	-50.0	150.0	°C
Alarm	2tAo	Pressure/temperature alarm delay , suction 2	15	0	255	min
Alarm	2ELP	Electronic pressure switch threshold, suction 2	-50.0	-50.0	0.0	°C
Alarm	SEr	Working hour alarm set (tenth of ours)	999	0	999	10 Hrs
Alarm	PEn	Pressure switch maximum activations	5	0	15	
Alarm	PEI	Pressure switch activations time	60	0	255	min
Alarm	SPr	Number of compressors ON with faulty probe	0	0	6	
Alarm	2PEn	Low Pressure switch maximum activations, suction 2	5	0	15	
Alarm	2PEI	Low Pressure switch activations time, suction 2	60	0	255	min
Alarm	2SPr	Number of compressors ON with faulty probe, suction 2	1	0	6	
Alarm	PoPr	Capacity engaged with suction 1 probe failure	50	0	100	%
Alarm	LAF	Low pressure alarm set (fan)	-50.0	-50.0	51.1	°C
Alarm	HAF	High pressure alarm set (fan)	51.1	-50.0	150.0	°C
Alarm	AFd	Pressure alarm delay	5	0	255	min
Alarm	HFc	Compressor off with high pressure (temperature) alarm	YES			
Alarm	dHF	Interval between 2 compressors turning off with high pre	5	1	24	sec
Alarm	PnF	Fan pressure switch maximum activations	5	0	15	
Alarm	PiF	Fan pressure switch activations time	60	0	255	min
Alarm	FPr	Fan ON with faulty probe	0	0	6	
Alarm	ASH0	Differential for superheat warning 1	5.0	0.1	30.0	°C
Alarm	ASH1	Superheat warning delay	240	0	255	sec
Alarm	ASH2	Superheat suction alarm 1 set	5.0	0.1	15.0	°C
Alarm	ASH3	Superheat suction alarm 1 delay	120	0	255	sec
Alarm	ASH4	Compressors turning off for suct. Superheat alarm 1	no			
Alarm	ASH5	Differential for regulation restart for suct. Superheat alar	5.0	0.1	15.0	°C
Alarm	ASH6	Regulation restart delay after superheat>ASH2+ASH5	1	0	255	min
Alarm	ASH7	Superheat 1 value for valve 1 hot gas injection	10.0	0.1	30.0	°C
Alarm	ASH8	ASH7 differential	2.0	0.1	15.0	°C
Alarm	ASH9	Probe for superheat managing	nP			

Group	Parameter	Description	Edit	Minimum	Maximum	Unit
Dynamic set	dSEP	Dynamic Set point function enabled	P3			
Dynamic set	dSES	External temperature set for DYNAMIC SET POINT function	15.0	-50.0	150.0	°C
Dynamic set	dSEb	Proportional band DYNAMIC SET POINT	5.0	-50.0	50.0	°C
Dynamic set	dSEd	Differential for DYNAMIC SET POINT	2.0	-50.0	50.0	°C
Analog output	AOC	Analogue output 1 working mode	tEn			
Analog output	AOF	Analog output 1 function	InC1			
Analog output	InCP	Frequency compressor always starts at first	no			
Analog output	AOP	Reference probe 1 analog output (only function FREE)	nP			
Analog output	LAO	Lower limit 1 analog output (AOF = FREE)	-1.1	-50.0	150.0	°C
Analog output	UAO	Upper limit 1 analog output (AOF = FREE)	59.8	-50.0	150.0	°C
Analog output	AOM	Minimum value of analogue output 1	0	0	100	%
Analog output	AOt	Time with analog output 1 at max when after exceeding A	0	0	15	sec
Analog output	MPM	Maximum % variation per minute, analog output 1	100	0	100	%
Analog output	SAO	Percentage of analog output 1 in case of probe failure	50	0	100	%
Analog output	AOH	Maximum analog output 1 percentage when silence mode	70	0	100	%
Analog output	2AOC	Analogue output 2 working mode	tEn			
Analog output	2AOF	Analog output 2 function	InF			
Analog output	2AOM	Minimum value of analogue output 2	0	0	100	%
Analog output	2AOt	Time with analog output 2 at max when after exceeding A	5	0	15	sec
Analog output	2MPM	Maximum % variation per minute, analog output 2	100	0	100	%
Analog output	2SAO	Percentage of analog output 2 in case of probe failure	50	0	100	%
Analog output	2AOH	Maximum analog output 2 percentage when silence mode	70	0	100	%
Alarm	tbA	Alarm relay silencing	YES			
Alarm	OAP	Polarity alarm relay	cL			
Configuration	oFF	off function enabled	no			
Alarm	bUr	Buzzer enabled	YES			
More	Adr	Serial address	1	1	247	
More	rEL	Release firmware				
More	Ptb	Parameter table code	2	0	65535	
More	Pr2	Pr2 access				
Regulation	StC1	Set point for compressors	-0.5	-50.0	15.0	°C
Regulation	StC2	Set point for compressors circuit 2	0.0	-42.3	9.5	°C
Regulation	SEtF	Set point for fans	25.0	9.5	49.7	°C

ANEXO N° 5 Lista de parámetros configurados en el controlador XEV02D

Group	Parameter	Description	Edit	Minimum	Maximum	Unit
REGULATION	CtY	Default parameters	dGS			
DIGITAL OUTPUT	oA1	Digital output 1 configuration	dmd			
DIGITAL OUTPUT	oA2	Digital output 2 configuration (open collector)	nu			
DIGITAL OUTPUT	oP1	Digital output 1 polarity	oP			
DIGITAL OUTPUT	oP2	Digital output 2 polarity	oP			
REGULATION	tbA	Alarm output deactivation (only if oAx=ALr)	NO			
REGULATION	bEn	Buzzer management: on=enabled; oFF=disabled	on			
PROBE	P2C	Probe P2 configuration (NTC, NTC86K, PT1000)	nP			
PROBE	o2	Probe P2 calibration	0.0	-12.0	12.0	°C
PROBE	PA4	Local pressure probe value at 4mA or at 0V	10.0	0.0	100.0	%
PROBE	P20	Local pressure probe value at 20mA at 5V or at 10V	100.0	10.0	100.0	%
DISPLAY	Lod	Default display	PEr			
DISPLAY	CF	Temperature unit of measure	°C			
DISPLAY	rES	Temperature resolution (valid only if CF=C)	dE			
DIGITAL INPUT	i1F	Digital input 1 configuration (voltage free contact)	onF			
DIGITAL INPUT	i2F	Digital input 2 configuration (powered input)	nP			
DIGITAL INPUT	i1P	Digital input 1 polarity	CL			
DIGITAL INPUT	i2P	Digital input 2 polarity	oP			
REGULATION	Sut	Start up time: valve activation time before starting the regulation	0.0			sec
REGULATION	tdG	Modulation time interval (DG or dmd)	20	10	40	sec
ALARM	ALL	Low temperature alarm: this blocks the regulation. Manual reset required	-2.0	-30.0	200.0	°C
ALARM	dLL	Low temperature alarm activation delay	180	0	999	sec
ALARM	dLt	Discharge line temperature for DG compressor block or alarm output activation	145.0	-30.0	200.0	°C
ALARM	dth	Differential for compressor re-start after DLT alarm	10.0	0.0	99.9	°C
ALARM	dLd	DLT alarm activation delay	60	0	999	sec
ALARM	dCt	Cooling time for DG compressor after DLT alarm	10	0	255	min
ALARM	dLn	Number of DLT alarms in dLi hours before blocking compressor (0=function disabled)	0	0	15	
ALARM	dLi	Time interval (in hours) in which to check dLn number of DLT alarms (0=function disabled)	0	0	24	
ALARM	CEd	Maximum compressor capacity (in percentage) in case of probe error	10	10	100	
ALARM	Cdd	Maximum compressor capacity (in percentage) in case of DLT alarm. Note: for time dLd	10	10	100	
ALARM	CEi	Maximum compressor capacity (in percentage) in case of regulation input error	30	10	100	
ALARM	dEr	Alarm delay in case of regulation input/probes reading error	90	1	999	sec
REGULATION	2on	Minimum delay between two DG compressor start-ups	0	0	255	min
REGULATION	2oF	Delay between DG compressor switch-off and start-up	0	0	999	sec
REGULATION	odo	Power on regulation delay: the regulation starts after this delay	0	0	999	sec
REGULATION	dSL	Lower limit for control signal (in percentage)	0	0	100	
REGULATION	Si0	Minimum input value in percentage	10	0	100	
REGULATION	Si1	Maximum input value in percentage	100	10	100	
REGULATION	PMi	Minimum load in percentage	10	0	100	
REGULATION	PMA	Maximum load in percentage	100	10	100	
OTHER	A2F	ALARM key timed function configuration (3sec)	nu			
OTHER	Adr	Serial address	1	1	247	
OTHER	bAU	Baudrate for serial communication	9.6			
OTHER	dP1	Regulation input display	0.0			°C
OTHER	dP2	Probe P2 display	0.0			°C
OTHER	d1S	Digital input status display (isolated contact)	NO			
OTHER	d2S	Digital input status display (not isolated contact)	NO			
OTHER	rEL	Release Firmware				
OTHER	Ptb	Parameters table code	1	0	999	
OTHER	Pr2	Protected parameters input				