



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD INGENIERIA

ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA ELÉCTRICA

TITULO

**“CONVERSION DE TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE AGUA EN
DESAIREADOR TERMICO A VAPOR PARA ELIMINAR OXIGENO Y DIOXIDO DE
CARBONO EN TUBERIA DE CALDERA EN LA EMPRESA VITAPRO S.A.C”**

**TESIS PARA OBTENER EL TITULO PROFESIONAL DE INGENIERO
MECANICO ELECTRICISTA**

AUTOR

QUILCAT CASANATÁN, JHONATAN JOEL

ASESOR

ING. RAUL PAREDES ROSARIO

LINEA DE INVESTIGACION

GENERACION, TRANSMISION Y DISTRIBUCION

TRUJILLO – PERU

2018

PÁGINA DEL JURADO

.....

PRESIDENTE

ING. LUIS JULCA VERASTEGUI

.....

SECRETARIO

ING. ELI GUAYAN HUACCHA

.....

VOCAL

ING. RAUL PAREDES ROSARIO

DEDICATORIA

La presente tesis está dedicada en primer lugar a Dios por darme la vida y la oportunidad de estudiar. Así como también a mis padres y hermanos por siempre estar junto a mi cuando más los necesito. A mi abuela y tía por siempre mostrarme su apoyo incondicional e incentivar me a que estudie. A todos ellos por formarme en cada aspecto de mi vida, porque para mí son la base principal de mi vida, ya que ellos siempre han sabido guiar cada paso que he dado, poniendo mi persona antes que sus compromisos personales.

AGRADECIMIENTO

Deseo expresar mi agradecimiento a todas las personas que de alguna manera han colaborado con la realización de este trabajo de titulación. Especialmente a mi asesor especialista, Ing. Raúl Paredes Rosario. Así mismo agradecer también al Ing. Luis Alberto Julca Verástegui, que estuvo a cargo del curso de Desarrollo de Proyecto de Investigación y al Ing. Jorge Inciso Vasquez, quien estuvo a cargo del curso de Proyecto de Investigación. Quienes con su valiosa colaboración, ideas y aportes hacia mi persona, se pudo hacer posible el desarrollo y termino de tesis.

DECLARACIÓN DE AUTENTICIDAD

Yo Jhonatan Joel Quilcat Casanatán con DNI N° 70649629, a efecto de cumplir con las disposiciones vigentes consideradas en el Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica, declaro bajo juramento que toda documentación que acompaño es veraz y auténtica.

Así mismo, declaro también bajo juramento que todos los datos e información que se presenta en la presente tesis son auténticos y veraces.

En tal sentido asumo la responsabilidad que corresponda ante cualquier falsedad, ocultamiento u omisión tanto de los documentos como de la información aportada por lo cual me someto a lo dispuesto en las normas académicas de la Universidad César Vallejo.

Trujillo, 10 de julio del 2018

INDICE

RESUMEN.....	1
ABSTRACT.....	2
1. INTRODUCCION	
- REALIDAD PROBLEMTICA.....	3
- TRABAJOS PREVIOS.....	4
- TEORIAS RELACIONADAS AL TEMA	5
- FORMULACION DE PROBLEMA	26
- JUSTIFICACION DEL ESTUDIO.....	26
- OBJETIVO GENERAL	27
- OBJETIVOS ESPECIFICOS	27
2. METODO.....	28
- VARIABLES.....	29
- POBLACION Y MUESTRA	31
- METODO ANALISIS DE DATOS	31
- ASPECTO ETICO	32
3. RESULTADOS.....	34
4. DISCUSIONES	52
5. CONCLUSIONES	54
6. RECOMENDACIONES	56
7. BIBLIOGRAFIA	57
8. ANEXOS	59 - 105

RESUMEN

La presente tesis principalmente se encarga de convertir un tanque de almacenamiento de agua en un desaireador térmico para eliminar dióxido de carbono y oxígeno, por medio de vapor. La empresa VITAPRO S.A.C, utiliza secuestradores de oxígeno y dióxido de carbono para alimentar su caldera con agua desmineralizada, por lo que serán reemplazado por un desaireador térmico a vapor con presión de 1.15 bar absoluto, teniendo en cuenta que el agua de condensado llega al tanque de almacenamiento con una temperatura promedio de 83.5 °C y lo que se logrará es aumentar la temperatura del agua a 105 °C.

Sabiendo que el agua a temperatura ambiente, posee una cantidad de oxígeno en el agua de 8 partes por millón, los resultados después de elevar la temperatura a 105 °C, fue diluir el oxígeno y lograr tener tan solo 7 partes por billón de oxígeno por cada litro de agua.

Este proceso de desaireación primordialmente se encarga de elevar la temperatura del agua condensada, a una cierta temperatura, mediante vapor proveniente de la caldera de 400 BHP.

La cantidad de flujo másico de vapor que se necesita para elevar la temperatura de agua a 105°C, se determinó por balance de masa y energía, la cual dio como resultado 0.065 kg/s, dicha cantidad de vapor producida de la caldera transmitirá su temperatura por medio de inyectores que se instalaron en la parte interior del tanque de almacenamiento ya existente. Cabe resaltar que cada diámetro de tubería se encuentra dimensionada en resultado y expresadas detalladamente en anexos.

Asimismo, se determinó la necesidad de utilizar aislante térmico para las tuberías, tanto de agua y de vapor. El espesor de aislante térmico fue de 2 pulgadas, ya que muestra una mayor eficiencia, es comercial, muestra menos pérdida de calor y como consecuencia se pierde menos económicamente.

Como último cálculo se utilizó el retorno sobre la inversión que se tendrá que hacer para convertir un tanque de almacenamiento de agua en desaireador térmico, en el cual se tomó en cuenta todos los accesorios previamente representados en un diseño, se determinó que en aproximadamente 11 meses, se podrá recuperar lo invertido.

Palabras Clave: desaireación, secuestrador de oxígeno, agua desmineralizada ...

ABSTRACT

The present test is mainly about a water storage tank in a thermal deaerator for the delivery of carbon dioxide and oxygen, by means of steam. The company VITAPRO SAC, uses oxygen and carbon dioxide sequestrants to feed its boiler with demineralized water, so it was replaced by a steam thermal deaerator with a pressure of 1.15 bar absolute, taking into account that the condensate water reaches the tank with an average temperature of 83.5 ° C and that it was possible to increase the water temperature to 105 ° C.

Knowing that the water at room temperature, has an amount of oxygen in water of 8 ppm, the results after raising the temperature to 105 ° C, the oxygen was diluted and it was obtained only in 7 ppb of oxygen for each liter of Water .

This deaeration process is primarily responsible for raising the temperature of the condensed water, at a certain temperature, by steam coming from the 400 BHP boiler.

The amount of mass flow of steam needed to raise the water temperature to 105 ° C, was determined by mass and energy balance, which resulted in 0.065 kg / s, said amount of steam produced from the boiler will transmit its temperature by means of injectors that were installed in the inner part of the existing storage tank. It should be noted that each pipe diameter is dimensioned in the result and expressed in detail in appendices.

Also, the need to use thermal insulation for pipes, both water and steam was determined. The thickness of thermal insulation was 2 inches, since it shows greater efficiency, is commercial, shows less heat loss and as a result is less economically lost.

As the last calculation that has the return of the investment that can be made to convert it into a water storage tank abroad, in which all the accessories, previously represented in a design, were taken into account, it was determined that in approximately 10 months, you can recover the investment.

Key Words: deaeration, oxygen scavenger, demineralized water

I. INTRODUCCION

REALIDAD PROBLEMÁTICA

Según información publicadas por el Instituto Nacional de Estadística e Informática (INEI), el 99,6% de las empresas nacionales existentes son calificadas como pequeñas y mediana.

La información muestra que en Perú constaban, a junio de 2013, 1.713.272 empresas, de los cuales el 99,6% son micro, pequeñas y medianas, con respecto a los criterios determinados por las nuevas categorías determinadas en la "Ley que cambia diversas leyes para sea más facil la inversión, incitar el desarrollo beneficioso y el incremento empresarial", promulgada el 1 de julio de 2013.

El informe del INEI mostró que, según la parte empresarial, el 96,2% de las empresas son microempresas, el 3,2% pequeñas empresas, el 0,2% medianas empresas y el 0,4% grandes empresas.

Park, T. (2018)

En la actualidad existen empresas pequeñas y medianas que, por falta de conocimiento, de presupuesto o simplemente porque la cantidad de agua a utilizar en los procesos es pequeña, no cuentan con desaireador, utilizando agua "cruda" como realimentación para caldera el cual, al no ser tratada adecuadamente, lleva consigo partículas de oxígeno y co2 quienes después de un tiempo, producen oxidación principalmente en la caldera suministrada por dicho fluido. Esto ocasionaría perdidas muy grandes para la empresa en el aspecto de producción y en lo económico.

Específicamente se dimensionará un desaireador térmico quien es un proceso del calentador abierto y agranda su función de expulsión del oxígeno al trabajar a temperaturas adecuadas a presiones superiores de la atmosférica. Por esta razón no es más que un calentador «abierto» es, sin embargo, un calentador de contacto directo.

El desaireador cumple el objetivo de eliminar el 99% del O2 diluido en el agua de retorno a la caldera. El principio de funcionamiento se basa simplemente en atomizar el agua. Finalmente, en el estanque de agua, se instalan unos inyectores de vapor, por cuales mediante transferencia de masa ceden toda su energía al agua, y mantiene constante la temperatura del agua sobre los 100°C.

Lo que se analizará en esta tesis será la conversión de tanque de almacenamiento de agua en desaireador térmico a vapor para eliminar oxígeno y CO₂ y eliminar la corrosión en tubería de caldera, quien será dimensionado en el transcurso de esta.

TRABAJOS PREVIOS

VARGAS, JUSTO (2004) “DISEÑO DE UN DESGASIFICADOR TERMICO DEL TIPO ASPERSION- RELLENO, DE 90900 Kg/Hr. PARA EL AGUA DE ALIMENTACION A GENERADORES DE VAPOR”

Esta tesis, que se realizó en la Universidad Nacional de Ingeniería, Lima – Perú, concluye que Para los cálculos de los componentes del equipo desgasificador térmico, se presentaron dificultades por la poca información disponible en nuestro medio. Se tomó en cuenta información de antiguas formas constructivas, y también las construcciones actuales según HEI y fabricantes especializados. Se han tomado en cuenta procedimientos de cálculo para situaciones semejantes a las del presente trabajo, considerando resultados de ensayo de este tipo de aparato. Se han obtenido dimensiones de las partes que concuerdan con las que aparecen en los planos que presentan los fabricantes en sus catálogos de información.

CENTURION, NORGE (2016) “Propuesta de un sistema de cogeneración en ciclo Hirn para la empresa industrial Danper Trujillo SAC para disminuir costos de combustible y energía eléctrica.”

Esta tesis, que se realizó en la Universidad Cesar Vallejo, Trujillo – Perú, concluye que la planta térmica tiene un sistema antiguo también que depende puramente del SEIN, asimismo provoca un flujo de vapor de 1500 BHP al 85% de carga gastando 0.357 kg/s el cual recobra agua en un 40% del flujo total.

Los equipos del sistema de cogeneración que conforman es una turbina de 1577.95 kW, una caldera de vapor sobrecalentado de 1500 BHP al 85% de carga, un desaireador de 0.0758 kg/s de vapor sobrecalentado y la tubería de vapor 8.6”

VASQUEZ, JOSE (2014) “Estudio de Maquinas de Desaireación en Instalaciones de Vapor”.

Esta tesis, que se realizó en la Universidad de Sevilla, Sevilla – España, concluye en que la diferencia en sí, tan solo da a conocer la justificación de por qué se utiliza en muchas ocasiones los desaireadores presurizados en lugar de los desaireadores químicos como un solo agente preventivo. Es cierto que los desaireadores presurizados no consiguen las medidas de expulsión de vapores que posee el desaireador químico, se considera que aproximadamente con 7 ppb por cada litro de agua, es lo ideal para asegurar la cantidad de oxígeno diluido en agua, el primordial origen de corrosión analizada. Asimismo, se ha expuesto anteriormente, la mezcla de ambas técnicas de desaireación hace que sea provechosa de cara a un superior apartamiento de vapores, con la ventaja agregada de que por un cierto punto de vista se obtiene una cantidad superior de O₂ diluido a comparación de lo conseguido por los desaireadores presurizados y por otro punto de vista es necesario conseguir un mínimo nivel de purga en caldera con respecto al emplea única de desaireadores químicos.

TEORIAS RELACIONADAS AL TEMA

DESGASIFICADOR

- Desairedor químico.

Para este tipo de desaireación, el transcurso de complemento de secuestradores químicos se hace por medio de almacenes que cuentan con dicha sustancia desaireadora, las cuales son conectadas al sistema de agua que tiene la fábrica. Diversos secuestradores de oxígeno tienen como rol, descartar el oxígeno diluido en el agua de retorno. Su constante uso sufre un costo agregado de expulsión de purgas para no ocasionar posibles deposiciones de sales y otras partículas. Desempeñan la misma característica que un desgasificador térmico, solo cambia la forma.

Hay varios productos se encargan de apartar los gases diluidos en el agua de alimentación.

(GOMEZ, 2014).

Eliminadores de O₂

- Sulfitos: Dicha sustancia al ser combinada con el oxígeno, crea el sulfito sódico. El sulfito sódico se debe encontrar almacenado en el tanque del desaireador, para así hacer contacto con el agua que llega al desaireado y poder reducir la cantidad de oxígeno que lleva

consigo el agua. Dicha sustancia cuando trabaja a presión mayor a 50 bar, sufre alteraciones y se convierte en dióxido de azufre. El sulfito reacciona de manera muy rápida con el oxígeno. Pero cuando la temperatura es mínima, se debe utilizar sulfito de cobalto como catalizador, para apresurar la reacción. Esta sustancia no es recomendable cuando se va a trabajar con presiones mayores a 5.52 bar. Este tipo de secuestrador de oxígeno cuando se apresura su reacción con el oxígeno (con sulfato de cobalto) se transforma muy veloz, por lo que se recomienda dosificarlo por partes en el depósito del desaireador. Es recomendable que por cada ppm de O₂, se debe agregar 7.880 ppm de sulfito sódico. Aproximadamente la relación entre ellos debe estar en 10:1 (GOMEZ, 2014).

- Hidracina: Ocupó el lugar del sulfito en procedimientos de alta presión. A comparación del anterior secuestrador de oxígeno, este es conveniente, ya que, en el caldero, la cantidad de sólidos no aumente. Sin embargo posee el encontrarse en la lista de cancerígeno, es su desventaja y como tal es necesario de un manejo exclusivo. En la actualidad dicha sustancia se ajusta a sistemas mayores de producción de vapor. Cuando su uso es al 35%, ella se sostiene a proporción de 0,05÷0,10 ppm. Cuando se opera a menos de 150°C la fusión es demasiado pausada, para ellos se utiliza como catalizador la hidroquinona, ya que acrecienta la rapidez de reacción entre 10 y 100 veces. Mientras que cuando se opera con más de 400 °C, la hidracina empieza a alterarse y se hace amoníaco, el cual es corrosivo para materiales como cobre, y aleaciones. (GOMEZ, 2014).
- Carbohidracina: Es el reemplazo de la hidracina y actúa de la misma forma que ésta sin embargo no posee los riesgos relativos de la hidracina. Al igual que la ella, no aumenta los sólidos en el caldero. Sin embargo posee el problema que la reacción con el oxígeno genera 0,7 ppm de CO₂ por cada ppm de oxígeno, lo cual se debe considerar en el cálculo de necesidades de amina (GOMEZ, 2014).
- Neutralizante: La cantidad a utilizar es de 1,4 ppm de carbohidracina/ppm de oxígeno diluido, y se dosifica solamente al sistema en forma de solución 6.5%. El agregado recomendado en el agua de retorno es la suficiente para controlar 0,05 ÷0,3 ppm como hidracina, ya que se da ésta en el interior de la caldera (GOMEZ, 2014).

Eliminadores de CO₂.

Si existe una incorrecta desaireación o el agua únicamente es descalcificada, manteniendo la alcalinidad y a la vez dando lugar a la desintegración de carbonatos y bicarbonatos en el caldero, el CO₂ diluido pasa al vapor y al condensarse, se convierte en ácido carbónico, provocando la corrosión ácida en las líneas de retorno, infectando el agua condensada con

hierro diluido. Por esta razón, para conservar un pH entre 8.3 y 8.5 como mínimo, se tendrá que agregar una amina neutralizante. A una cantidad de 2÷3 ppm de producto convendría ajustar el número de amina neutralizante aumentada. Su oficio es expulsar el CO₂ del agua de retorno por medio de desaireación o por desintegración de carbonatos y bicarbonatos. La Amina neutralizante convierte sales al transformarse con el ácido carbónico originario del CO₂ del vapor. La Amina Neutralizante además enaltece el pH del agua por alineación de hidroxilos. (GOMEZ, 2014).

- Expulsores de incrustes:

El cargo primordial de anti incrustantes es el apresuramiento químico y quelación de iones, inhibición y/o dispersión para impedir la creación de incrustaciones originarios de las sales diluidas en el agua de calderos. La utilización de ello, impide incrustaciones, disminución de producción. No son agentes desaireadores, pero pueden intervenir y generar la expulsión de gases diluidos por la función que tienen de hacer el agua condensada para posteriormente realizar el proceso de desaireación. Los productos importantes usados son fosfatos, quelantes, fosfonatos y dispersantes (GOMEZ, 2014).

Desaireadores térmicos

El desaireador térmico se encarga de diluir las partículas sólidas que no hayan reaccionado químicamente, la cual se cumple al calentar el agua, por lo que la cantidad de solidos es mínima, casi a eliminarse completamente cuando la temperatura está a nivel de saturación, la cual corresponde a la presión con la que se esta trabajando. Entonces, mientras más se aumenta la temperatura del agua en el desaireador se van a ir despegando los gases diluidos. Los residuos de O₂ y CO₂ logran valores estándares inferiores a 0.007 ppm y 2 ppm respectivamente, al pasar por el proceso de desaireación.

(GOMEZ, 2014)

La cantidad de O₂ disuelta en el agua depende de la temperatura que posee, tal como es posible observar en la figura N° 1

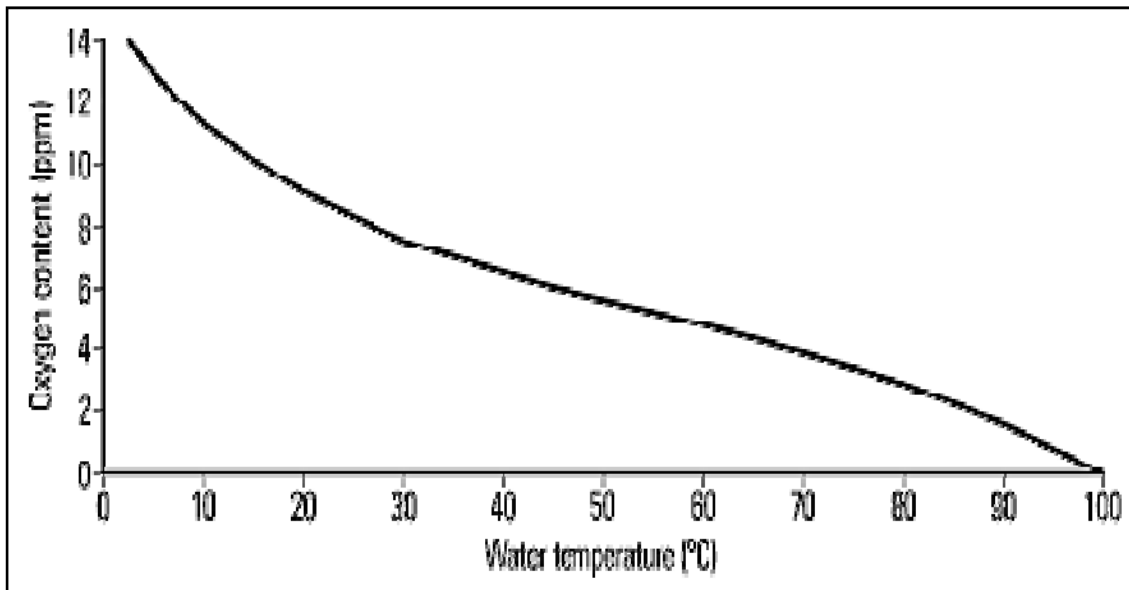


Figura N° 1

(DESAIREACION TERMICA V/S QUIMICA)

- **Desgasificadores atmosféricos**

En la naturaleza de desaireadores térmicos el desaireador atmosférico es el más sencillo. Su uso no es de mejor eficiencia dentro de las clases, pero, es el más económicos. La cantidad de disminución de O₂ avala cantidades de unas 5 ppm, algo que es suficiente para las exigencias en industrias de alto nivel. Por esta razón es que este tipo de desaireador es de menor uso, además no es posible utilizar en algunas conexiones de vapor, las cual están instaladas con el propósito de producir energía, por lo que económicamente es importante.

(GOMEZ, 2014)

- **Desgasificadores presurizados.**

Este tipo de desaireador posee una torre de desaireación, en su parte alta, la cual esta fusionada con el tanque. También se puede observar accesorios como regulador de control de vapor, regulador de control de condensado, conducto de ventilación de gases, registrador de altura de líquido en el almacenamiento y drenaje a bombas de retorno al caldero. Tanto el líquido que sale del condensador y el agua de reposición, entran a la parte

superior del desaireador a través de un repartidor, sabiendo que la instalación de la parte superior es para desaireador tipo spray, el líquido al ingresar al desaireador es elevada a la temperatura correspondiente a la presión de trabajo, dicha presión que lleva consigo el vapor. Estos parámetros se dan para lograr que sea más veloz la transferencia de calor del vapor hacia el agua, con el consecuente crecida de temperatura hasta alcanzar la saturación. Esto expulsa los gases diluidos, para después unirse con el exceso de vapor y tener salida a la atmosfera gracias a una ventilación. Es necesario saber que al mezclarse los gases con el vapor, su temperatura será inferior a la correspondiente de la presión y el venteo operará termostáticamente. Un manto de vapor se forma sobre el acaparamiento de agua e impiden una reabsorción de los gases (GOMEZ, 2014).

El agua desaireada desciende después al cilindro de almacenamiento, donde el flujo de vapor ascendente previene de re-contaminación.

El nivel de desaireación logrado por los desaireadores atmosféricos no es suficiente. Como progreso aparecen los desaireadores presurizados. La intención de adquirir agua con poca agrupación de gases diluidos mediante una elevación de temperatura se conserva, pero el nivel de expulsión puede superar hasta 90 veces más. Cuando se añade un secuestrador de oxígeno, es para eliminar la existencia de oxígeno y evitar la corrosión, en alto grado. Dicho procedimiento es habitual en empresas que generan vapor en algunos sitios del continente Europeo. Pero, también existen empresas que requieren minimizar la cantidad de compuestos químicos en sus procesos. Para ello es normal utilizar desaireadores a presión o vacío, siendo los iniciales de mayor capacidad de eliminación de gases.

Estos desaireadores posee un tanque a presión en el cual hacen contacto entre el agua y vapor a velocidades previamente determinadas. En el momento que esto sucede, el líquido se calienta y se liberan todos los sólidos diluidos que no son condensables, pero a la vez son extraídos , para evitar que reacciones con oxígeno o anhídrido carbónico y sea corrosivo. (GOMEZ, 2014).

El objetivo de esta tesis es evitar la corrosión y tener una buena eficiencia en el proceso de producción, por lo que lo primordial de este proyecto es el desaireador, ya que dicha maquina está hecho en el proceso de una planta de vapor para no causar daños en las bombas de alimentación, tuberías, calderas y cualquier elemento de la instalación que esté en el lazo de alimentación (o retorno) de los efectos producidos por los gases responsables de la corrosión. Esto se ejecuta por medio de la reducción de cantidad de gases no

condensables que contiene, en su mayoría oxígeno y anhídrido carbónico, hasta un nivel en que ya no pueden ser calificados como agentes activos de corrosión.

CONSERVACION DE MASA

FORMULACIÓN MATEMÁTICA DE LA PRIMERA LEY

Pasamos a considerar la formulación matemática del principio de conservación de la energía, que es en definitiva el primer principio de la termodinámica. Para ello, distinguiremos entre sistemas cerrados y sistemas abiertos. En cualquier caso, se trata de realizar un balance de energías en el sistema considerado, de manera que la variación en la energía del sistema se explica por la diferencia entre la energía que recibe y la energía que entrega.

A este respecto, es claro que, puesto que la energía ni se crea ni se destruye, no es posible que la energía entregada por un sistema sea mayor que la energía que tenía inicialmente más la energía que ha recibido. A un sistema así se le llama móvil perpetuo de primera especie, porque viola el Primer Principio. Dado que la energía interna es una propiedad del sistema, es conveniente definir su variación, más que su valor en un estado dado, de manera de tener presente que su valor varía por los procesos que sufra el sistema.

Definiendo la variación en la energía interna, $\Delta U = U_f - U_i$,

puede expresarse como: $\Delta U = Q + W$

PRIMERA LEY APLICADA A UN CICLO

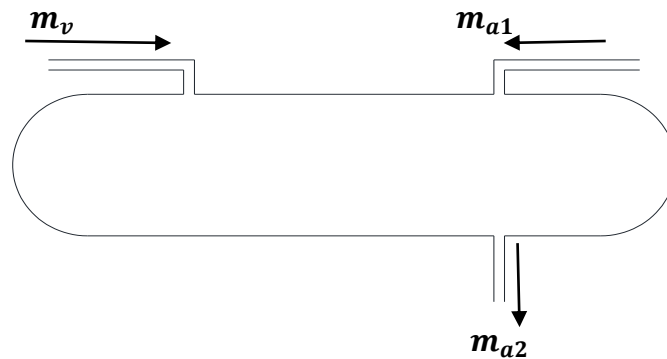
Una vez estudiados los conceptos de trabajo y calor, estamos listos para presentar la primera ley de la termodinámica. Históricamente la primera ley se expresó para un ciclo: la transferencia térmica neta es igual al trabajo neto realizado para un sistema que experimenta un ciclo. Esto se expresa en forma de ecuación:

$$\sum W = \sum Q$$

(Corace, 2013)

Particularme, cuando se emplea la ecuación de energía a volúmenes de control, con constancia es necesario emplear el principio de conservación de masa cuando se mueve por un volumen en el espacio.

En nuestro caso tendremos el volumen de control (tanque desgasificador) podremos observar dos flujos másicos que ingresan y un flujo de salida.



$$m_v + m_{a1} = m_{a2} \dots\dots\dots(1)$$

m_v = Flujo masico de vapor entrante (kg/s)

m_{a1} = Flujo masico de agua entrante (Kg/s)

m_{a2} = Flujo masico de agua saliente (Kg/s)

(MEDINA, 2013)

CONSERVACION DE ENERGIA

Dicha ecuación para un intercambiador de calor con mezcla donde las fronteras del volumen de control están completamente aisladas y para el caso de nuestro diseño tenemos la siguiente ecuación:

$$m_v \times h_v + m_{a1} \times h_{a1} = m_{a2} \times h_{a2} \dots\dots\dots(2)$$

m_v = Flujo másico de vapor entrante (kg/s)

h_v = Entalpia de vapor saturado (KJ/Kg)

m_{a1} = Flujo masico de agua entrante (Kg/s)

h_{a1} = Entalpia de liquido saturado (KJ/Kg)

m_{a2} = Flujo masico de agua saliente (Kg/s)

h_{a2} = Entalpia de liquido saturado (KJ/Kg)

(MEDINA, 2013)

$$m = \rho \times v \times A \left(\frac{Kg}{s} \right) \dots \dots \dots (3)$$

Donde:

ρ : densidad del fluido (Kg/m³)

v : velocidad promedio (m/s)

A: área del tubo o ducto (m²)

Cuando los cambios en las energías cinética y potencial no se toman en cuenta, que es el caso más usual, y no se tiene interacción de trabajo, el cálculo de energía para tal sistema de flujo estatico se disminuye a:

$$Q = m C \Delta T \left(\frac{KJ}{s} \right) \dots \dots \dots (4)$$

Donde:

m: flujo másico (Kg/s)

C: Calor específico (KJ/Kg.°C)

T: Temperatura (°C)

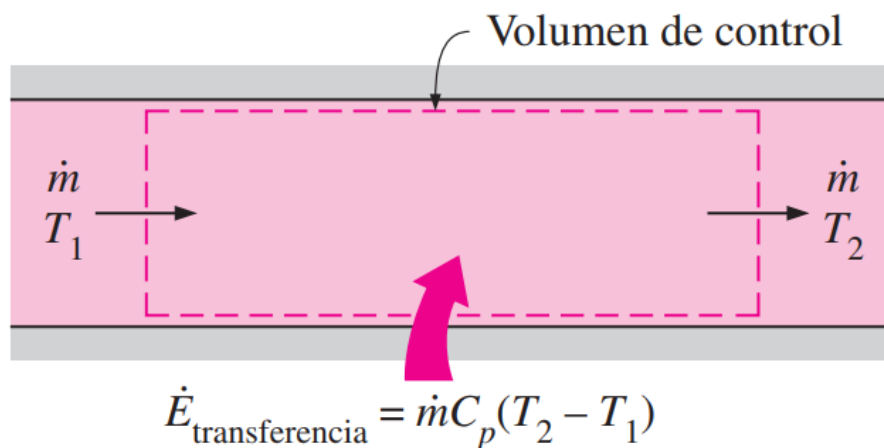


Figura 2

(Cengel, Yunus A, 2007)

CALCULO DE PERDIDA DE CALOR EN TUBERIA DESNUDA

Cálculo del Coeficiente de Transferencia de Calor

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección se aplica la ecuación de la ley de enfriamiento de Newton:

$$Q_{Tuberia\ desnuda} = h_{p-\infty} \times S_t \times \Delta T \dots \dots \dots (5)$$

donde:

$Q_{Tuberia\ desnuda}$: es el calor transferido de la superficie del tubo al fluido (en w) y que por balance de energías se calcula a partir de los datos medidos para el agua o vapor

$h_{p-\infty}$ = es el coeficiente de transferencia de calor por convección entre la superficie y el agua o vapor (en w/m²oK)

S_t = es el área de transferencia de calor que se determina por:

$$S_t = \pi \times D_{ED} \times L \dots \dots \dots (6)$$

donde:

D_{ED} = es el diámetro exterior del tubo

L= es la longitud del tubo de prueba

Ts= es la temperatura promedio de la superficie (en °K)

Nota: Cabe señalar que estos datos se midieron por la parte externa del tubo de prueba pero se considerará igual para la parte interna del tubo ya que éste es de pared delgada y de material cobre que es buen conductor de calor. Tfc= es la temperatura promedio del agua (en °K)

(Joel Gonzales, 1998)

ANALISIS DE ALTURA DEL DESGASIFICACION PARA EVITAR LA CAVITACION.

NPSH es iniciales de Net Positive Suction Head, también llamado como ANPA (Altura Neta Positiva en la Aspiración). Esta medida es transcendental en el diseño de un sistema de bombeo, porque para ocasional la cavitación se debe cumplir que la presión en el circuito sea inferior a la presión de vapor del líquido, la cual puede obstaculizar o imposibilitar la circulación de líquido y causar daños en los elementos del circuito.

(José Castillo, 2013)

Para calcular las pérdidas de presión en una conducción se suele usar la ecuación de Fanning, que expresada en términos de altura es la siguiente:

donde:

H: Pérdida de carga (m.c.l.)

F: Coeficiente de fricción adimensional

L: Longitud de la tubería (m)

D: Diámetro interior de la tubería (m)

V: Velocidad del fluido (m/s)

G: Aceleración de la gravedad (9.81 m/s²)

$$H = \frac{4 \times f \times L \times v^2}{2 \times g \times d} \dots \dots \dots (7)$$

(Ron Darvi, 2001)

En el caso que se tenga un flujo turbulento ($Re \geq 4000$) o corresponde a la nombrada zona de transición ($2000 < Re < 4000$) se apelará al diagrama de Moody, donde se podrá encontrar la relación entre "f", el número de Reynolds (Re) y un parámetro conocido como rugosidad relativa de la conducción, que su fórmula es ϵ/d (d siendo el diámetro interno de la conducción) y que se encuentra tabulado para distintos materiales. En concreto y para tubos de acero inoxidable el valor de diseño de ϵ es de 0.006 cm.

Entonces, para calcular las pérdidas de carga es preciso caracterizar la clase de flujo que se da en la conducción, para lo que es preciso conocer el número de Reynolds, el cual se calcula de la expresión siguiente:

$$Re = \frac{d \times v \times \rho}{\mu} \dots \dots \dots (8)$$

donde:

v y d: Representan las magnitudes ya indicadas

ρ : Densidad del fluido (kg/m³)

μ : Viscosidad dinámica del fluido (Pa·s)

(Ron Darvi, 2001)

NPSH_R

El **NPSH_{REQUERIDO}** es determinado como la carga de succión requerida para prevenir la vaporización en la entrada del impulsor. Esta es igual a la sumatoria de todas las pérdidas de la carga, reducciones entre la entrada de la bomba (E) y el punto de presión más baja en la bomba. Es el valor mínimo que necesita la bomba para operar sin cavitatar.

$$NPSH_{Requerido} = \Delta h = H_{Ed\ min} = \left(\frac{P_A - P_V}{\rho \times g} - H_S - H_{r_{A-E}} \right) \min \dots \dots (9)$$

$$NPSH_{Requerido} = \Delta h = H_{Ed\ min} = \left(\frac{P_E - P_V}{\rho \times g} + \frac{v_E^2}{2g} \right) \min \dots \dots \dots (10)$$

Δh varia con el punto de funcionamiento de la bomba. Generalmente interesante el Δh correspondiente al caudal nominal de la bomba, o caudal para el cual la bomba funciona con $\eta_{tot\ max}$.

(CRUZ, 2013)

Mientras que mayor sea el caudal, mayor será la velocidad en la bomba y más rápido será el peligro de cavitación. La curva de **NPSH_R** la mayoría de veces se presenta por los fabricantes junto a la curva de altura característica del equipo.

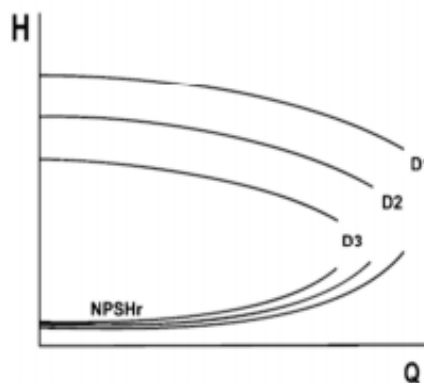


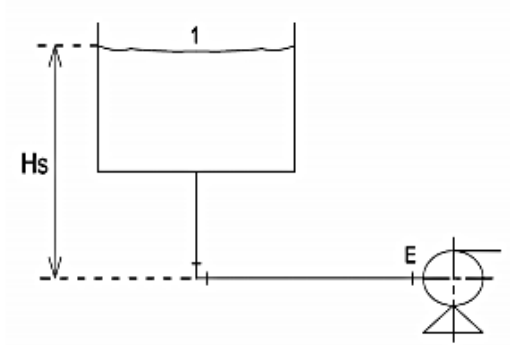
Figura 3

Aunque la estimación teórica de diferencia de altura es por hoy imposible, Δh puede calcularse experimentalmente.

(CRUZ, 2013)

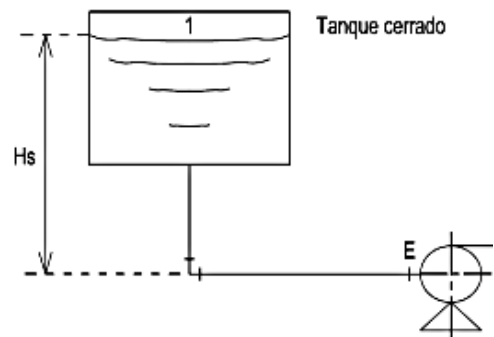
CAVITACION EN INSTALACIONES TÍPICAS

Se observa las instalaciones comunes de equipos de bombeo, con las diferentes casos de H_s .



Bomba en carga de sección (a la atmosfera)

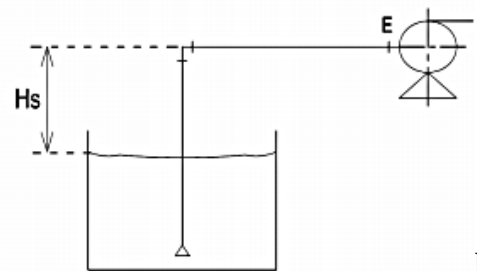
$$NPSH_D = \frac{P_{atm} - P_v}{\rho g} + H_s - H_{r1-E} \dots \dots \dots (12)$$



Tanque cerrado

Bomba de carga de succión (Tanque cerrado)

$$NPSH_D = \frac{P_{abs1} - P_v}{\rho g} + H_s - H_{r1-E} \dots \dots \dots (13)$$



Bomba en elevación de sección

$$NPSH_D = \frac{P_{atm} - P_v}{\rho g} + H_s - H_{r1-E} \dots \dots \dots (14)$$

Donde:

$NPSH_{dis}$: Altura de aspiración neta positiva disponible para la instalación

$NPSH_{req}$: Carga de succión requerida

P_{atm} : Presión atmosférica. (Pa)

P_v : Tensión o presión del vapor. (Pa)

H_s : Altura geodésica de acometida (m)

H_{r1-E} : Altura geodésica de aspiración (m)

ρ : densidad del fluido (Kg/m³)

g : gravedad (m/s²)

(CRUZ, 2013)

VALOR DE $NPSH_D$ PARA EVITAR LA CAVITACION

Para evitar la cavitación se ha de verificar que:

$$H_{Ed} \geq \Delta h \dots \dots \dots (15)$$

Donde Δh es un parámetro de excepcional importancia en el estudio de la cavitación de las turbo máquinas hidráulicas que se denomina caída de altura de presión en el interior de la bomba. Esta caída de presión, depende del tipo de bomba y de su construcción. La cavitación se iniciará, pues, siempre que la H_E alcance el valor mínimo:

$$H_{Edmin} \geq \Delta h$$

Que el $NPSH_{requerido}$

El Instituto de Hidráulica, establece que el margen de seguridad que debe de mantener para evitar la cavitación, es que el $NPSH_D$ sea mayor en 1.10 veces que el $NPSH_{Requerido}$

(CRUZ, 2013)

Válvula de control de condensado

La ecuación para selección de una V.C.condensado es:

$$\Delta P = P_1 - P_2 \dots \dots \dots (16)$$

$$K_v = \frac{m_{vd}}{1004} \sqrt{\frac{V_1+V_2}{P_1}}; \Delta P > \frac{P_1}{P_2} \dots \dots \dots (17)$$

Donde:

- m_{vd} : Flujo de vapor desgasificador [Kg/s]
- P_1 : Presión al inicio [bar]
- P_2 : Presión en la salida [bar]
- $V_{1,2}$: Volumen específico (m^3/kg)
- K_v : coeficiente de pérdida de presión

Cabe recalcar que la presión de la boquilla pulverizada de un desaireador, restringe a la presión de salida, mientras P_1 es la presión del condensado retornado del proceso

(GOMEZ, 2014).

Válvula reductora de presión

La presión del vapor, hace operar a la VRP. Al momento que se haga su mantenimiento respectivo, no se recomienda desarmarlo por completo en intervalos regulares cuando se está bajo condiciones normales. Las partes primordiales a tener en cuenta en el mantenimiento son la investigación cada cierto tiempo de existencia de suciedad acumulada en la salida de purga y ver si existen posibles fugas por las juntas de la válvula.

$$c = \frac{P_2 - P_1}{P_2} \dots \dots \dots (18)$$

$$\dot{m}_v = 12 \times k_v \times P_1 \sqrt{1 - 5.67 \times (0.42 - c)^2} \dots \dots \dots (19)$$

Donde:

m_v : Flujo de vapor que entra al desaireador [Kg/h]

P_1 : Presión absoluta al inicio [bar]

P_2 : Presión absoluta en la salida [bar]

k_v : Coeficiente de pérdida de presión [Kg/(h·bar)]

(GOMEZ, 2014)

PRINCIPALES MATERIALES DE AISLAMIENTO

SILICATO DE CALCIO: Es un aislamiento granular formado con silicato hidratado de calcio y sílice sin asbesto, reforzado con fibras orgánicas e inorgánicas.

Mantiene integridad física a temperaturas muy altas y es incombustible. Es un material que se distingue por su durabilidad, resistencia y calidad en plantas industriales donde el abuso físico es un inconveniente. Una desventaja es que absorbe gran cantidad de agua aunque permite ser secado a la intemperie. Su condición de servicio térmico abarca desde los -18 °C hasta 650 °C, aproximadamente.

VIDRIO CELULAR: formado por millones de células de vidrio sellada. Este producto es rígido e inorgánico, pero también es muy quebradizo y sensible a choques térmicos de alta temperatura. Es un material muy especial debido a que no absorbe líquidos ni vapores debido a que sus celdas son cerradas por completo, por lo que se utiliza en instalaciones con problemas de humedad. Su rango de servicio térmico es generalmente entre los -260 °C y 430 °C.

FIBRA DE VIDRIO: Este aislante se origina de vidrio derretido con materiales inorgánicos y se unen con resinas orgánicas. Es un material muy versátil debido a su gran eficiencia térmica, estabilidad dimensional, incombustible, gran absorción acústica y livianos (baja densidad). Su rango de servicio térmico es entre -40 y 540 °C.

FIBRAS MINERALES Y LANA DE ROCA: Se fabrican a partir de roca o escoria de hornos, sus fibras son cortas pesadas por lo que necesitan mallas metálicas para conservar su integridad. Por su organización permite el paso de vapor de agua, lo cual comprime el riesgo de condensación en su interior. Puede usarse en un rango grande de temperatura, que abarca desde los 0 hasta 1000 °C, aproximadamente.

POLIURETANO: Es una espuma plástica formada a partir de poliéster e isocianatos; tienen la conductividad térmica más baja debido a que poseen gran cantidad de cavidades llenas de gases. Es un material inflamable y en ocasiones se le puede añadir sustancias retardantes de fuego que al mismo tiempo promueven el proceso de corrosión.

El rango de temperatura se comprende desde los -210 °C hasta los 120 °C.

POLIETIRENO EXPANDIDO: Conocido como anime, es un material que se limita a temperaturas bajas debido a su poca resistencia contra el fuego, por lo que utilizado principalmente en servicio en frío. Tiene una baja conductividad térmica por poseer celdas con gases. Su rango de servicio térmico se encuentra entre -50 y 75 °C.

ESPUMA FENOLICA: Es una espuma orgánica que tiene buen comportamiento contra el fuego debido a que no es inflamable, pero no tiene tan baja conductividad térmica como las demás clases de espuma. Su rango de servicio térmico está comprendido entre los -200 °C hasta los 150 °C.

PERLITA: Es un producto vitrificado, fabricado a partir de cristales de roca volcánica y su estructura se mantiene por aglutinantes y fibras. Es un material muy frágil y abrasivo, no se pueden emplear en partes sometidas a vibraciones. Posee resistencia al fuego, no es inflamable ni tóxico. Su rango de servicio térmico va desde los 0 °C hasta los 750 °C aproximadamente.

PLASTICO ELASTOMERICO: Son resinas espumadas que poseen plásticos elastómeros y polietilenos que producen un cuerpo celular flexible. Son materiales con baja permeabilidad al vapor y al agua, permitiendo instalaciones sin barreras adicionales.

Su principal limitación es que no posee mucha resistencia al fuego. Su rango de servicio térmico abarca desde los -100 °C hasta los 100 °C.

FIBRA DE CERAMICA: Son materiales que soportan temperaturas extremadamente altas, constituidos por fibras de cerámicas o minerales con alúmina y sílice unida con agente aglutinantes. Posee una baja resistencia térmica. Su rango de servicio térmico va desde 950 °C hasta 1650 °C.

(Andimai Afelma, 2016)

PARA MANTENER UNA TEMPERATURA SUPERFICIAL EXTERIOR

En general se trata de imponer como máximo una temperatura de protección, de forma que contactos involuntarios no produzcan lesiones. Como ejemplo, en el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios, se impone que ninguna superficie expuesta a contactos accidentales pueda estar a más de 60 °C. En la práctica se trata de tuberías que transportan fluidos calientes (geometría cilíndrica), o depósitos que los contienen (geometría cilíndrica en las paredes y plana en las superficies superior e inferior). La estimación del necesario aislamiento se realiza igualando el flujo de calor total transferido al correspondiente entre la superficie que se quiere proteger (la exterior) y el ambiente exterior.

(DISEÑO Y CALCULO DEL AISLAMIENTO TERMICO DE CONDUCCIONES, APARATOS Y EQUIPOS, 2007)

Si se tratase de tubería o pared cilíndrica de un recipiente, mediante la resolución de la densidad de flujo de calor de un elemento cilíndrico.

$$Q_{cilindro} = 2 \pi k_{prom} L \frac{T_1 - T_2}{\ln(r_2/r_1)} \dots \dots \dots (20)$$

Donde:

$Q_{cilindro}$: Calor generado en el cilindro o tubo (W)

k_{prom} : Coeficiente de Conductividad Termica (W/m °C)

L : Longitud de la tubería (m)

T_1 : Temperatura de pared desnuda (°C)

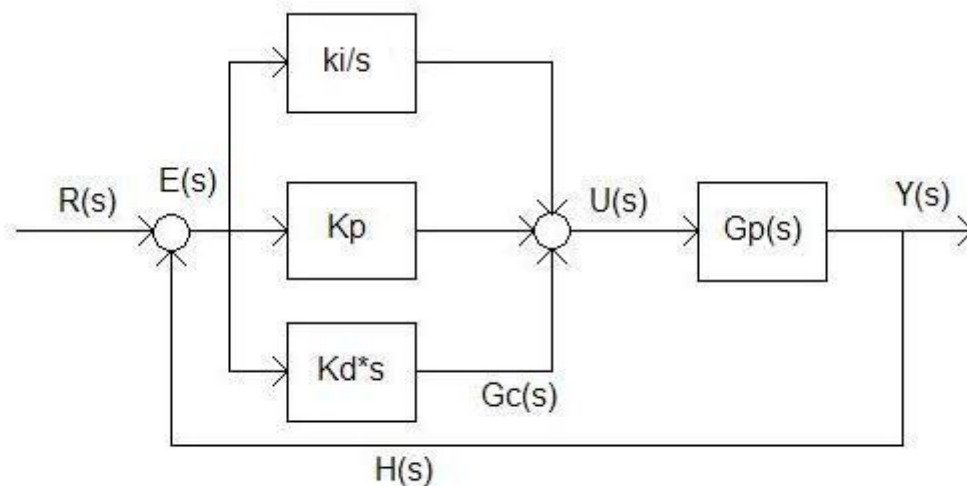
T_2 : Temperatura de pared aislada (°C)

r_2 : Radio externo aislado (m)

r_1 : Radio externo desnudo (m)

(Cengel Yunus A, 2007)

CONTROL PID



Un controlador PID (Proporcional Integrativo Derivativo) es un dispositivo de control sobre un reabastecimiento de bucle cerrado, muy utilizado en la industria para el control de sistemas. El PID es un sistema que ingresa un **error** calculado a partir de la salida anhelada menos la salida lograda y su salida es usada como entrada en el sistema que pretendemos controlar. El controlador intenta disminuir el error ajustando en el inicio del sistema.

El controlador PID viene definido por tres parámetros: el proporcional, el integral y el derivativo. Depende de la circunstancia del controlador algunos valores puede ser 0, por ejemplo un controlador Proporcional obtendrá el integral y el derivativo a 0 y un controlador PI solo el derivativo sera 0, etc. Estos parámetros interviene en más medida sobre ciertas característica de la salida (tiempo de establecimiento, sobre oscilación,...), asimismo interviene acerca de las otras, por lo que por mucho que ajustemos no hallaríamos un PID que disminuyera el tiempo de establecido a 0, la sobre oscilación a 0, el error a 0,... sino que se trata más de concordar a un término medio cumpliendo las especificaciones requeridas.

Acción proporcional

La contestación proporcional es el inicio de las tres formas de control, si los otros dos, control integral y control derivativo están presentes, éstos son añadidos a la respuesta proporcional. “Proporcional” significa que el cambio presente en la salida del controlador

es algún múltiplo del porcentaje del cambio en la medición.

Este múltiplo es llamado “ganancia” del controlador. Para ciertos controladores, la acción proporcional es ajustada por medio de tal ajuste de ganancia, mientras que para otros se utiliza una “banda proporcional”. Ambos tienen los propósitos y efectos iguales.

Acción integral

La acción integral da una contestación proporcional a la integral del error. Esta operación excluye el error en régimen permanente, provocado por el modo proporcional. Por contra, se logra un tiempo superior de establecimiento, una respuesta más lenta y el periodo de oscilación es superior que en el caso de la acción proporcional.

Acción derivativa

Esta acción da como resultado proporcional a la derivada del error (rapidez de cambio del error). Agregando esta acción de control a las antepuestas se reduce el exceso de sobre oscilaciones.

Existen muchas metodologías de arreglo para controladores PID pero ni uno de ellos nos asegura que siempre encuentre un PID que haga estable el sistema. Por lo que el más usado sigue siendo el método de prueba y error, probando parámetros del PID y en función de la salida obtenida variando estos parámetros.

Control-pid.wikispaces.com. (2018).

PROCEDIMIENTO PARA EL BUCLE DE CONTROL

Los algoritmos de control que están explicados mayormente de los libros referidas a este tema (Ogata, 2003), son control ON/OFF con histéresis, control proporcional y control PID. El control ON/OFF con histéresis se encarga de controlar el nivel de agua a través de flotadores o sensores ON/OFF, consiguiendo el alumno informarse sobre sensores controladores de tiempo y lógica de contactos.

El control proporcional cumple la función de modificar la rapidez de un generador, por ejemplo en un motor de bomba; se hace indispensable cuando un PLC no posee un control PID, su primordial desperfecto es que tendrá un error en la salida, por lo tanto nunca controlará el proceso de forma precisa.

El control PID perfecciona el control de la rapidez con la que trabaja la bomba, es decir que su sistema trabaja con un error cercano a cero, por lo expuesto, se recomienda su uso en todo los sistemas que se quiera trabajar con exactitud.

En este caso se necesitara un resultado exacto (sin margen de error), debido a lo que se requiere en laboratorio, por lo que se hara uso del control PID.

Para medir el nivel de presión, se ejecuto una escala por software a la entrada analógica del PLC. Para medir el caudal se realizará en forma de pulsos, para su realización se tendrá que manipular un transmisor de caudal (Kobold DRS datasheet manual) y la entrada de contador de pulsos rápidos del PLC.

El transmisor de flujo recurre a la frecuencia propia de Siemens para registrar sus pulsos; en base al tiempo que se tomo para llenar un volumen determinado, se calibrara el transmisor y a la vez confrontando los datos con el flujo promedio del transmisor.

Se ejecutaron ensayos de preparaciones para confirmar el sentido adecuado de giro de la bomba; se continuó a conectar con el PLC ensamblando una salida digital del dispositivo a una entrada digital del variador para controlar al motor al momento de prender y apagar; se procede a ensamblar el variador a través de su entrada analógica con la salida analógica del Controlador Lógico Programable y para identificar fallos en el funcionamiento del variador, se conectará a una salida digital de variador de frecuencia. Para impedir que existan fallas en el sistema debido a la fuerza de impulsión creada por la bomba centrifuga, se programo un tiempo de 5 segundos, el cual funcionará como tiempo de aceleración y desaceleración.

El software S7-200 PC Access informa los datos del PLC S7-200 por medio del cable PPI/USB hacia un servidor OPC, quien a la misma vez se informa con el software Kepware para transferir los datos a Intouch por medio del protocolo FastDDE.

Dichos datos pueden ser emitidos a Excel para su estudio por medio de protocolo DDE. En Excel pueden ser estudiados por medio de Histogramas y Estadística Descriptiva.

Se usa el programa HidrofloTM2 para calcular la curva del sistema y el instante en que esta cruza con la curva de la bomba para sacar valores cercanos de caudal del sistema.

Las pruebas se hicieron en un periodo constante de la variable de proceso tomando en cuenta la desaparición de disturbios como vibraciones no deseadas o salidas de agua en juntas de tubería. El tamaño de la muestra es de 500 unidades en intervalo de tiempo de uno a 5 minutos.

(Vergara, 2011)

RETORNO SOBRE LA INVERSION DEL PROYECTO

Si bien el retorno a la inversión es el resultado de dividir los costos con los beneficios, se debe considerar que algunos de los beneficios asociados a las bibliotecas públicas son iguales. Con respecto a la literatura especializada, normalmente los beneficios se especifican o bien sean directos o indirectos. Los beneficios directos simbolizan el valor económico que adoptan los usuarios cuando permiten a los diferentes servicios bibliotecarios. En cambio, los beneficios indirectos simbolizan el valor económico derivado del uso que se hace de estos servicios, es decir, de los resultados derivadas de haber acogido el servicio en cuestión. A la par, otros beneficios indirectos se relacionan con el conjunto de externalidades positivas que crean las bibliotecas en las comunidades donde se hallan (Levin et al. 2006), como la capacidad de formar actividad económica (McClure 2000; Holt et al. 1996). De modo explicativo, el beneficio directo de un manual para la investigación de trabajo procederá del hecho que el usuario se lo pueda llevar a casa, mientras que el beneficio indirecto se corresponderá con el beneficio que saca por el hecho de haberlo leído, ya sea por estar más preparado para hallar trabajo, o incluso de localizar efectivamente. A la misma vez, otros beneficios indirectos emergen en el periodo en que la repartición del material de la prestación es llevada a cabo por empresas nacionales, favoreciendo a dinamizar la actividad económica. Empezando del ejemplo anterior, es patente la dificultad de estudiar los beneficios en términos económicos, fundamentalmente los indirectos, porque se trata de hacer tangibles cuestiones a menudo intangibles y que están sujetas a muchos factores. Así, los resultados podrán alterar significativamente en función de cuáles sean los beneficios considerados y la metodología de cálculo empleada.

(Roig, 2011)

UN CENTRO DE COSTOS:

Un centro de responsabilidad en el cual un administrador es responsable sólo por los costos.

UN CENTRO DE INGRESOS:

Un centro de responsabilidad en el cual el Retorno sobre la Inversión, ROI: Es una razón que relaciona el ingreso generado por un centro de inversión a los recursos (o base de

activos) usados para generar ese ingreso. La fórmula usada es: Ingreso Inversión en activos
Antes de aplicar esta expresión debemos definir claramente los términos usados en la
misma.

$$ROI = \frac{\text{Ingreso}}{\text{Inversión de Activos}} \dots \dots \dots (21)$$

(Cuevas Villegas, 2001)

FORMULACION DEL PROBLEMA

¿En qué medida técnica-económica la conversión de tanque de almacenamiento de agua en desaireador térmico a vapor podrá eliminar oxígeno y CO2 en tubería de caldera?

JUSTIFICACION DEL ESTUDIO

Justificación Técnica

Contribuye un sistema de optimizar la programación y ejecución de la conversión de tanque de almacenamiento en desaireador térmico en base a la condición, para disminuir la cantidad de sales disueltas en el agua que se utiliza en los sistemas.

Justificación Económica

Al optimizar la cantidad de CO2 y O2 en el agua, se lograría una mayor eficiencia en la caldera, lo cual indicaría que habrá aumento de la producción, lo que redundará en mayores ingresos económicos.

Justificación Laboral

La presencia de un desaireador en una Central Térmica, da mayor seguridad para el personal que labora en dicho sector, ya que mantiene en buen estado las tuberías y evita picaduras o colapso en estas.

HIPOTESIS

La implementación de accesorios en el tanque de almacenamiento de agua, permitirá convertir en un desaireador térmico con la cual se eliminará dióxido de carbono y oxígeno para obtener agua de mejor calidad, la cual fluirá por las tuberías de calderos.

OBJETIVO GENERAL

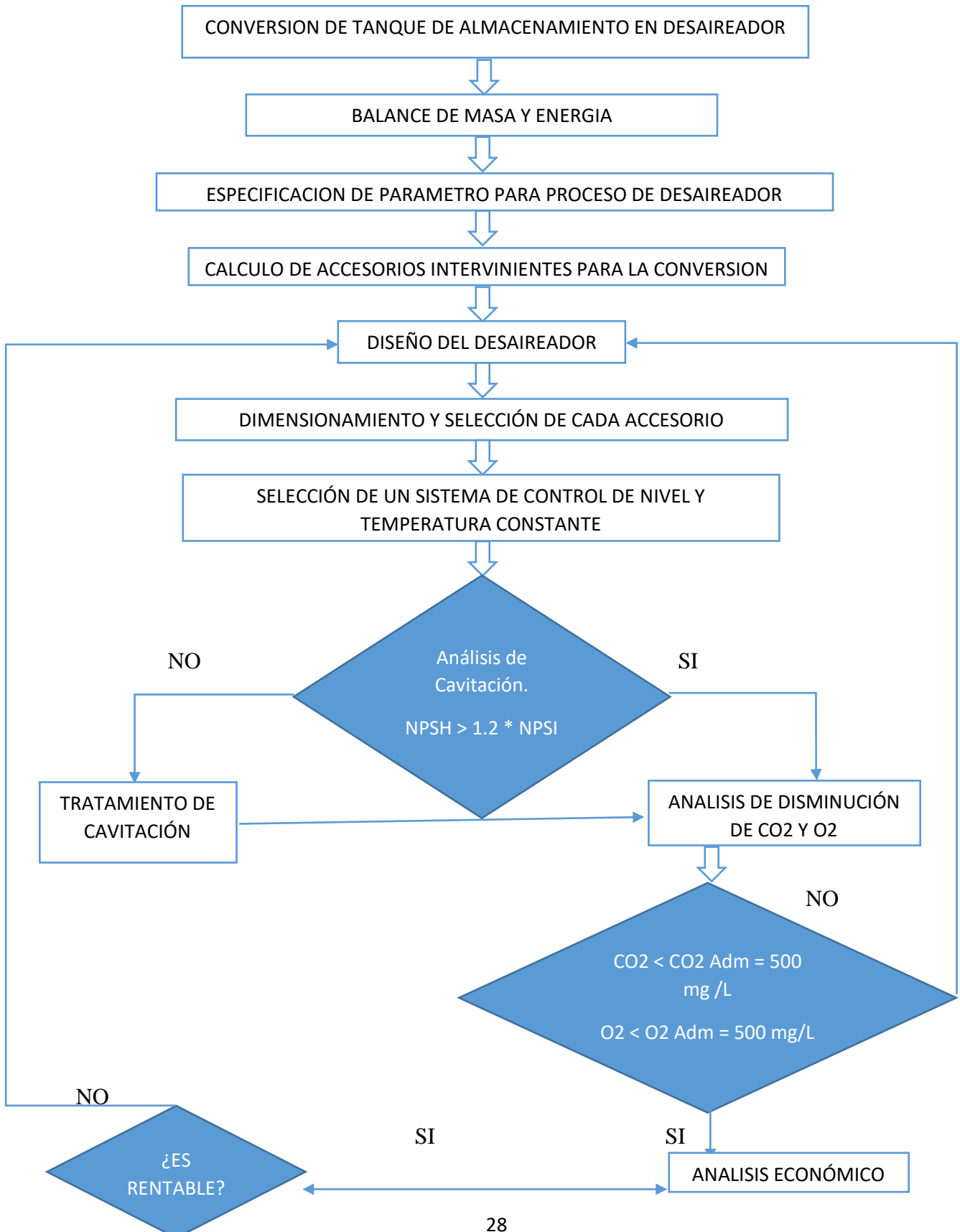
Realizar el estudio técnico – económico de conversión de tanque de almacenamiento de agua en desaireador térmico a vapor para eliminar oxígeno y CO₂ en tubería de caldera.

OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Realizar balance de masa y energía del vapor y agua en el sistema.
- Especificar los parámetros para proceso del desaireador.
- Diseñar el desaireador de acuerdo a los parámetros establecidos.
- Dimensionar los Accesorios intervinientes para la conversión de tanque de almacenamiento en desaireador
 - Dimensionar válvula de control de condensado de vapor.
 - Dimensionar válvula reductora de presión del condensado.
 - Dimensionar diámetro de la tubería.
 - Dimensionar Aislamiento térmico de la tubería.
 - Dimensionar potencia de succión del agua.
 - Determinar altura del tanque.
- Selección de cada accesorio interviniente en la conversión de tanque de almacenamiento en desaireador de acuerdo al diseño.
 - Seleccionar válvula de control de condensado.
 - Seleccionar válvula reductora de presión.
 - Seleccionar Aislamiento térmico de la tubería.
 - Seleccionar diámetro de la tubería.
 - Seleccionar bomba.
 - Seleccionar un sistema de control para un nivel y temperatura constante.
- Realizar análisis teórico de disminución de CO₂ y O₂.
- Realizar análisis Económico para la determinación de rentabilidad.

II. METODO

Diseño de la Investigación



VARIABLES

VARIABLE DEPENDIENTE

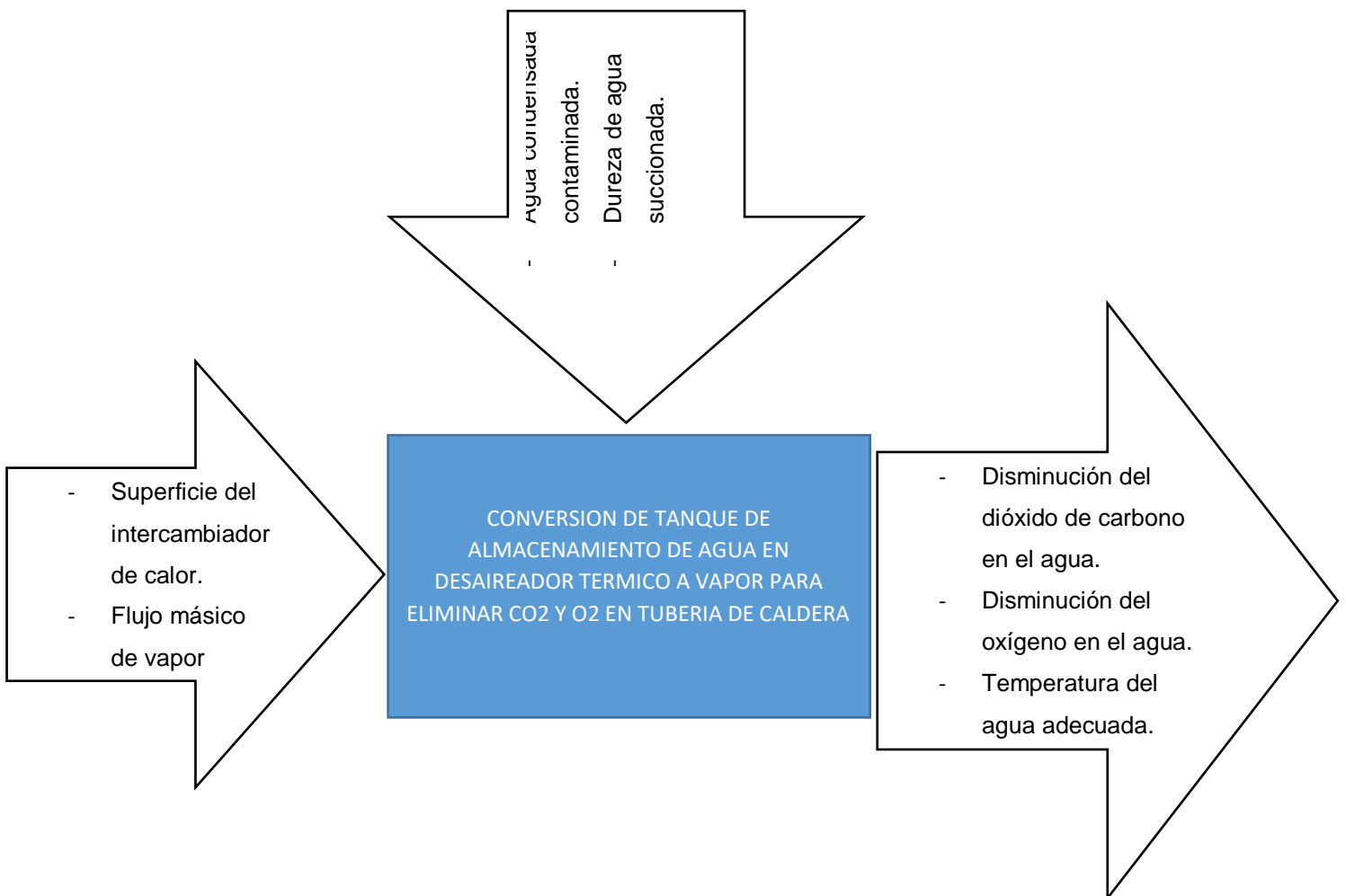
- Dióxido de carbono en el agua.
- Oxígeno en el agua.
- Temperatura del agua adecuada.

VARIABLE INDEPENDIENTE

- Superficie del intercambiador de calor.
- Flujo másico de vapor

VARIABLE INTERVINIENTE

- Agua condensada contaminada.
- Dureza de agua succionada.



Variable	Definición conceptual	Definición operacional	Indicadores	Escala de medición
Superficie de Intercambio de calor	Porción de terreno o al límite de del tanque de almacenamiento.	Es la dimensión que tiene el tanque de almacenamiento.	Espacio ocupado en la planta por el desaireador.	De Razón (M2)
Flujo Másico de agua	Cantidad de agua que se utiliza en el sistema, la cual ingresa al desaireador.	Se mide dependiendo a la capacidad de la caldera con la que se cuenta.	Cantidad de agua con respecto al tiempo.	De Razón (Kg/s, Kg/h)
Dióxido de carbono en el agua.	Cantidad de dióxido de carbono contenida en el agua	La cantidad de CO2 se mide dependiendo la temperatura a la que se encuentra.	Cantidad de CO2 en el agua	De Razón (%)
Oxígeno en el agua.	Cantidad de partículas de oxigeno que contiene el agua.	La cantidad de oxígeno en el agua se mide dependiendo la temperatura a la que se encuentra el agua.	Cantidad de oxigeno en el agua	De Razón (%)
Temperatura del agua adecuada.	Grado o nivel térmico del agua antes, durante y después del desaireador	Es medida a través de termómetro, la cual es transmitida por el sensor de temperatura o termocupla.	Grado de temperatura en el agua	De Intervalo °C
Agua condensada.	Definido como el cambio de estado de la materia que está localizada en forma gaseosa y se transforma líquida.	Es medida de acuerdo a la cantidad de flujo perdido, teniendo en cuenta la cantidad con la que empezó al salir de la caldera.	Litros de agua con el transcurrir del tiempo.	De Razon (Lt/s, Lt/h)
Dureza de agua succionada.	Es la agrupación de compuestos minerales que existe en una cantidad prevista de agua.	Agua de succión que puede llevar consigo compuestos minerales del suelo.	Cantidad de partícula por millón en el agua	De Intervalo ppm

POBLACION Y MUESTRA

MUESTREO:

- No Probabilístico: El investigador toma la muestra según su criterio.

POBLACION: Centrales térmicas en La Libertad que no tienen desaireador en su sistema de producción.

MUESTRA: Central térmica sin desaireador de planta procesadora de alimentos

TECNICA E INSTRUMENTO

TECNICA	INSTRUMENTO	VALIDACIÓN
ANALISIS DOCUMENTAL	FICHA DE REGISTRO (CUADRO 1)	ESPECIALISTA
ANALISIS DOCUMENTAL	FICHA DE REGISTRO (ANEXO 9)	ESPECIALISTA
ANALISIS DOCUMENTAL	FICHA DE REGISTRO (ANEXO 13)	ESPECIALISTA
ANALISIS DOCUMENTAL	FICHA DE REGISTRO (ANEXO 4)	ESPECIALISTA

METODO DE ANALISIS DE DATOS

En primer lugar se extrae los datos de temperatura del agua, mediante la técnica de la observación, y será registrada en una ficha de observación, la cual nos servirá para determinar la entalpia, y hacer el cálculo de balance y energía, a través de la ecuación (1) y (2). Se debe tener en cuenta que la temperatura que se tomará será la temperatura promedio.

Luego seguiremos con la especificación de parámetros para el proceso del desaireador, donde veremos la superficie del tanque de almacenamiento de agua, cantidad de agua que se almacena, temperatura de llegada del agua, altura a la que debe estar en nivel del agua.

Después se realizará un diseño previo de simulación del funcionamiento del desaireador.

Luego se pasará al dimensionamiento de las válvulas reductoras de presión, la cual se determinará de acuerdo a la ecuación (9) y (10), tuberías, aislamiento de las tuberías para ello se utilizará la fórmula (13), para finalmente calcular la altura de la bomba y pasar a la selección de cada una de ellas, quienes las encontraremos en el mercado. También se

realizará una selección de controladores PID de nivel agua en el tanque y temperatura, para lograr valores constantes en el desaireador.

Se realizará un análisis de cavitación, donde se tendrá que proporcionar una presión hidrostática necesaria para evitar la cavitación en el interior de las tuberías. Además se analizará la disminución de CO₂ y O₂, comparando cuando no tenía desaireador y cuando tiene desaireador, teniendo en cuenta que el CO₂ y O₂ por norma legal debe ser menos a 500 mg/L.

Finalmente se realizara un análisis económico y se llegara a una conclusión si realmente es rentable.

ASPECTO ETICO

Todo lo que sea transferido de otros autores se encuentra referenciado mediante la norma ISO 690, lo que no está referenciado es autoría del investigador.

III. RESULTADOS

IV. RESULTADOS

La oxigenación del agua se debe primordialmente a la solubilización del oxígeno atmosférico y en su minoría a su generación en la fotosíntesis, primordialmente de algas. Pero el oxígeno así formado durante el día, se consume en parte durante la noche, cuando las algas consumen oxígeno para su metabolismo. Luego de la muerte de las algas la degradación de esta biomasa también consume oxígeno.

La agrupación del oxígeno en agua pende, de la presión parcial del oxígeno en la atmósfera y de la temperatura del agua., se deduce que la concentración del oxígeno en agua a 25°C es 8,32 mg/L o 8,32 (partes por millón). Dado que la solubilidad de un gas en el agua reduce con el aumento de temperatura, a 35°C la solubilidad del O₂ en H₂O es 7,03 mg/L y a 0°C aumenta a 14,74 mg/L. Estos valores expresan que el número de oxígeno disuelto en agua es muy bajo y que el aumento de temperatura incide fuertemente en su disminución.

(PARÁMETROS ORGANOLEPTICOS)

La temperatura común dada para el agua de alimentación es de 85 °C. En la realidad, este es un valor máximo que se da para impedir daños a las bombas de alimentación. Esta temperatura, es una manera de decir que la cantidad de oxígeno diluido se aproxima a 3,5 ppm. Los parámetros típicos de operación que utiliza el desgasificador es utilizar presión ha alrededor de unos 0,2 bar (3 psi), que da una temperatura de saturación de 105°C. Con dichos parámetros el vapor va formando un ambiente en el que la temperatura del agua asciende, liberando los gases incondensables que son arrastrados hacia la zona de venteo de gases. Estos gases son expulsados del desaireador a través de un venteo ubicado en dicha zona del equipo. Este tipo de desaireador permite minimizar el contenido de O₂ en el agua de alimentación de una caldera en un rango de 7 - 50 ppb.

(GOMEZ, 2014)

COMPARACIÓN DE CANTIDAD DE OXIGENO EN EL AGUA.	
Cantidad de oxígeno en el agua sin desgasificador a temperatura ambiente 25°C	Cantidad de oxígeno en el agua con desgasificador a 105 °C y trabajando a presión 2 bar.

8.33 (partículas por millón)	7 – 50 (partículas por billón)
------------------------------	--------------------------------

A continuación, se muestra el procedimiento de ingeniería seguido para lograr los objetivos trazados.

RECOLECCION DE DATOS

En la siguiente tabla se muestran datos de la temperatura del agua condensada que ingresa al tanque de almacenamiento de agua. Dichos datos de temperatura del agua que ingresa al tanque de almacenamiento fueron medidos a través de termómetro bimetalico modelo 2112xx con rango de temperatura de -50 a 500 °C.

N°	VARIABLE DEPENDIENTE
	TEMPERATURA DEL AGUA °C
1	82
2	82
3	82
4	82
5	82
6	82.5
7	82.5
8	82
9	82
10	82.5
11	83
12	83
13	83
14	83.5
15	83.5
16	84
17	84
18	85
19	86
20	86
21	85.5
22	85.5
23	85
24	85
25	84.5
26	84
27	84
28	83.5
29	82.5

30	82
----	----

<i>Columnal</i>	
Media	83.46666667
Error típico	0.244400902
Mediana	83.25
Moda	82
Desviación estándar	1.33863887
Varianza de la muestra	1.791954023
Curtosis	-1.022039171
Coefficiente de asimetría	0.503608637
Rango	4
Mínimo	82
Máximo	86
Suma	2504
Cuenta	30

CUADRO 1

A continuación se presentarán los resultados obtenidos por los cálculos expuestos en anexos.

Balace de masa y energía del vapor y agua en el sistema.	$m_v = 0.065 \text{ kg/s}$
Especificaciones de Parámetros para proceso del desaireación	<ul style="list-style-type: none"> • Capacidad de Caldera: 400 BHP • Temp. Agua Condensada: 83.5 °C • Reducción de Presión: 9 bar (salida de caldera) a 1.15 bar /entrada al desaireador). • Temp. Agua de Salida Desaireador: 105 °C. • Distancia entre Caldera y Desaireador: 7.5m

CALCULO DE VALVULA REDUCTORA DE PRESION

Para Presion 1 : 8 bar= Presion absoluta 9bar= Volumen especifico = $0.21489 \frac{m^3}{Kg} = 214.89 \frac{dm^3}{Kg}$

Para Presion 2: 0.15 bar= Presion absoluta 1.15 bar= Vol. Especifico= $1.50264 \frac{m^3}{Kg} = 1502.64 \frac{dm^3}{Kg}$

$$K_v = \frac{\dot{m}_{vd}}{1004} \sqrt{\frac{V_1 + V_2}{P_1}}; \Delta P > \frac{P_1}{P_2} \dots \dots \dots (17)$$

$$K_v = \frac{234 \frac{kg}{h}}{1004} \sqrt{\frac{214.89 \frac{dm^3}{Kg} + 1502.64 \frac{dm^3}{Kg}}{9bar}} = \boxed{K_v = 3.22}$$

Este resultado nos sirve para poder seleccionar la válvula correspondiente para el sistema.



FIGURA 4

De acuerdo al resultado se selecciono una Valvula Reductora de Presion pilotada en Spirax Sarco. La cual sus especificaciones se encuentran en el anexo 1.

CALCULO DE VALVULA DE CONTROL DE FLUJO MASICO DE VAPOR.

Para Presion 2: 8 bar = 0.065 kg/s

Para Presion 1: 0.15 bar = 0.0674 kg/s

$$c = \frac{P_2 - P_1}{P_2} \dots \dots \dots (18)$$

$$c = \frac{0.0674 - 0.065}{0.0674} = 0.036$$

$$\dot{m}_v = 12 \times k_v \times P_1 \sqrt{1 - 5.67 \times (0.42 - c)^2} \dots \dots \dots (19)$$

$$242.64 = 12 \times k_v \times 1.15 \sqrt{1 - 5.67 \times (0.42 - 0.036)^2}$$

$$k_v = 43.63$$

Donde para dicho Kv, su diámetro nominal será de 65 mm



FIGURA 5

En la figura 5 se muestra una valvula de control de flujo spira-trol, la cual sus dimensiones se encuentra en el anexo 3.

ANALISIS GENERAL PARA AISLAMIENTO TÉRMICO FIBRA DE VIDRIO EN TRAMO DE TUBERÍA ANTES DE VALVULA REDUCTORA DE PRESION DE VAPOR DESGASIFICADOR .

Qt	haisl	Qp	Ltubería	qp2	Kaisl	Tptubería	Tpaisla	dext	Dextaislam	Espesor Aislante	Cunita Q	Tpo Opera	Costo perdida
kw	%	kw	M	w/m	w/m*C	°C	°C	mm	mm	Pulgadas	soles/kJ	h/año	soles/año
180.3	95.00	9.01	7.5	1201.67	0.0667	175.35	40	33.4	35.01	0.03	5.42857E-05	8640	S/15,217.63
180.3	95.50	8.11	7.5	1081.50	0.0667	175.35	40	33.4	35.20	0.04	5.42857E-05	8640	S/13,695.87
180.3	96.00	7.21	7.5	961.33	0.0667	175.35	40	33.4	35.43	0.04	5.42857E-05	8640	S/12,174.11
180.3	96.50	6.31	7.5	841.17	0.0667	175.35	40	33.4	35.73	0.05	5.42857E-05	8640	S/10,652.34
180.3	97.00	5.41	7.5	721.00	0.0667	175.35	40	33.4	36.13	0.05	5.42857E-05	8640	S/9,130.58
180.3	97.50	4.51	7.5	600.83	0.0667	175.35	40	33.4	36.71	0.07	5.42857E-05	8640	S/7,608.82
180.3	98.00	3.61	7.5	480.67	0.0667	175.35	40	33.4	37.58	0.08	5.42857E-05	8640	S/6,087.05
180.3	98.50	2.70	7.5	360.50	0.0667	175.35	40	33.4	39.09	0.11	5.42857E-05	8640	S/4,565.29
180.3	99.00	1.80	7.5	240.33	0.0667	175.35	40	33.4	42.29	0.18	5.42857E-05	8640	S/3,043.53
180.3	99.50	0.90	7.5	120.17	0.0667	175.35	40	33.4	53.55	0.40	5.42857E-05	8640	S/1,521.76
180.3	99.60	0.72	7.5	96.13	0.0667	175.35	40	33.4	60.26	0.53	5.42857E-05	8640	S/1,217.41
180.3	99.64	0.66	7.5	87.72	0.0667	175.35	40	33.4	63.76	0.60	5.42857E-05	8640	S/1,110.89
180.3	99.7	0.54	7.5	72.10	0.0667	175.35	40	33.4	73.35	0.79	5.42857E-05	8640	S/913.06
180.3	99.75	0.45	7.5	60.08	0.0667	175.35	40	33.4	85.85	1.03	5.42857E-05	8640	S/760.88
180.3	99.83	0.30	7.5	40.62	0.0667	175.35	40	33.4	134.98	2.00	5.42857E-05	8640	S/514.36

CUADRO 2

La tabla muestra detalladamente el comportamiento del aislante con respecto a su eficiencia. Se puede comparar el calor perdido, espesor del aislante térmico, el costo de perdida, con respecto a la eficiencia que pueda tener el aislante de fibra de vidrio.

ANALISIS GENERAL PARA AISLAMIENTO TÉRMICO LANA MINERAL EN TRAMO DE TUBERÍA ANTES DE VALVULA REDUCTORA DE PRESION DE VAPOR DESGASIFICADOR .

Qt	haisl	Qp	Ltubería	qp2	Kaisl	Tptubería	Tpaisla	dext	Dextaislam	Espesor Aislante	Cunita Q	Tpo Opera	Costo perdida
kw	%	kw	m	w/m	w/m*°C	°C	°C	mm	mm	Pulgadas	soles/kJ	h/año	soles/año
180.3	95.00	9.02	7.5	1202.00	0.07919	175.35	40	33.4	35.32	0.04	5.42857E-05	8640	S/15,221.85
180.3	95.50	8.11	7.5	1081.80	0.07919	175.35	40	33.4	35.55	0.04	5.42857E-05	8640	S/13,699.67
180.3	96.00	7.21	7.5	961.60	0.07919	175.35	40	33.4	35.82	0.05	5.42857E-05	8640	S/12,177.48
180.3	96.50	6.31	7.5	841.40	0.07919	175.35	40	33.4	36.18	0.05	5.42857E-05	8640	S/10,655.30
180.3	97.00	5.41	7.5	721.20	0.07919	175.35	40	33.4	36.67	0.06	5.42857E-05	8640	S/9,133.11
180.3	97.50	4.51	7.5	601.00	0.07919	175.35	40	33.4	37.36	0.08	5.42857E-05	8640	S/7,610.93
180.3	98.00	3.61	7.5	480.80	0.07919	175.35	40	33.4	38.42	0.10	5.42857E-05	8640	S/6,088.74
180.3	98.50	2.70	7.5	360.60	0.07919	175.35	40	33.4	40.26	0.14	5.42857E-05	8640	S/4,566.56
180.3	99.00	1.80	7.5	240.40	0.07919	175.35	40	33.4	44.20	0.21	5.42857E-05	8640	S/3,044.37
180.3	99.50	0.90	7.5	120.20	0.07919	175.35	40	33.4	58.49	0.49	5.42857E-05	8640	S/1,522.19
180.3	99.58	0.76	7.5	100.97	0.07919	175.35	40	33.4	65.08	0.62	5.42857E-05	8640	S/1,278.64
180.3	99.60	0.72	7.5	95.92	0.07919	175.35	40	33.4	67.40	0.67	5.42857E-05	8640	S/1,214.70
180.3	99.62	0.69	7.5	91.35	0.07919	175.35	40	33.4	69.81	0.72	5.42857E-05	8640	S/1,156.86
180.3	99.623	0.68	7.5	90.63	0.07919	175.35	40	33.4	70.22	0.72	5.42857E-05	8640	S/1,147.73
180.3	99.80	0.36	7.5	48.20	0.07919	175.35	40	33.4	135.07	2.00	5.42857E-05	8640	S/610.40

CUADRO 3

En la presente tabla se puede observar el comportamiento del aislante térmico Lana Mineral al variar su eficiencia, espesor de aislante, y costos de perdida por calor perdido.

ANALISIS GENERAL PARA AISLAMIENTO TÉRMICO FIBRA DE VIDRIO EN TRAMO DE TUBERÍA DESPUES DE VALVULA REDUCTORA DE PRESION DE VAPOR DESGASIFICADOR.

Qt	haisl	Qp	Ltubería	qp2	Kaisl	Tptubería	Tpaisla	dext	Dextaislam	Esesor de Aislante	Cunita Q	Tpo Opera	Costo perdida
kw	%	kw	M	w/m	w/m°C	°C	°C	mm	mm	Pulgadas	soles/kJ	h/año	soles/año
174.3	95.00	8.71	7.5	1161.73	0.0667	105	40	88.9	91.01	0.04	5.42857E-05	8640	S/14,711.93
174.3	95.50	7.84	7.5	1045.56	0.0667	105	40	88.9	91.25	0.05	5.42857E-05	8640	S/13,240.73
174.3	96.00	6.97	7.5	929.39	0.0667	105	40	88.9	91.54	0.05	5.42857E-05	8640	S/11,769.54
174.3	96.50	6.10	7.5	813.21	0.0667	105	40	88.9	91.93	0.06	5.42857E-05	8640	S/10,298.35
174.3	97.00	5.23	7.5	697.04	0.0667	105	40	88.9	92.44	0.07	5.42857E-05	8640	S/8,827.16
174.3	97.50	4.36	7.5	580.87	0.0667	105	40	88.9	93.17	0.08	5.42857E-05	8640	S/7,355.96
174.3	98.00	3.49	7.5	464.69	0.0667	105	40	88.9	94.27	0.11	5.42857E-05	8640	S/5,884.77
174.3	98.50	2.61	7.5	348.52	0.0667	105	40	88.9	96.13	0.14	5.42857E-05	8640	S/4,413.58
174.3	99.00	1.74	7.5	232.35	0.0667	105	40	88.9	99.96	0.22	5.42857E-05	8640	S/2,942.39
174.3	99.50	0.87	7.5	116.17	0.0667	105	40	88.9	112.39	0.46	5.42857E-05	8640	S/1,471.19
174.3	99.60	0.70	7.5	92.94	0.0667	105	40	88.9	119.18	0.60	5.42857E-05	8640	S/1,176.95
174.3	99.70	0.52	7.5	69.70	0.0667	105	40	88.9	131.41	0.84	5.42857E-05	8640	S/882.72
174.3	99.75	0.44	7.5	58.09	0.0667	105	40	88.9	142.09	1.05	5.42857E-05	8640	S/735.60
174.3	99.80	0.35	7.5	46.47	0.0667	105	40	88.9	159.77	1.40	5.42857E-05	8640	S/588.48
174.3	99.85	0.27	7.5	35.78	0.0667	105	40	88.9	190.34	2.00	5.42857E-05	8640	S/453.13

CUADRO 4

En la presente tabla se puede apreciar el comportamiento del aislante térmico Fibra de Vidrio al variar su eficiencia, espesor de aislante, y costos de perdida por calor perdido.

ANALISIS GENERAL PARA AISLAMIENTO TÉRMICO LANA MINERAL EN TRAMO DE TUBERÍA DESPUES DE VALVULA REDUCTORA DE PRESION DE VAPOR DESGASIFICADOR .

Qt	haisl	Qp	Ltubería	qp2	Kaisl	Tptubería	Tpaisla	dext	Dextaislam	Espesor de Aislante	Cunita Q	Tpo Opera	Costo perdida
kw	%	kw	m	w/m	w/m°C	°C	°C	mm	mm	Pulgadas	soles/kJ	h/año	soles/año
174.26	95.00	8.71	7.5	1161.73	0.07919	105	40	88.9	91.41	0.05	5.42857E-05	8640	S/14,711.93
174.26	95.50	7.84	7.5	1045.56	0.07919	105	40	88.9	91.69	0.05	5.42857E-05	8640	S/13,240.73
174.26	96.00	6.97	7.5	929.39	0.07919	105	40	88.9	92.05	0.06	5.42857E-05	8640	S/11,769.54
174.26	96.50	6.10	7.5	813.21	0.07919	105	40	88.9	92.51	0.07	5.42857E-05	8640	S/10,298.35
174.26	97.00	5.23	7.5	697.04	0.07919	105	40	88.9	93.12	0.08	5.42857E-05	8640	S/8,827.16
174.26	97.50	4.36	7.5	580.87	0.07919	105	40	88.9	93.99	0.10	5.42857E-05	8640	S/7,355.96
174.26	98.00	3.49	7.5	464.69	0.07919	105	40	88.9	95.31	0.13	5.42857E-05	8640	S/5,884.77
174.26	98.50	2.61	7.5	348.52	0.07919	105	40	88.9	97.54	0.17	5.42857E-05	8640	S/4,413.58
174.26	99.00	1.74	7.5	232.35	0.07919	105	40	88.9	102.18	0.26	5.42857E-05	8640	S/2,942.39
174.26	99.50	0.87	7.5	116.17	0.07919	105	40	88.9	117.44	0.56	5.42857E-05	8640	S/1,471.19
174.26	99.60	0.70	7.5	92.94	0.07919	105	40	88.9	125.90	0.73	5.42857E-05	8640	S/1,176.95
174.26	99.70	0.52	7.5	69.70	0.07919	105	40	88.9	141.39	1.03	5.42857E-05	8640	S/882.72
174.26	99.75	0.44	7.5	58.09	0.07919	105	40	88.9	155.14	1.30	5.42857E-05	8640	S/735.60
174.26	99.80	0.35	7.5	46.47	0.07919	105	40	88.9	178.30	1.76	5.42857E-05	8640	S/588.48
174.26	99.82	0.32	7.5	42.40	0.07919	105	40	88.9	190.61	2.00	5.42857E-05	8640	S/536.99

CUADRO 5

En esta tabla 4 se puede apreciar el comportamiento del aislante térmico Lana Mineral al variar su eficiencia, espesor de aislante, y costos de perdida por calor perdido.

ANALISIS GENERAL PARA AISLAMIENTO TÉRMICO FIBRA DE VIDRIO EN TRAMO DE TUBERÍA DESPUES DE DESAIREADOR TERMICO A VAPOR

Qt	haisl	Qp	Ltubería	qp2	Kaisl	Tptubería	Tpaisla	dext	Dextaislam	Espesor de Aislante	Cunita Q	Tpo Opera	Costo perdida
kw	%	kw	M	w/m	w/m*C	°C	°C	mm	mm	Pulgadas	soles/kJ	h/año	soles/año
761.7	95.00	38.08	7.5	5077.87	0.0585	105	40	42.2	42.40	0.00	5.42857E-05	8640	S/64,304.94
761.7	95.50	34.28	7.5	4570.08	0.0585	105	40	42.2	42.42	0.00	5.42857E-05	8640	S/57,874.45
761.7	96.00	30.47	7.5	4062.29	0.0585	105	40	42.2	42.45	0.00	5.42857E-05	8640	S/51,443.95
761.7	96.50	26.66	7.5	3554.51	0.0585	105	40	42.2	42.48	0.01	5.42857E-05	8640	S/45,013.46
761.7	97.00	22.85	7.5	3046.72	0.0585	105	40	42.2	42.53	0.01	5.42857E-05	8640	S/38,582.97
761.7	97.50	19.04	7.5	2538.93	0.0585	105	40	42.2	42.60	0.01	5.42857E-05	8640	S/32,152.47
761.7	98.00	15.23	7.5	2031.15	0.0585	105	40	42.2	42.70	0.01	5.42857E-05	8640	S/25,721.98
761.7	98.50	11.43	7.5	1523.36	0.0585	105	40	42.2	42.87	0.01	5.42857E-05	8640	S/19,291.48
761.7	99.00	7.62	7.5	1015.57	0.0585	105	40	42.2	43.20	0.02	5.42857E-05	8640	S/12,860.99
761.7	99.50	3.81	7.5	507.79	0.0585	105	40	42.2	44.23	0.04	5.42857E-05	8640	S/6,430.49
761.7	99.60	3.05	7.5	406.23	0.0585	105	40	42.2	44.76	0.05	5.42857E-05	8640	S/5,144.40
761.7	99.70	2.29	7.5	304.67	0.0585	105	40	42.2	45.64	0.07	5.42857E-05	8640	S/3,858.30
761.7	99.800	1.52	7.5	203.11	0.0585	105	40	42.2	47.47	0.10	5.42857E-05	8640	S/2,572.20
761.7	99.90	0.76	7.5	101.56	0.0585	105	40	42.2	53.39	0.22	5.42857E-05	8640	S/1,286.10
761.7	99.98	0.15	7.5	19.50	0.0585	105	40	42.2	143.70	2.00	5.42857E-05	8640	S/246.93

CUADRO 6

En esta tabla 5 se puede apreciar el comportamiento del aislante térmico Fibra de Vidrio al variar su eficiencia, espesor de aislante, y costos de perdida por calor perdido.

ANALISIS GENERAL PARA AISLAMIENTO TÉRMICO FIBRA DE VIDRIO EN TRAMO DE TUBERÍA DESPUES DE DESAIREADOR DE VAPOR DESGASIFICADOR .

Qt	haisl	Qp	Ltubería	qp2	Kaisl	Tptubería	Tpaisla	dext	Dextaislam	Espesor de aislante	Cunita Q	Tpo Opera	Costo perdida
kw	%	kw	m	w/m	w/m*°C	°C	°C	mm	mm	Pulgadas	soles/kJ	h/año	soles/año
761.68	95.00	38.08	7.5	5077.87	0.07265	105	40	42.2	42.45	0.00	5.42857E-05	8640	S/64,304.94
761.68	95.50	34.28	7.5	4570.08	0.07265	105	40	42.2	42.47	0.01	5.42857E-05	8640	S/57,874.45
761.68	96.00	30.47	7.5	4062.29	0.07265	105	40	42.2	42.51	0.01	5.42857E-05	8640	S/51,443.95
761.68	96.50	26.66	7.5	3554.51	0.07265	105	40	42.2	42.55	0.01	5.42857E-05	8640	S/45,013.46
761.68	97.00	22.85	7.5	3046.72	0.07265	105	40	42.2	42.61	0.01	5.42857E-05	8640	S/38,582.97
761.68	97.50	19.04	7.5	2538.93	0.07265	105	40	42.2	42.70	0.01	5.42857E-05	8640	S/32,152.47
761.68	98.00	15.23	7.5	2031.15	0.07265	105	40	42.2	42.82	0.01	5.42857E-05	8640	S/25,721.98
761.68	98.50	11.43	7.5	1523.36	0.07265	105	40	42.2	43.03	0.02	5.42857E-05	8640	S/19,291.48
761.68	99.00	7.62	7.5	1015.57	0.07265	105	40	42.2	43.45	0.02	5.42857E-05	8640	S/12,860.99
761.68	99.50	3.81	7.5	507.79	0.07265	105	40	42.2	44.74	0.05	5.42857E-05	8640	S/6,430.49
761.68	99.60	3.05	7.5	406.23	0.07265	105	40	42.2	45.40	0.06	5.42857E-05	8640	S/5,144.40
761.68	99.70	2.29	7.5	304.67	0.07265	105	40	42.2	46.52	0.08	5.42857E-05	8640	S/3,858.30
761.68	99.80	1.52	7.5	203.11	0.07265	105	40	42.2	48.84	0.13	5.42857E-05	8640	S/2,572.20
761.68	99.850	1.14	7.5	152.34	0.07265	105	40	42.2	51.27	0.18	5.42857E-05	8640	S/1,929.15
761.68	99.98	0.18	7.5	24.17	0.07265	105	40	42.2	144.02	2.00	5.42857E-05	8640	S/306.09

CUADRO 7

En esta tabla 6 se puede apreciar el comportamiento del aislante térmico Lana mineral al variar su eficiencia, espesor de aislante, y costos de perdida por calor perdido.

ANALISIS GENERAL PARA AISLAMIENTO TÉRMICO FIBRA DE VIDRIO EN DESGASIFICADOR .

Qt	haisl	Qp	Ltuberí a	qp2	Kaisl w/m* C	Tptuberí a	Tpaisl a	dext	Dextaisla m	Espesor Aislant e Pulgada	Cunita Q	Tpo Opera	Costo perdida
kw	%	kw	m	w/m	C	°C	°C	mm	mm	s	soles/kJ	h/año	soles/año
761. 7	95.00	38.0 8	3.5	10881.2 1	0.059	105	40	7	1516.05	0.07	5.42857E- 05	8640	S/64,305.31
761. 7	95.50	34.2 8	3.5	9793.09	0.059	105	40	7	1516.43	0.07	5.42857E- 05	8640	S/57,874.78
761. 7	96.00	30.4 7	3.5	8704.96	0.059	105	40	7	1516.89	0.08	5.42857E- 05	8640	S/51,444.25
761. 7	96.50	26.6 6	3.5	7616.84	0.059	105	40	7	1517.49	0.09	5.42857E- 05	8640	S/45,013.72
761. 7	97.00	22.8 5	3.5	6528.72	0.059	105	40	7	1518.29	0.11	5.42857E- 05	8640	S/38,583.19
761. 7	97.50	19.0 4	3.5	5440.60	0.059	105	40	7	1519.41	0.13	5.42857E- 05	8640	S/32,152.66
761. 7	98.00	15.2 3	3.5	4352.48	0.059	105	40	7	1521.10	0.17	5.42857E- 05	8640	S/25,722.13
761. 7	98.50	11.4 3	3.5	3264.36	0.059	105	40	7	1523.91	0.22	5.42857E- 05	8640	S/19,291.59
761. 7	99.00	7.62	3.5	2176.24	0.059	105	40	7	1529.54	0.33	5.42857E- 05	8640	S/12,861.06
761.	99.50	3.81	3.5	1088.12	0.059	105	40	1512.	1546.57	0.67	5.42857E-	8640	S/6,430.53

7								7				05		
761.								1512.				5.42857E-		
7	99.60	3.05	3.5	870.50	0.059	105	40	7	1555.16	0.84		05	8640	S/5,144.43
761.								1512.				5.42857E-		
7	99.65	2.67	3.5	761.68	0.059	105	40	7	1561.32	0.96		05	8640	S/4,501.37
761.								1512.				5.42857E-		
7	99.70	2.29	3.5	652.87	0.059	105	40	7	1569.57	1.12		05	8640	S/3,858.32
761.								1512.				5.42857E-		
7	99.80	1.52	3.5	435.25	0.059	105	40	7	1598.81	1.70		05	8640	S/2,572.21
761.								1512.				5.42857E-		
7	99.83	1.29	3.5	369.96	0.059	105	40	7	1614.50	2.00		05	8640	S/2,186.38

CUADRO 8

En esta tabla se puede apreciar el comportamiento del aislante térmico Fibra de vidrio al variar su eficiencia, espesor de aislante, y costos de perdida por calor perdido.

ANALISIS GENERAL PARA AISLAMIENTO TÉRMICO LANA MINERAL EN DESGASIFICADOR .

Qt	haisl	Qp	Ltubería	qp2	Kaisl	Tptubería	Tpaisla	dext	Dextaislam	Espesor Aislante2	Cunita Q	Tpo Opera	Costo perdida
kw	%	kw	m	w/m	w/m*°C	°C	°C	mm	mm	Pulgadas	soles/kJ	h/año	soles/año
761.6844	95.00	38.08	3.5	10881.21	0.07265	105	40	1512.7	1516.83	0.08	5.42857E-05	8640	S/64,305.31
761.6844	95.50	34.28	3.5	9793.09	0.07265	105	40	1512.7	1517.29	0.09	5.42857E-05	8640	S/57,874.78
761.6844	96.00	30.47	3.5	8704.96	0.07265	105	40	1512.7	1517.86	0.10	5.42857E-05	8640	S/51,444.25
761.6844	96.50	26.66	3.5	7616.84	0.07265	105	40	1512.7	1518.60	0.12	5.42857E-05	8640	S/45,013.72
761.6844	97.00	22.85	3.5	6528.72	0.07265	105	40	1512.7	1519.59	0.14	5.42857E-05	8640	S/38,583.19
761.6844	97.50	19.04	3.5	5440.60	0.07265	105	40	1512.7	1520.97	0.16	5.42857E-05	8640	S/32,152.66
761.6844	98.00	15.23	3.5	4352.48	0.07265	105	40	1512.7	1523.05	0.20	5.42857E-05	8640	S/25,722.13

761.6844	98.50	11.43	3.5	3264.36	0.07265	105	40	1512.7	1526.51	0.27	5.42857E-05	8640	S/19,291.59
761.6844	99.00	7.62	3.5	2176.24	0.07265	105	40	1512.7	1533.47	0.41	5.42857E-05	8640	S/12,861.06
761.6844	99.50	3.81	3.5	1088.12	0.07265	105	40	1512.7	1554.52	0.82	5.42857E-05	8640	S/6,430.53
761.6844	99.58	3.20	3.5	914.02	0.07265	105	40	1512.7	1562.61	0.98	5.42857E-05	8640	S/5,401.65
761.6844	99.60	3.04	3.5	868.32	0.07265	105	40	1512.7	1565.28	1.04	5.42857E-05	8640	S/5,131.56
761.6844	99.65	2.67	3.5	761.68	0.07265	105	40	1512.7	1572.79	1.18	5.42857E-05	8640	S/4,501.37
761.6844	99.70	2.29	3.5	652.87	0.07265	105	40	1512.7	1583.03	1.38	5.42857E-05	8640	S/3,858.32
761.6844	99.79	1.60	3.5	457.01	0.07265	105	40	1512.7	1614.17	2.00	5.42857E-05	8640	S/2,700.82

CUADRO 9

En esta tabla se puede apreciar el comportamiento del aislante térmico Lana mineral al variar su eficiencia, espesor de aislante, y costos de perdida por calor perdido.

CALCULO DE CAVITACIÓN

ELECTROBOMBA	NPSHReq	ALTURA DEL DESAIREADOR
5 HP	4.5 m	3.6 m

SELECCIÓN DE CADA ACCESORIO CALCULADO.

Válvula de Reductora de Presión			
Marca	Kv	DN	Temperatura máxima
Spirax Sarco DP17E	3.22	20 mm	190 °C

Válvula de Control de Condensado			
Marca	Kv	DN	Temperatura máxima
Spira-Trol	43.63	65 mm	400 °C

Aislamiento y Diámetro de Tubería										
Tubería 9 bar			Tubería 1.15 bar			Tubería Sal. Desaireador			Tanque de Almacenamiento	
Tipo de Aislante	Espesor	Diámetro	Tipo de Aislante	Espesor	Diámetro	Tipo de Aislante	Espesor	Diámetro	Tipo de Aislante	Espesor
Fibra de Vidrio	2 pulg	33.4 mm	Fibra de Vidrio	2 pulg	88.9 mm	Fibra de Vidrio	2 pulg	42.2 mm	Fibra de Vidrio	2 pulg

CALCULO TECNICO ECONOMICO DE DESGASIFICACION CON SULFITO

AHORRO	SOLES/DIA	SOLES/MES	SOLES/AÑO
Agua de purgas	8.928	267.84	3214.08
Consumo de combustible en purgas	19.776	593.28	7119.36
Sulfito	46.54	1396.25	16755.04
Total	75.244	2257.37	27088.48

RETORNO A LA INVERSION

Para este cálculo final se necesita el costo total de inversión para realizar el presente proyecto.

MATERIAL	UNIDADES	CANTIDAD	PRECIO UNIT.	TOTALES
CODO DE 90 ° DE 1 PULG	UNIDADES	1	S/3.80	S/3.80
CODO DE 90 ° DE 3 PULG	UNIDADES	2	S/25.00	S/50.00
CODO DE 90° DE 1 1/4 PULG	UNIDADES	4	S/7.10	S/28.40
VALVULA REDUCTORA DE PRESION	UNIDADES	1	S/350.00	S/350.00
VALVULA REGULADORA DE FLUJO	UNIDADES	1	S/2,423.00	S/2,423.00
VALVULA DE COMPUERTA ABIERTA	UNIDADES	1	S/400.00	S/400.00
TUBERIA DE 1 PULG	METROS	6	S/74.42	S/446.49
TUBERIA DE 3 PULG	METROS	6	S/275.19	S/1,651.12
TUBERIA DE 1 1/4 PULG	METROS	6	S/136.87	S/821.23
ELECTROBOMBA DE 5 HP	UNIDADES	1	S/3,150.00	S/3,150.00
MANO DE OBRA EN CONSTRUCCION	UNIDADES	1	S/5,260.00	S/5,260.00
MANO DE OBRA EN MONTAJE	UNIDADES	1	S/2,500.00	S/2,500.00
TRANSMISOR DE TEMPERATURA	UNIDADES	1	S/850.00	S/850.00
PLC SIEMENS	UNIDADES	1	S/430.00	S/430.00
FIBRA DE VIDRIO 1.2 x 12m e=2pulg	METROS	55	S/99.90	S/5,494.50
TOTAL				S/23,858.53

$$ROI = \frac{INVERSION (soles)}{Beneficio(\frac{soles}{meses})} \dots\dots\dots (21)$$

$$ROI = \frac{23858.53}{2257.37} = 10.57 \approx 11meses$$

V. DISCUSIÓN

Esta tesis tuvo como propósito convertir un tanque de almacenamiento de agua en un desgasificador térmico a vapor.

Sobre todo se pretendió dimensionar y seleccionar, las partes y accesorios que se necesitan para obtener un desaireador. Además se tomó como base los datos como la temperatura que llega al desaireador, volumen del tanque de almacenamiento de agua, etc, que actualmente tiene la empresa Vitapro S.A.C.

A continuación, se discutirán y compararán los resultados obtenidos en este estudio.

De los resultados obtenidos en esta tesis, se puede deducir que el uso de un desaireador, ya sea químico o térmico, teniendo en cuenta su uso, es indispensable para el sistema de operación en las empresas. El nivel de oxidación que sufren las tuberías hacia calderas, con agua sin desaireación que circula por ellas, cada vez es más crítico. Lo cual cada vez es más común encontrar plantas que cuentan con desaireadores térmicos en su sistema.

Particularmente se procederá a comparar los resultados con respecto a trabajos que se hicieron previamente:

- De los resultados hallados en este estudio, se pudo determinar los diámetros de tubería que serán implementadas para convertir de un tanque de almacenamiento en un desaireador térmico. Uno de las tuberías a calcular fue en la salida del tanque de almacenamiento de agua, la cual a través de una electrobomba alimenta la caldera, la cual tuvo un diámetro de 1.25 pulg, así como también se calculó el diámetro de la tubería por la que circula el vapor, la cual tiene un diámetro de 42.2mm. A comparación de la tesis “DISEÑO DE UN DESGASIFICADOR TERMICO DEL TIPO ASPERSION- RELLENO, DE 90900 Kg/Hr. PARA EL AGUA DE ALIMENTACION A GENERADORES DE VAPOR”, la cual presenta como resultado de el diámetro interior de tubería de retorno a caldera, de 5.44 pulg y el diámetro interior de tubería de con la que llega el vapor hacia el desgasificador es de 305 mm. Cabe resaltar que en la presente tesis se trabajó para un flujo másico de 6264 kg/h, mientras que en la tesis con

la cual se está comparando es de 90900 kg/h, lo cual la medida de los diámetros es proporcional a la capacidad de agua que se trata.

- De los datos obtenidos de la forma en la que se encuentra operando actualmente la empresa, se ha calculado el balance de masa y energía, la cual, en la presente tesis, se toma en cuenta una caldera de 400 BHP de capacidad y se dimensionó al 100 % de su capacidad, sabiendo que es un diseño, se tomó la decisión de optimizar la eficiencia de la caldera, ya que para dimensionar se tiene que poner el caso crítico, por lo que utilizo al 100 % de su capacidad. Después de los cálculos efectuados por la ecuación de balance de mas y energía, se pudo proporcionar un flujo másico de vapor para el desaireador de 0.065 kg/s; dicho resultado se puede comparar con anteriores investigaciones que se hicieron y que guardan relación con esta, la cual pudo ser puntualmente comparada con la tesis titulada “Propuesta de un sistema de cogeneración en ciclo Hirn para la planta industrial Danper Trujillo SAC para disminuir costos de combustible y energía eléctrica.” Presenta un caso similar a la presente tesis, que en la cual se encontró como resultados que para una caldera de 1500 BHP de capacidad y trabajando a 85% de su capacidad, pudo abastecer al desaireador con 0.0758 kg/s de vapor sobrecalentado.
- Esta tesis titulada: “Análisis de Equipos de Desgasificación en Instalaciones de Vapor”. Esta tesis muestra parámetros de un desaireador térmico y asegura que el oxígeno se puede disminuir a 7 ppb, la cual se considera apta para un buen funcionamiento en el sistema. Dicha tesis considera que los parámetros típicos para un buen funcionamiento es 0,2 bar presión de trabajo, agua condensada a 85 °C y da una temperatura de saturación de 105 °C. Mientras que en esta tesis se toma como parámetros, 0.15 bar en la presión de trabajo, el agua condensada llega al tanque de almacenamiento con 83.5 °C y se trabaja a 105 °C.

VI. CONCLUSIONES

- Las mediciones de los parámetros en el desaireador son:
 - Presión del vapor: 1.15 bar absoluto.
 - Temperatura del agua condensada: 83.5 °C
 - Temperatura del agua en la salida del desaireador: 105 °C.

- De los balances de masa y energía del vapor y agua en el sistema, se obtuvo un flujo másico de vapor de 234 kg/h, para eliminar dióxido de carbono y oxígeno.

- Se diseñó el desaireador obteniendo los siguientes resultados:
 - Diámetro del desaireador: 1.5 m
 - Longitud del desaireador: 3.5 m
 - Diámetro de entrada del Desaireador: 76.2 mm
 - Diámetro de la tubería conectora de vapor: 60.3 mm
 - El aislante térmico seleccionado fue de Fibra de Vidrio, el cual se seleccionó con espesor de 2 pulgadas. Para todas las tuberías.
 - Diámetro de la tubería de distribución de los inyectores de vapor: 20mm
 - Diámetro de los inyectores de vapor: 6.7 mm.

- Se calculó Accesorios Intervinientes para la conversión de tanque de almacenamiento en Desaireador Térmico, y los resultados fueron:
 - Para la Válvula de Control de Condensado, su Kv fue 43.63.
 - Para la Válvula Reductora de presión, su Kv fue 3.22
 - El diámetro interior de la tubería de vapor de 1.15 bar absoluto fue de 3 pulgadas.
 - El diámetro interior de la tubería de vapor de 9 bar absoluto en la salida de caldera es de 1 pulgada.
 - Se dimensionó una electrobomba de 5 HP.

- La altura determinada mediante cálculos efectuados fue de 3.6 m

- El $NPSH_R$ fue de 2.5 m, mientras que el $NPSH_A=3m$, por lo que fue mayor a 1.1 veces, lo cual no existirá cavitación.
- El análisis de agua condensada que ingresa al desaireador, tiene como resultado de 8.3 ppm de oxígeno en el agua, y después del proceso de desaireación, el análisis de agua condensada de salida del desaireador fue de 7 ppb de oxígeno en el agua.

- Se concluye también que el retorno de la inversión será en 11 meses.

VII. RECOMENDACIONES

- Para este tipo de sistema, con parámetros similares, se recomienda el uso de aislamiento térmico Fibra de Vidrio, ya que es más eficiente y por lo tanto la pérdida de calor será mínima.
- Se recomienda respetar los rangos de presión y de temperatura, ya mencionada en Teorías Relacionadas para evitar un mal dimensionamiento y errores en los cálculos.
- Se recomienda la selección adecuada de materiales para cada caso, los cuales pueden ser tuberías, codos, etc.
- Se recomienda la instalación de un Desaireador para mejorar la calidad de agua que será usado en la caldera, garantizando la eficiencia del caldero, debido a que minimiza la corrosión de los tubos por donde circula el agua de calderos.
- El agua de reposición debe tener una calidad aceptable para el buen funcionamiento del desaireador.
- Todas las fabricas que emplean calderos de mediana y alta presión deben implementar un desaireador, para garantizar la eficiencia del caldero y evitar accidentes de trabajo.

Bibliografía

CÁLCULO PARA EVITAR LA CAVITACIÓN EN UN SISTEMA DE BOMBEO MEDIANTE EL USO DE NPSHA Y NPSHR. **González, José Francisco Castillo. 2013.** 2013.

Control PID de un Sistema de Temperatura. **Luigi Mauricio Albán Fernández, Juan Esteban Ordoñez Bonilla. 2013.** 2013.

Controladores PID. **MAZZONE, Virginia. 2002.** 2002.

CRUZ, Fanco Balcazar. 2013. *ANALISIS DE LAS VARIABLES DE CAVITACION EN BOMBAS CENTRIFUGAS HORIZONTALES.* 2013.

Cuevas Villegas, Carlos Fernando. 2001. *MEDICIÓN DEL DESEMPEÑO: RETORNO SOBRE INVERSIÓN, ROI; INGRESO RESIDUAL, IR; VALOR ECONÓMICO AGREGADO, EVA; ANÁLISIS COMPARADO.* Cali : s.n., 2001.

DETERMINACION EXPERIMENTAL DE COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA CONVECCION LIBRE Y FORZADA. **MARROQUIN, JOEL GONZALES. 1998.** 1998.

DISEÑO Y CALCULO DEL AISLAMIENTO TERMICO DE CONDUCCIONES, APARATOS Y EQUIPOS. **MINISTERIO DE INDUSTRIA, TURISMO Y COMERCIO. 2007.** MADRID : IDAE, 2007.

ESTUDIO DE PRE-FACTIBILIDAD TECNICA Y ECONOMICA DEL DISEÑO DE UN DESGASIFICADOR TERMICO PARA CALDERA PIROTUBULAR MARCA CLEAVER BROOKS MODELO CB-LE DE 700 HP. **MEDINA, CARLOS ZAVALA. 2012.** TRUJILLO : s.n., 2012.

GOMEZ, José Eugenio Vázquez. 2014. *Análisis de Equipos de Desgasificación en Instalaciones de Vapor.* Depto. Ingeniería Energética, Universidad de Sevilla. 2014.

GUIA DE BUENAS PRACTICAS EN EL AISLAMIENTO INDUSTRIAL. **AFELMA, ANDIMAI. 2016.** MADRID : COMUNIDAD DE MADRID, 2016.

KOHAN, Anthony. 2000. *MANUAL DE CALDERAS.* 2000. pág. 504.

MARROQUIN, JOEL GONZALES. 1998. *DETERMINACION EXPERIMENTAL DE COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCION LIBRE Y FORZADA.* 1998.

Mecánica de fluidos de ingeniería química. **DARVY, RON. 2001.** NEW YORK : DEKKER, 2001.

PARÁMETROS ORGANOLEPTICOS. **AGUA, DIGESA - GESTA.**

Prototipo para control automático de nivel y caudal de líquidos . **Joseph Vergara, Robinson Molina, César Machado. 2011.** s.l. : INGENIUS N°6, 2011.

Roig, Maria Luria i. 2011. *El retorno a la inversión.* BARCELONA : DIPUTACIÓN BARCELONA, 2011.

SISTEMA DE CONTROL AUTOMATICO DE NIVEL DE LIQUIDOS APLICANDO UN PID. **MARIA COCA, ABIGAIL GARCIA, LAURA JORDAN. 2014.** SANTA CRUZ - BOLIVIA : s.n., 2014.

TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA. **CENGEL, YUNUS A. 2007.** 2007.

Park, T. (2018). Instituto Nacional de Estadística e Informática. [online] M.inei.gob.pe. Available at: [http://m.inei.gob.pe/prensa/noticias/micro-pequenas-y-medianas-empresas-concentran-mas-/](http://m.inei.gob.pe/prensa/noticias/micro-pequenas-y-medianas-empresas-concentran-mas/)

ANEXOS

CONDICIONES DEL DESAIREADOR

DATOS GENERALES:

CALDERA:

CAPACIDAD DE LA CALDERA: 400 BHP

CONDENSADOR:

Temperatura del agua condensada: 83.5 °C

VAPOR DESGACIFICADOR:

Presión: 0.15bar

AGUA ALIMENTADORA A CALDERA:

Temperatura de agua de alimentación: 105°C

LONGITUD DE DESAIREADOR HASTA CALDERA:

LONGITUD = 7.5 metros

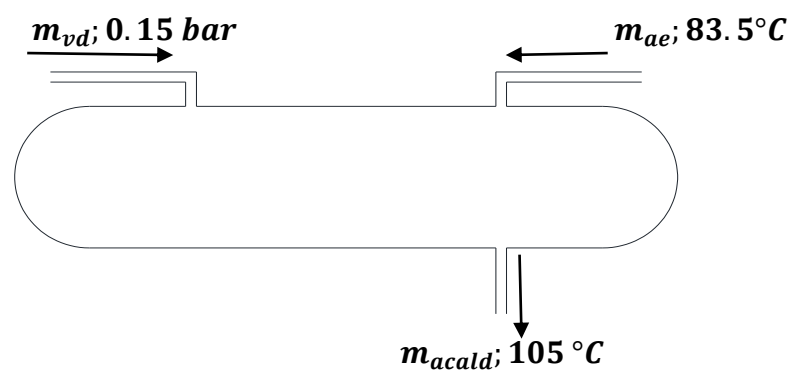


Figura 1

En la figura se observa las entradas y salidas con sus parámetros respectivos del sistema. Los cuales servirán para realizar los siguientes cálculos.

BALANCE DE ENERGIA EN EL DESAIREADOR:

El análisis empieza con Balance de Energia tomando en cuenta la tabla termodinámica para agua saturada, donde se sacaran datos de entalpia de a cuerdo a temperatura o presión. Para ello se utilizara la ecuación 2.

$$(\dot{m}_{vd} \times h_{vd}) + (\dot{m}_{ae} \times h_{ae}) = (\dot{m}_{vcald} \times h_{acald}) \dots \dots \dots (2)$$

Datos de Tabla de Termodinámica

h_{vd} : entalpia de vapor desgacificador a presión 9 bar (900 KPa) = 2773 KJ/Kg

h_{ac} : entalpia de agua de entrada al desaireador a temperatura 83.5 °C = 349.72 KJ/Kg

h_{al} : entalpia de agua de alimentación a caldera a temperatura de 105°C = 440.28 KJ/Kg

Conversión de BHP a kg/h: $400 \times 15.66 = 6264 \frac{kg}{h} = 1.73 m/s = \dot{m}_{vcald}$

Para: Presion: 0.15bar , entonces $P_{abs} = 1.15 bar$

$$(\dot{m}_{vd} \times 2773) + (\dot{m}_{ae} \times 349.72) = (1.73 \times 440.28)$$

$$(\dot{m}_{vd} \times 2773) + 349.72(1.73 - \dot{m}_{vd}) = 761.68$$

$$\dot{m}_{vd} = 0.065 \frac{kg}{s} = 234 \frac{kg}{h}$$

CALCULO DE DIAMETRO INTERIOR DE TUBERIA DE VAPOR DESGACIFICADOR

$$\dot{m}_{vd} = \rho_{vd} \times S_t \times V_v \dots \dots \dots (3)$$

Densidad del vapor desgacificador (ρ_{vd}) : 1/Volumen especifico

Volumen especifico del vapor desgacificar a 9 bar (900 KPa) = 0.21489 m^3/kg

$$\rho_{vd} = 1/0.21489 = 4.654 kg/m^3$$

Reemplazando en l ecuación:

$$0.065 \frac{kg}{s} = 4.654 kg/m^3 \times S_t \times 35 m/s$$

$$S_t = 0.0004 m^2$$

$$d_{int} = \sqrt{\frac{4(S_t)}{\pi}} = \sqrt{\frac{4(0.0004 m^2)}{\pi}} = 0.023 m$$

Conversión de metros a pulgadas

$$d_{int} = 0.023 \text{ m} \times \frac{1 \text{ pie}}{0.3048 \text{ m}} \times \frac{12 \text{ pulg}}{1 \text{ pie}} = 0.89 \text{ pulg} \approx 1 \text{ pulg}$$

$$d_{int} = 0.89 \text{ pulg} \approx 1 \text{ pulg}$$

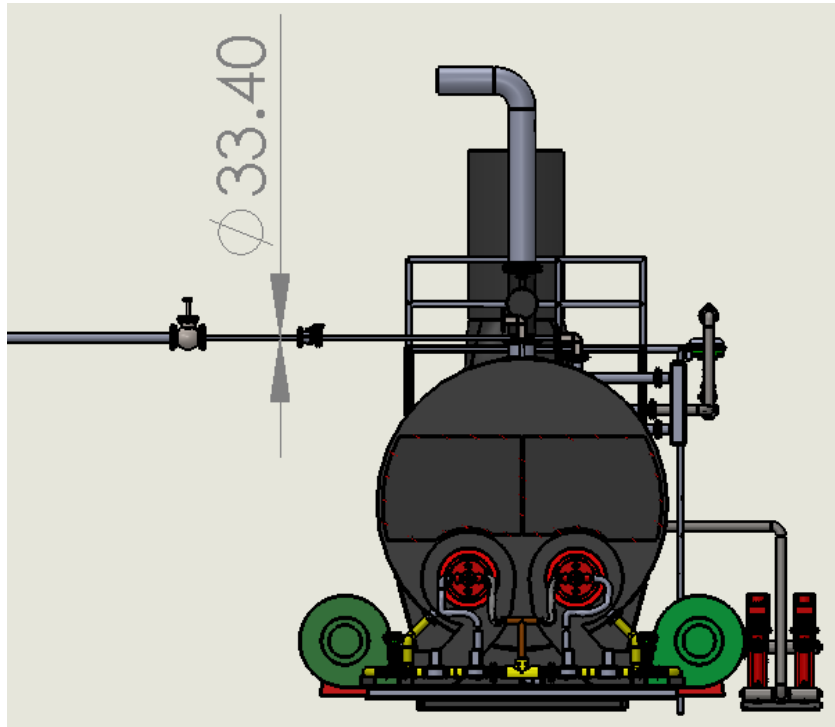


FIGURA 2

En la figura 2 se puede observar que la posición de la tubería de 1 pulg (con diámetro externo 33,4mm) es la que se encuentra entre el codo de 90 grados, pasa por la valvula manual y la valvula reductora de presión.

CALCULO DE PERDIDA DE CALOR CON TUBERIA DESNUDA

$$Q_{Tuberia\ desnuda} = h_{p-\infty} \times S_t \times \Delta T \dots \dots \dots (5)$$

$$h_{p-\infty} = 11.6 + 6.96\sqrt{V_{viento}}$$

$$h_{p-\infty} = 11.6 + 6.96\sqrt{4.5}$$

$$h_{p-\infty} = 26.36 \frac{W}{m^2k}$$

$$S_t = \pi \times D_{ED} \times L \dots \dots \dots (6)$$

$$S_t = \pi \times 0.0334\ m \times 7.5\ m$$

$$S_t = 0.787\ m^2$$

Reemplazamos datos en la formula:

$$Q_{Tuberia\ desnuda} = 26.36 \frac{W}{m^2k} \times 0.787\ m^2 \times (175.35 - 25)^\circ C$$

$$Q_{Tuberia\ desnuda} = 3119.059\ W$$

Entonces el calor perdido por cada metro es :

$$q_{Tuberia\ desnuda} = \frac{Q_{Tuberia\ desnuda}}{L}$$

$$q_{Tuberia\ desnuda} = \frac{3119.059\ W}{7.5\ m} = 415.87 \frac{W}{m}$$

Este resultado nos indica que necesariamente se debe contar con un aislamiento térmico para la tubería, ya que sin ello se estaría perdiendo $415.87 \frac{W}{m}$.

CALCULO DE AISLAMIENTO TERMICO DE TUBERIA ANTES DE VALVULA REDUCTORA DE PRESION

Para CALOR TOTAL.

$$Q_T = m_{vd} \times h_{vd} \dots \dots \dots (4)$$

$$Q_T = 0.065 \frac{kg}{s} \times 2773 \frac{kJ}{kg}$$

$$Q_T = 180.25 \text{ KW}$$

Para eficiencia de tubería de 99.8%

$$Q_{TDesn} = (1 - 99.8\%) \times 180250 \text{ W}$$

$$Q_{TDesn} = 360.5 \text{ W}$$

Calculo de calor de tubería desnuda por cada metro.

$$q_{TDesn} = \frac{360.5}{7.5} \text{ W/m}$$

$$q_{TDesn} = 48.067 \text{ W/m}$$

PARA AISLAMIENTO TERMICO CON FIBRA DE VIDRIO

$$K_{F.V} = 0.0417 + 0.000232(T_m)$$

$$T_m = \frac{175.35 + 40}{2} = 107.675 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$K_{F.V} = 0.0417 + 0.000232(107.675 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$K_{F.V} = 0.0667$$

$$D_{EAisl} = D_{ED} \times e^{\frac{2 \times \pi \times K_{F.V} \times (T_{\text{obar}} - T_{\text{paisl}})}{q_{T\text{Aisl}}}} \dots \dots \dots (20)$$

$$D_{EAisl} = 0.0334 \text{ m} \times e^{\frac{2 \times \pi \times 0.0667 \times (175.35 - 40)^\circ\text{C}}{48.067 \text{ W/m}}}$$

$$D_{EAisl} = 0.0334 \text{ m} \times 3.255 = 0.109 \text{ m}$$

Espesor del aislante térmico:

$$\delta = \frac{D_{EAisl} - D_{ED}}{2} = \frac{0.109 - 0.0334}{2} = 0.0377 \text{ m} = 1.5 \text{ pulg}$$

PARA AISLAMIENTO TERMICO CON LANA MINERAL

$$K_{L.M} = 0.059160 + 0.000186(T_m)$$

$$T_m = \frac{175.35 + 40}{2} = 107.675 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$K_{L.M} = 0.059160 + 0.000186(107.675 \text{ } ^\circ\text{C})$$

$$K_{L.M} = 0.07919$$

$$D_{EAisl} = D_{ED} \times e^{\frac{2 \times \pi \times K_{F.V} \times (T_{\theta bar} - T_{p a i s l})}{q_{T A i s l}}}$$

$$D_{EAisl} = 0.0334 \text{ m} \times e^{\frac{2 \times \pi \times 0.07919 \times (175.35 - 40)^\circ\text{C}}{48.067 \text{ W/m}}}$$

$$D_{EAisl} = 0.0334 \text{ m} \times 4.06 = 0.136 \text{ m}$$

Espesor del aislante térmico:

$$\delta = \frac{D_{EAisl} - D_{ED}}{2} = \frac{0.136 - 0.0334}{2} = 0.0511 \text{ m} = 2.012 \text{ pulg}$$

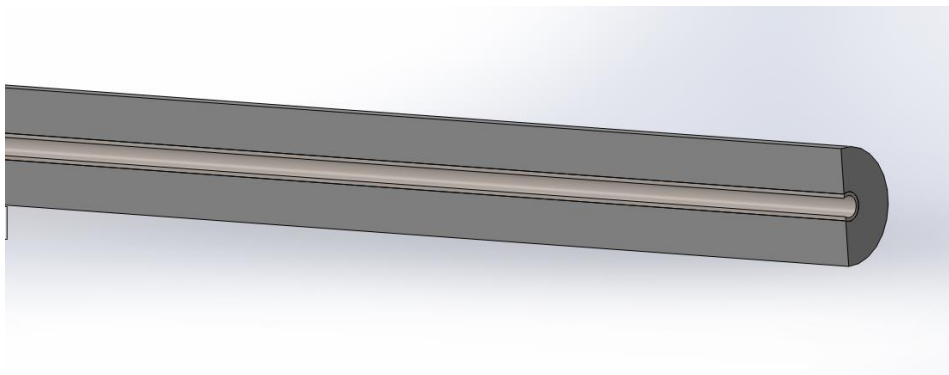


FIGURA 3

En la figura 3 se tomo un diámetro interior de 1 pulgada, diámetro exterior de 33.4 mm. Donde se puede observar que se utilizo 2 pulgadas de espesor para el aislamiento térmico de fibra de vidrio.

CALCULO DE AISLAMIENTO TERMICO DE TUBERIA DESPUES DE VALVULA REDUCTORA DE PRESION

$$(\dot{m}_{vd} \times h_{vd}) + (\dot{m}_{ae} \times h_{ae}) = (\dot{m}_{vcald} \times h_{acald}) \dots \dots \dots (2)$$

Datos de Tabla de Termodinámica

h_{vd} : entalpia de vapor desgacificador a presión 1.15 bar (115 KPa) = 2680.94 KJ/Kg

h_{ac} : entalpia de agua de entrada al desaireador a temperatura 83.5 °C = 349.72 KJ/Kg

h_{al} : entalpia de agua de alimentación a caldera a temperatura de 105°C = 440.28 KJ/Kg

Conversión de BHP a kg/h: $400 \times 15.66 = 6264 \frac{kg}{h} = 1.73 m/s = \dot{m}_{vcald}$

Para: Presion: 1.15 bar , entonces $P_{abs} = 115 kPa$

$$(\dot{m}_{vd} \times 2680.94) + (\dot{m}_{ae} \times 349.72) = (1.73 \times 440.28)$$

$$(\dot{m}_{vd} \times 2670.94) + 349.72(1.73 - \dot{m}_{vd}) = 761.68$$

$\dot{m}_{vd} = 0.0674 \frac{kg}{s} = 242.97 \frac{kg}{h}$
--

CALCULO DE DIAMETRO INTERIOR DE TUBERIA DE VAPOR DESGACIFICADOR

$$\dot{m}_{vd} = \rho_{vd} \times S_t \times V_v \dots \dots \dots (3)$$

Densidad del vapor desgacificador (ρ_{vd}) : 1/Volumen especifico

Volumen especifico del vapor desgacificar a 1.15 bar (115 KPa) = 1.50264 m³/kg

$$\rho_{vd} = 1/1.50264 = 0.665 kg/m^3$$

Reemplazando en l ecuación:

$$0.065 \frac{kg}{s} = 0.665 kg/m^3 \times S_t \times 35 m/s$$

$$S_t = 0.0028 m^2$$

$$d_{int} = \sqrt{\frac{4(S_t)}{\pi}} = \sqrt{\frac{4(0.0028 m^2)}{\pi}} = 0.0597 m$$

Conversión de metros a pulgadas

$$d_{int} = 0.0597 \text{ m} \times \frac{1 \text{ pie}}{0.3048 \text{ m}} \times \frac{12 \text{ pulg}}{1 \text{ pie}} = 2.35 \text{ pulg} \approx 3 \text{ pulg}$$

$$d_{int} = 2.35 \text{ pulg} \approx 3 \text{ pulg}$$

CALCULO DE PERDIDA DE CALOR CON TUBERIA DESNUDA

$$Q_{Tuberia \text{ desnuda}} = h_{p-\infty} \times S_t \times \Delta T$$

$$h_{p-\infty} = 11.6 + 6.96\sqrt{V_{viento}}$$

$$h_{p-\infty} = 11.6 + 6.96\sqrt{4.5}$$

$$h_{p-\infty} = 26.36 \frac{W}{m^2k}$$

$$S_t = \pi \times D_{ED} \times L \dots \dots \dots (6)$$

$$S_t = \pi \times 0.0889 \text{ m} \times 7.5 \text{ m}$$

$$S_t = 2.0947m^2$$

Reemplazamos datos en la fórmula:

$$Q_{Tuberia \text{ desnuda}} = 26.36 \frac{W}{m^2k} \times 2.0947 \text{ m}^2 \times (175.35 - 25)^\circ C$$

$$Q_{Tuberia \text{ desnuda}} = 8301.6 \text{ W}$$

Entonces el calor perdido por cada metro es :

$$q_{Tuberia \text{ desnuda}} = \frac{Q_{Tuberia \text{ desnuda}}}{L}$$

$$q_{Tuberia \text{ desnuda}} = \frac{8301.6 \text{ W}}{7.5 \text{ m}} = 1106.88 \frac{W}{m}$$

CALCULO DE AISLAMIENTO TERMICO PARA LA TUBERIA DE VAPOR DESGACIFICADOR.

Para CALOR TOTAL.

$$Q_T = \dot{m}_{vd} \times h_{vd} \dots \dots \dots (4)$$

$$Q_T = 0.065 \frac{kg}{s} \times 2680.94 \frac{kJ}{kg}$$

$$Q_T = 174.2611 \text{ KW}$$

Para eficiencia de tubería de 99.5%

$$Q_{TDesn} = (1 - 99.5\%) \times 174261.1 \text{ W}$$

$$Q_{TDesn} = 871.31 \text{ W}$$

Calculo de calor de tubería desnuda por cada metro.

$$q_{TDesn} = \frac{871.31}{7.5} \text{ W/m}$$

$$q_{TDesn} = 116.17 \text{ W/m}$$

PARA AISLAMIENTO TERMICO CON FIBRA DE VIDRIO

$$K_{F.V} = 0.0417 + 0.000232(T_m)$$

$$T_m = \frac{175.35 + 40}{2} = 107.675 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$K_{F.V} = 0.0417 + 0.000232(107.675 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$K_{F.V} = 0.0667$$

$$D_{EAisl} = D_{ED} \times e^{\frac{2 \times \pi \times K_{F.V} \times (T_{1.15bar} - T_{paisl})}{q_{TAisl}}} \dots \dots \dots (20)$$

$$D_{EAisl} = 0.0889 \text{ m} \times e^{\frac{2 \times \pi \times 0.0667 \times (175.35 - 40)^\circ\text{C}}{116.17 \text{ W/m}}}$$

$$D_{EAisl} = 0.0889 \text{ m} \times 1.63 = 0.145 \text{ m}$$

Espesor del aislante térmico:

$$\delta = \frac{D_{EAisl} - D_{ED}}{2} = \frac{0.145 - 0.0889}{2} = 0.028 \text{ m} = 1.102 \text{ pulg}$$

PARA AISLAMIENTO TERMICO CON LANA MINERAL

$$K_{F.V} = 0.059160 + 0.000186(T_m)$$

$$T_m = \frac{175.35 + 40}{2} = 107.675 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$K_{F.V} = 0.059160 + 0.000186(107.675 \text{ } ^\circ\text{C})$$

$$K_{F.V} = 0.07919$$

$$D_{EAisl} = D_{ED} \times e^{\frac{2 \times \pi \times K_{F.V} \times (T_{1.15bar} - T_{paisl})}{q_{TAisl}}}$$

$$D_{EAisl} = 0.0889 \text{ m} \times e^{\frac{2 \times \pi \times 0.07919 \times (175.35 - 40)^\circ\text{C}}{116.17 \text{ W/m}}}$$

$$D_{EAisl} = 0.0889 \text{ m} \times 1.786 = 0.159 \text{ m}$$

Espesor del aislante térmico:

$$\delta = \frac{D_{EAisl} - D_{ED}}{2} = \frac{0.159 - 0.0889}{2} = 0.0349 \text{ m} = 1.37 \text{ pulg}$$

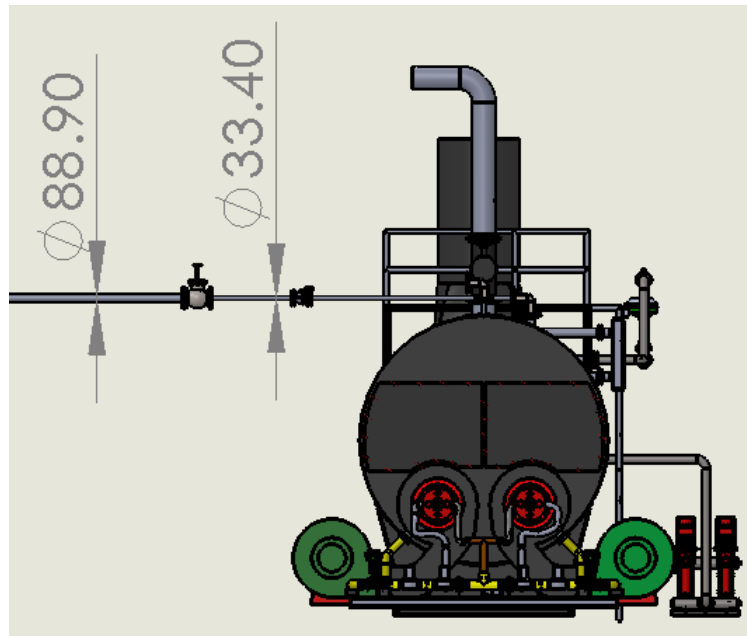


FIGURA 6

Este calculo sirvió para poder dimensionar el diámetro de tubería después de la acción de reducir la presión, por parte de la valvula. Dicha tubería se encuentra entre las dos valvula, donde claramente se puede observar la diferencia del diámetro que tienen cuando la presión es de 9 bar absoluto y cuando es de 1.15 bar absoluto.

CALCULO DE ALTURA DE DESAIREADOR.

$$m_{vcald} = 6264 \frac{Kg}{h} \times F.S$$

$$m_{vcald} = 6264 \frac{Kg}{h} \times 1.2 = 7516.8 \frac{kg}{h} = 2.088 \frac{kg}{s}$$

- Calculo de diámetro interior

$$m_{vcal} = \rho_v \times S_t \times V_v \dots \dots \dots (3)$$

- $\rho_{105^\circ C}: \frac{1}{Vol_{esp}} = \frac{1}{0.001047} = 955.11 \frac{kg}{m^3}$
- *Velocidad del liquido en lineas de conduccion* = $2.4 \frac{m}{s}$

La velocidad se asumirá 2.4 m/s ya que:

Tabla 1. Velocidades recomendadas para fluidos en tuberías.

Fluido	Tipo de Flujo	Velocidad	
		ft/s	m/s
Líquidos poco viscosos	Flujo por gravedad	0.5 – 1	0.15 – 0.30
	Entrada de bomba	1 – 3	0.3 – 0.9
	Salida de bomba	4 – 10	1.2 – 3
	Línea de Conducción	4 – 8	1.2 – 2.4
Líquidos viscosos	Entrada de bomba	0.2 – 0.5	0.06 – 0.15
	Salida de bomba	0.5 – 2	0.15 – 0.6
Vapor de Agua		30 – 50	9 – 15
Aire o gas		30 – 100	9 – 30

$$2.088 \frac{kg}{s} = 955.11 \frac{kg}{m^3} \times S_t \times 2.4 \frac{m}{s}$$

$$S_t = 0.000911 \text{ m}$$

$$D_{int} = \sqrt{\frac{4(S_t)}{\pi}} = \sqrt{\frac{4(0.000911)}{\pi}} = 0.0341 \text{ m}$$

$$d_{int} = 0.0341 \text{ m} \times \frac{1 \text{ pie}}{0.3048 \text{ m}} \times \frac{12 \text{ pulg}}{1 \text{ pie}} = 1.341 \text{ pulg} \approx 2 \text{ pulg}$$

Calculo de Numero de Reynolls

$$R_e = \frac{d \times v \times \rho}{\mu} \dots\dots\dots (8)$$

$$R_e = \frac{0.0341 \text{ m} \times 2.4 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 955.11 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{0.000267 \frac{\text{kg}}{\text{m} \times \text{s}}} = 292757.31$$

- Viscosidad Dinámica : $\mu_{105^\circ\text{C}} = 0.000267 \frac{\text{kg}}{\text{m} \times \text{s}}$

Para Hierro Galvanizado: $\varepsilon = 0.15 \text{ mm}$

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0.15 \times 10^{-3}}{0.01445} = 0.01$$

- De Diagrama de Moody.
F=0.038

$T_{ag} = 105^\circ\text{C}$; por interpolacion de tabla de termodinamica: $P_v = 120900 \text{ Pa}$

$$\text{Peso especifico} = \gamma = \rho \times g = 955.11 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 9360.078 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \times \text{s}^2}$$

Accesorios para la tubería:

Accesorio	Coefficientes de pérdidas (Ks)
Codo de 90° radio largo	0.6
Valvula de compuerta abierta	0.19
De borde ahusado	0.5

$$h_f = \frac{f \times L_{equiv} \times V^2}{2 \times g \times d} + \sum k_i \frac{V^2}{2 \times g} \dots\dots\dots (7)$$

$$h_f = \frac{0.038 \times (1 + ha) \times 2.4^2}{2 \times 9.81 \times 0.0341} + (0.6 + 0.19 + 0.5) \frac{2.4^2}{2 \times 9.81}$$

$$h_f = 0.327(1 + ha) + 0.379$$

Perdida de presión en la tubería.

$$\Delta p_t = \lambda \times \frac{L_{equiv} \times V^2 \times \rho}{2 \times d}$$

$$\Delta p_t = 0.01 \times \frac{(1 + ha) \times 2.4^2 \times 955.11}{2 \times 0.0341}$$

$$\Delta p_t = 806.66(1 + ha)$$

Para evita la cavitación se debe cumplir que:

$$NPSH_A = NPSH_R \times 1.2$$

De curva de la Bomba Centrifuga se puede sacar $NPSH_R$ con respecto al flujo másico que se tiene.

- $V_{especif\ 105\ ^\circ C} = 0.001047 \frac{m^3}{kg}$

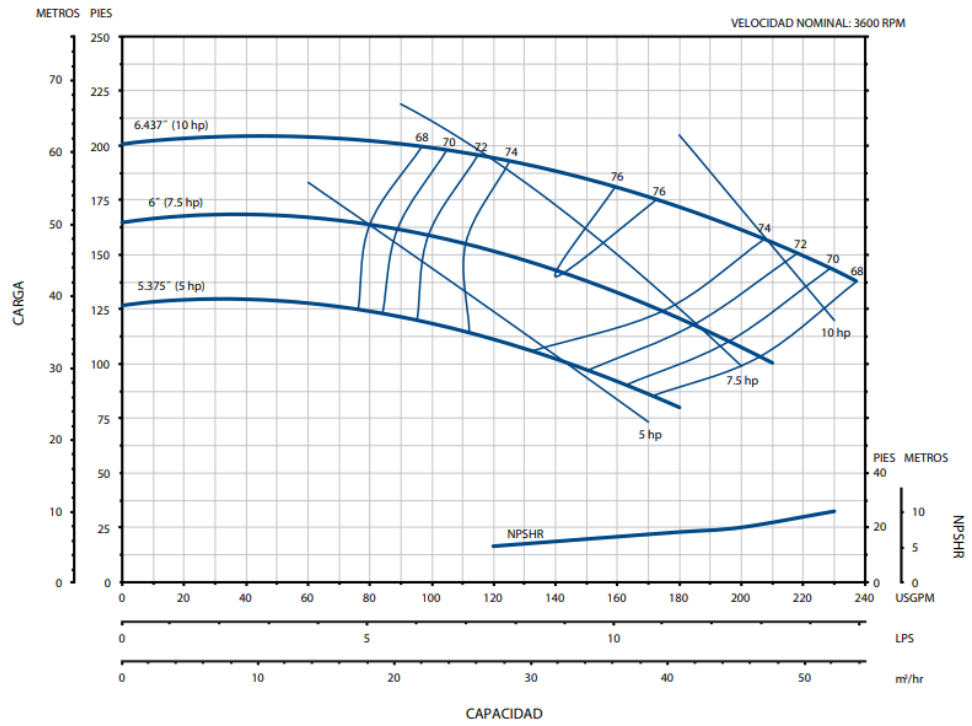
$$7516.8 \frac{kg}{h} \times 0.001047 \frac{m^3}{kg} \times \frac{1000\ lt}{1m^3} \times \frac{1\ h}{60\ min} = 131.17\ lt/min$$

Por lo que se puede observar que para un caudal de 131.17 lt/min se tiene $NPSH_R = 4.5$ m

Entonces:

$$NPSH_A = 4.5 \times 1.2 = 5.4\ m$$

A2X1.5-6



Calculo final de altura del desaireador.

$$NPSH_A = \frac{P_{abs} - P_v - \Delta p_t}{\gamma} - ha - hf \dots \dots \dots (13)$$

$$5.4 = \frac{120900 - 15000 - 806.66(1 + ha)}{\gamma} - ha - 0.327(1 + ha) - 0.379$$

$$ha = 3.6 \text{ m}$$

La altura que debe ubicarse el desaireador con respecto al nivel del suelo es 3.6 m.

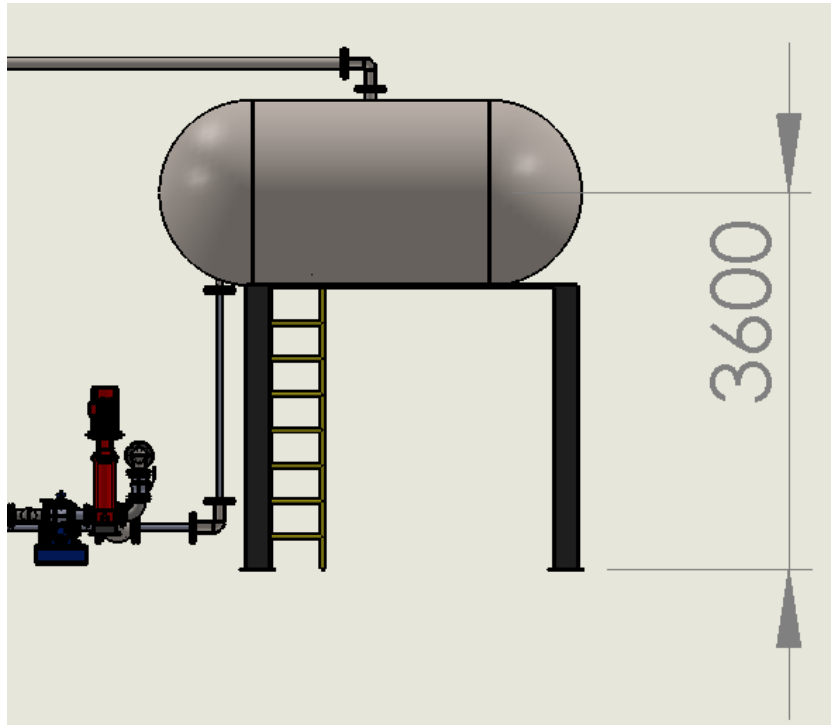


FIGURA 7

Después del cálculo de la altura a la que debe estar posicionado el tanque de almacenamiento con respecto a la electrobomba, la cual evitara la cavitación, se represento en un dibujo la posición en la que quedaría. Donde para dicho análisis se conto con un codo de 90°, una valvula de compuerta abierta, y una distancia horizontal de 1 metro.

CALCULO DE AISLANTE PARA TUBERIA DE AGUA DE RETORNO A CALDERA

Para CALOR TOTAL.

$$Q_T = \dot{m}_{vd} \times h_{vd} \dots \dots \dots (4)$$

$$Q_T = 1.73 \frac{kg}{s} \times 440.28 \frac{kJ}{kg}$$

$$Q_T = 761.6844 \text{ KW}$$

CALCULO DE DIAMETRO INTERIOR DE TUBERIA DE AGUA DESPUES DE DESAIREADOR

$$\dot{m}_{ag} = \rho_{vd} \times S_t \times V_{ag} \dots \dots \dots (3)$$

Densidad del vapor desgasificador (ρ_{vd}) : 1/Volumen especifico

Volumen especifico del agua a 105 °C = 0.001047 m³/kg

$$\rho_{vd} = 1/0.001047 = 955.11 \text{ kg/m}^3$$

Reemplazando en la ecuación:

$$1.73 \frac{kg}{s} = 955.11 \text{ kg/m}^3 \times S_t \times 2.4 \text{ m/s}$$

$$S_t = 0.00075 \text{ m}^2$$

$$d_{int} = \sqrt{\frac{4(S_t)}{\pi}} = \sqrt{\frac{4(0.00075 \text{ m}^2)}{\pi}} = 0.031 \text{ m}$$

Conversión de metros a pulgadas

$$d_{int} = 0.031 \text{ m} \times \frac{1 \text{ pie}}{0.3048 \text{ m}} \times \frac{12 \text{ pulg}}{1 \text{ pie}} = 1.217 \text{ pulg} \approx 1 \frac{1}{4} \text{ pulg}$$

Para diámetro interior de tubería 1 ¼ pulg, su diámetro exterior de acuerdo a tabla, es 42.2 mm.

Para eficiencia de tubería de 99.95%

$$Q_{TDesn} = (1 - 99.95\%) \times 761684.4 \text{ W}$$

$$Q_{TDesn} = 380.8422 \text{ W}$$

Calculo de calor de tubería desnuda por cada metro.

$$q_{TDesn} = \frac{380.8422}{7.5} \text{ W/m}$$

$$q_{TDesn} = 50.78 \text{ W/m}$$

PARA AISLAMIENTO TERMICO CON FIBRA DE VIDRIO

$$K_{F.V} = 0.0417 + 0.000232(T_m)$$

$$T_m = \frac{105 + 40}{2} = 72.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$K_{F.V} = 0.0417 + 0.000232(72.5 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$K_{F.V} = 0.0585$$

$$D_{EAisl} = D_{ED} \times e^{\frac{2 \times \pi \times K_{F.V} \times (T_{105^\circ\text{C}} - T_{paisl})}{q_{TDesn}}} \dots \dots \dots (20)$$

$$D_{EAisl} = 0.0422 \text{ m} \times e^{\frac{2 \times \pi \times 0.0585 \times (105 - 40)^\circ\text{C}}{50.78 \text{ W/m}}}$$

$$D_{EAisl} = 0.0422 \text{ m} \times 1.6 = 0.0676 \text{ m}$$

Espesor del aislante térmico:

$$\delta = \frac{D_{EAisl} - D_{ED}}{2} = \frac{0.0676 - 0.0422}{2} = 0.0127 \text{ m} = \frac{1}{2} \text{ pulg}$$

PARA AISLAMIENTO TERMICO CON LANA MINERAL

$$K_{F.V} = 0.059160 + 0.000186(T_m)$$

$$T_m = \frac{105 + 40}{2} = 72.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$K_{F.V} = 0.059160 + 0.000186(72.5 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$K_{F.V} = 0.07265$$

$$D_{EAisl} = D_{ED} \times e^{\frac{2 \times \pi \times K_{F.V} \times (T_{\text{obar}} - T_{\text{paisl}})}{q_{T_{Aisl}}}}$$

$$D_{EAisl} = 0.0422 \text{ m} \times e^{\frac{2 \times \pi \times 0.07265 \times (105 - 40)^\circ\text{C}}{50.78 \text{ W/m}}}$$

$$D_{EAisl} = 0.0422 \text{ m} \times 1.794 = 0.076 \text{ m}$$

Espesor del aislante térmico:

$$\delta = \frac{D_{EAisl} - D_{ED}}{2} = \frac{0.076 - 0.0422}{2} = 0.0169 \text{ m} = 0.665 \text{ pulg}$$

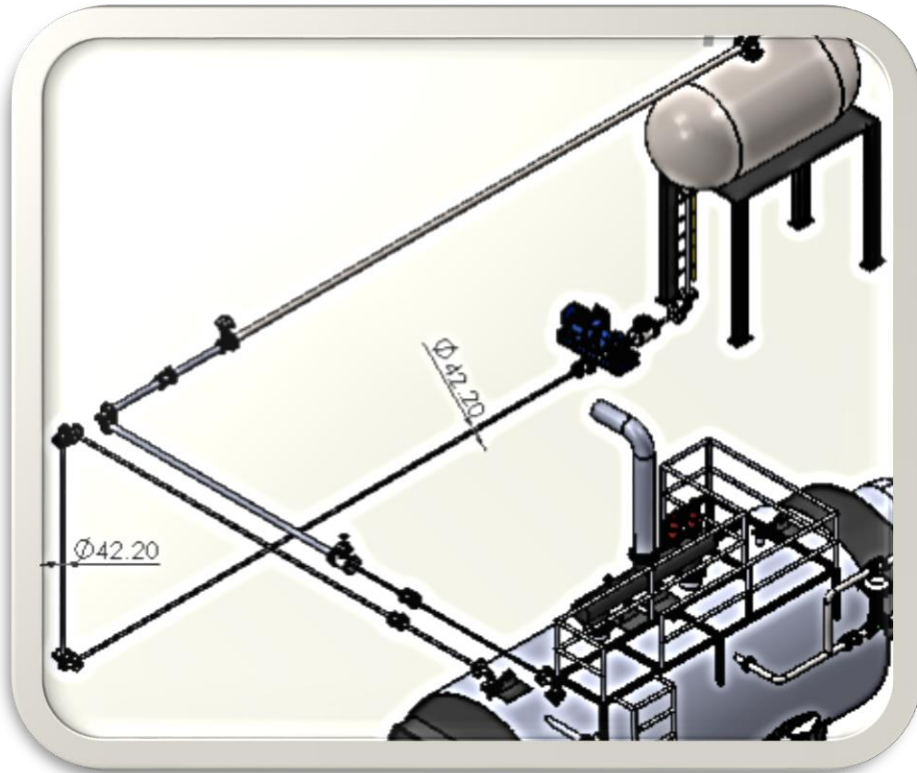


FIGURA 8

En la figura 8 se observa la conexión existente que puede haber entre la electro bomba y la caldera para el agua de retorno a 105°C, donde el diámetro interior de tubería para dicho fluido sería 1 1/4 pulg (*Diametro exterior 42.2 mm*). Y el espesor de aislamiento seleccionado sería de 2 pulgadas

CALCULO DE AISLAMIENTO TERMICO PARA EL DESAIREADOR TERMICO

Para este calculo tenemos los siguientes datos:

$$T_p = 105 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{pared aislada}} = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$V_{\text{viento}} = 4 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$D_{\text{interior}} = 1.5 \text{ m}$$

$$D_{\text{exterior}} = 1.5127 \text{ m}$$

CALCULO DE PERDIDA DE CALOR EN DESAIREADOR TERMICO SIN AISLAMIENTO

$$Q_{Desgasificador\ desnuda} = h_{p-\infty} \times S_t \times \Delta T \dots \dots \dots (5)$$

$$h_{p-\infty} = 11.6 + 6.96\sqrt{V_{viento}}$$

$$h_{p-\infty} = 11.6 + 6.96\sqrt{4.5}$$

$$h_{p-\infty} = 26.36 \frac{W}{m^2k}$$

$$S_t = \pi \times D_{ED} \times L \dots \dots \dots (6)$$

$$S_t = \pi \times 1.5127\ m \times 3.5\ m$$

$$S_t = 16.6\ m^2$$

Reemplazamos datos en la fórmula:

$$Q_{Desgasificador\ desnuda} = 26.36 \frac{W}{m^2k} \times 16.6\ m^2 \times (105 - 25)^\circ C$$

$$Q_{Desgasificador\ desnuda} = 35006.08\ W$$

CALCULO DE AISLAMIENTO TERMICO PARA DESGACIFICADOR TERMICO.

Para una eficiencia térmica de aislamiento de 99.9% tenemos un $q_{TAislada}$

$$Q_T = m_{vd} \times h_{vd} \dots \dots \dots (4)$$

$$Q_T = 1.73 \frac{kg}{s} \times 440.28 \frac{kJ}{kg}$$

$$Q_T = 761.6844\ KW$$

Para eficiencia de tubería de 99.8%

$$Q_{TDesn} = (1 - 99.8\%) \times 761684.4\ W$$

$Q_{TDesn} = 1523.3688\ W$

Calculo de calor de tubería desnuda por cada metro.

$$q_{TDesn} = \frac{15233.688}{3.5} W/m$$

$$q_{TDesn} = 435.248\ W/m$$

PARA AISLAMIENTO TERMICO CON FIBRA DE VIDRIO

$$K_{F.V} = 0.0417 + 0.000232(T_m)$$

$$T_m = \frac{105 + 40}{2} = 72.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$K_{F.V} = 0.0417 + 0.000232(72.5 \text{ } ^\circ\text{C})$$

$$K_{F.V} = 0.059$$

$$D_{EAisl} = D_{ED} \times e^{\frac{2 \times \pi \times K_{F.V} \times (T_{1.15bar} - T_{paisl})}{q_{RAisl}}} \dots \dots \dots (20)$$

$$D_{EAisl} = 1.5127 \text{ m} \times e^{\frac{2 \times \pi \times 0.059 \times (105 - 40) \text{ } ^\circ\text{C}}{435.248 \text{ W/m}}}$$

$$D_{EAisl} = 1.5127 \text{ m} \times 1.057 = 1.599 \text{ m}$$

Espesor del aislante térmico:

$$\delta = \frac{D_{EAisl} - D_{ED}}{2} = \frac{1.599 - 1.5127}{2} = 0.0043 \text{ m} = 1.69 \text{ pulg}$$

PARA AISLAMIENTO TERMICO CON LANA MINERAL

$$K_{F.V} = 0.059160 + 0.000186(T_m)$$

$$T_m = \frac{105 + 40}{2} = 72.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$K_{F.V} = 0.059160 + 0.000186(72.5 \text{ } ^\circ\text{C})$$

$$K_{F.V} = 0.07265$$

$$D_{EAisl} = D_{ED} \times e^{\frac{2 \times \pi \times K_{F.V} \times (T_{1.15bar} - T_{paisl})}{q_{RAisl}}} \dots \dots \dots (20)$$

$$D_{EAisl} = 1.5127 \text{ m} \times e^{\frac{2 \times \pi \times 0.07265 \times (105 - 40) \text{ } ^\circ\text{C}}{435.248 \text{ W/m}}}$$

$$D_{EAisl} = 1.5127 \text{ m} \times 1.07 = 1.62 \text{ m}$$

Espesor del aislante térmico:

$$\delta = \frac{D_{EAisl} - D_{ED}}{2} = \frac{1.62 - 1.5127}{2} = 0.053 \text{ m} = 2.1 \text{ pulg}$$

DISTRIBUCION DE TUBERIA DENTRO DEL TANQUE DESGASIFICADOR

- $\dot{m}_v = 0.0325 \frac{kg}{s}$
- Nro Orificios = 24
- $V_{volumen\ especifico\ 1.15bar} = 1.501 \frac{m^3}{kg}$
- $\rho_{1.15bar} = 1/1.501 = 0.665\ kg/m^3$
- $V_{vapor} = 35 \frac{m}{s}$

$$\dot{m}_v = \rho_v \times S_t \times V_v \dots \dots \dots (3)$$

$$0.0325 \frac{kg}{s} = 0.665\ kg/m^3 \times S_t \times 35 \frac{m}{s}$$

$$S_t = 0.0014\ m^2$$

$$d_{int} = \sqrt{\frac{4(S_t)}{\pi}} = \sqrt{\frac{4(0.0014\ m^2)}{\pi}} = 42.2\ mm$$

Flujo másico de tubos con agujeros, donde habrá 3 agujeros en cada tubo.

$$\dot{m}_v = \frac{0.0325\ kg/s}{4} = 0.00813\ kg/s$$

$$\dot{m}_v = \rho_v \times S_t \times V_v \dots \dots \dots (3)$$

$$0.00813\ kg/s = 0.665\ kg/m^3 \times S_t \times 35 \frac{m}{s}$$

$$S_t = 0.0003\ m^2$$

$$d_{int} = \sqrt{\frac{4(S_t)}{\pi}} = \sqrt{\frac{4(0.0003\ m^2)}{\pi}} = 20\ mm$$

$$d_{int\ de\ agujero\ en\ cada\ tubo} = \frac{20mm}{6} = 3.33\ mm \approx 1/8\ pulg$$

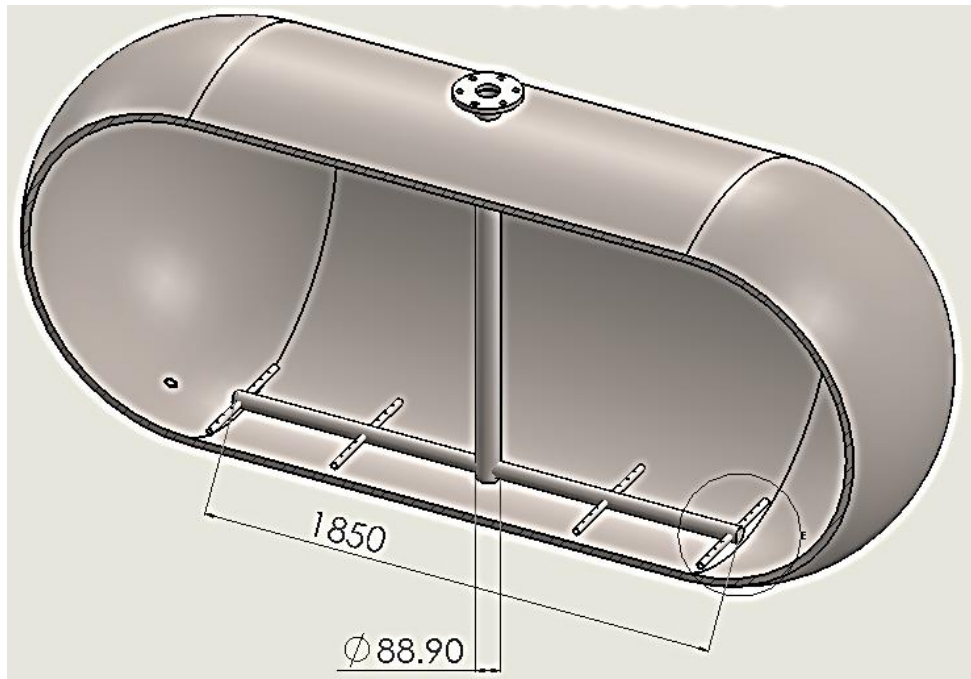


FIGURA 7

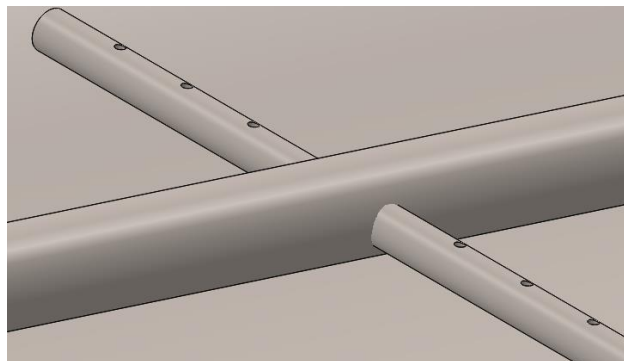


FIGURA 8

En la figura 7 y 8 se puede ver expresado los cálculos hechos para una distribución de tubería dentro del tanque de almacenamiento de agua y poder obtener una buena desgasificación.

COTAS PARA REALIZAR EL DESGASIFICADOR TERMICO.

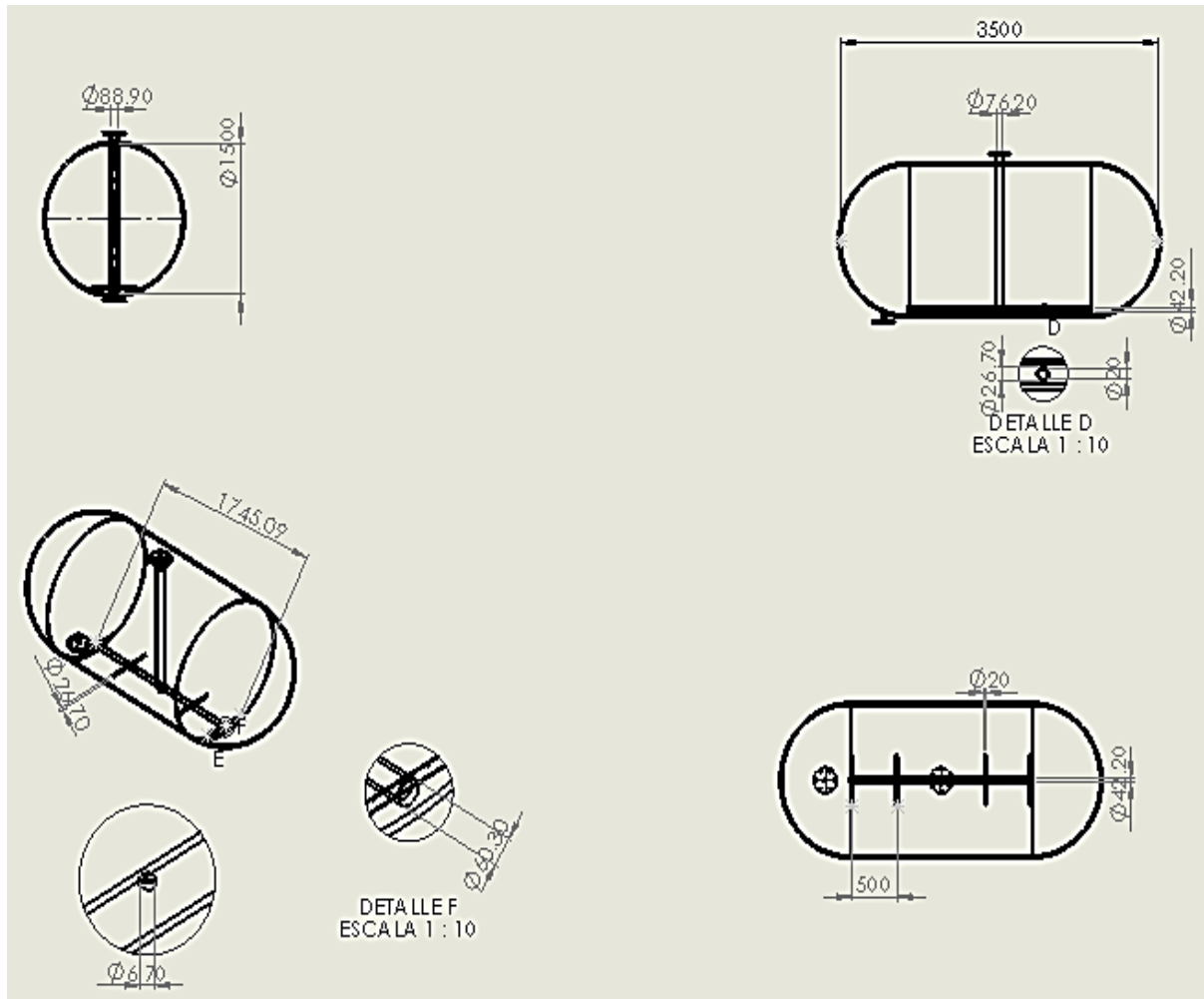


FIGURA 9

Se muestra detalladamente las dimensiones que se utilizo en el Desaireador Termico.

FIGURA GENERAL DE LAS PARTES A IMPLEMENTAR EN EL SISTEMA

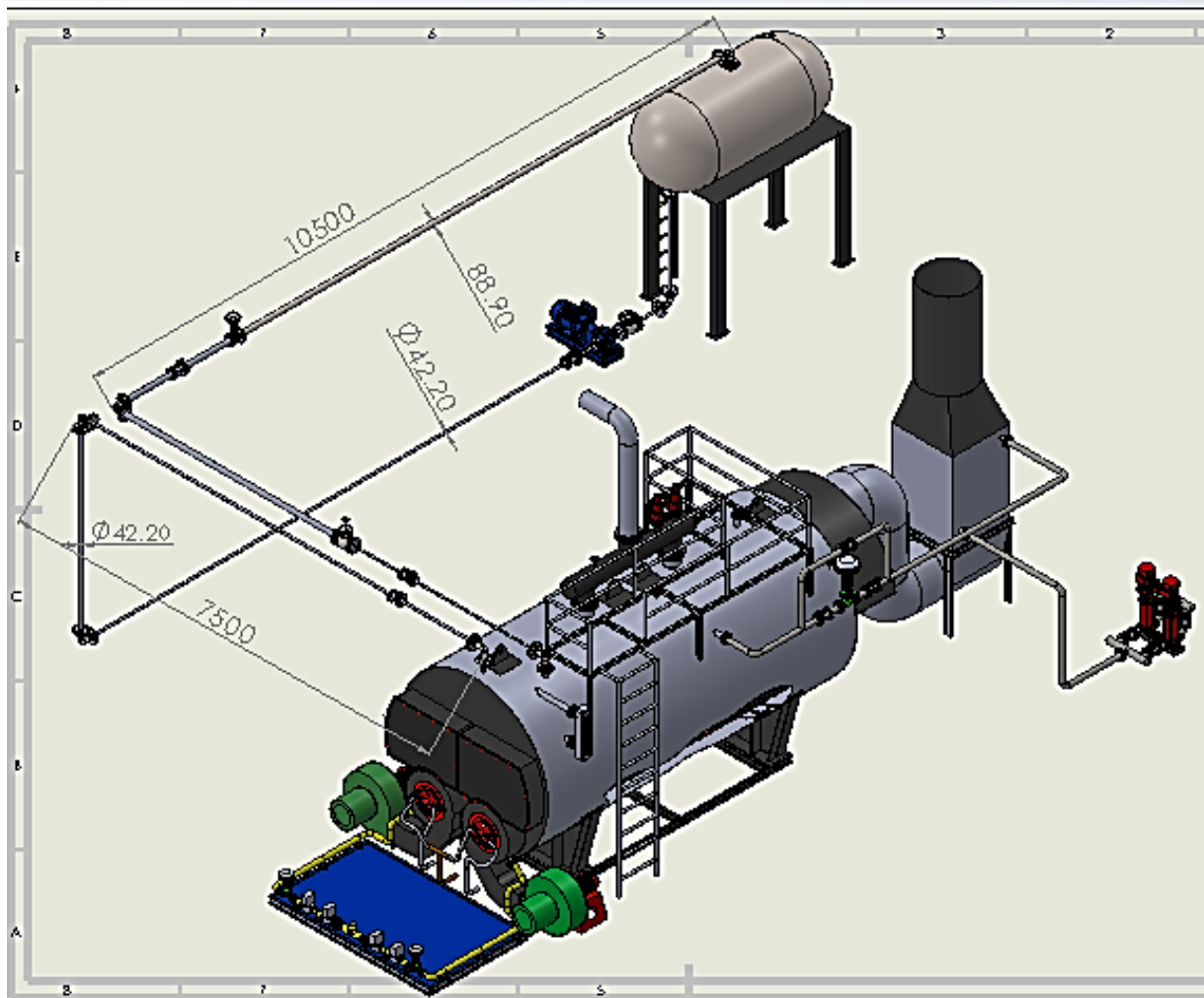


FIGURA 10

Se puede observar la distribución general del sistema entre el desgasificador termico y la caldera, con algunas cotas de diametros, y otros parametros que se determino en el presente proyecto.

CALCULO TECNICO ECONOMICO.

CALCULO DE COSTO DE PERDIDA.

Dicho calculo servirá para comparar el costo de perdida que se realiza de acuerdo a la eficiencia que tenga cada tipo de aislante.

PARA TUBERIA DE VAPOR ANTES DE VALVULA REDUCTORA DE PRESION

TIEMPO DE OPERACIÓN ANUAL: 8640 h/año

$$\text{COSTO UNITARIO DE CALOR: } \frac{7.6}{140000 \text{ PCI}} = 5.42857 \times 10^{-5} \frac{\text{soles}}{\text{kJ}}$$

$$C_{\text{perd}} = Q_{TDesn} \times T_{\text{oper}} \times 3600 \times C. U_Q$$

$$C_{\text{perd}} = 0.3 \text{ KW} \times 8640 \text{ h/año} \times \frac{3600\text{s}}{1\text{h}} \times 5.42857 \times 10^{-5} \frac{\text{soles}}{\text{kJ}}$$

$$C_{\text{perd}} = 506.55 \frac{\text{soles}}{\text{año}}$$

COSTO DE PERDIDA ANUAL PARA AISLANTE DE LANA MINERAL A 2 PULGADAS DE ESPESOR DE AISLANTE

TIEMPO DE OPERACIÓN ANUAL: 8640 h/año

$$\text{COSTO UNITARIO DE CALOR: } \frac{7.6}{140000 \text{ PCI}} = 5.42857 \times 10^{-5} \frac{\text{soles}}{\text{kJ}}$$

$$C_{\text{perd}} = Q_{TDesn} \times T_{\text{oper}} \times 3600 \times C. U_Q$$

$$C_{\text{perd}} = 0.36 \text{ K W} \times 8640 \text{ h/año} \times \frac{3600\text{s}}{1\text{h}} \times 5.42857 \times 10^{-5} \frac{\text{soles}}{\text{kJ}}$$

$$C_{\text{perd}} = 607.86 \frac{\text{soles}}{\text{año}}$$

PARA TUBERIA DE VAPOR DESPUES DE VALVULA REDUCTORA DE PRESION

TIEMPO DE OPERACIÓN ANUAL: 8640 h/año

COSTO UNITARIO DE CALOR: $\frac{7.6}{140000 \text{ PCI}} = 5.42857 \times 10^{-5} \frac{\text{soles}}{\text{kJ}}$

$$C_{\text{perd}} = Q_{\text{Desn}} \times T_{\text{oper}} \times 3600 \times C. U_Q$$

$$C_{\text{perd}} = 0.17 \text{ KW} \times 8640 \text{ h/año} \times \frac{3600\text{s}}{1\text{h}} \times 5.42857 \times 10^{-5} \frac{\text{soles}}{\text{kJ}}$$

$$C_{\text{perd}} = 281 \frac{\text{soles}}{\text{año}}$$

COSTO DE PERDIDA ANUAL PARA AISLANTE DE LANA MINERAL A 2 PULGADAS DE ESPESOR DE AISLANTE

TIEMPO DE OPERACIÓN ANUAL: 8640 h/año

COSTO UNITARIO DE CALOR: $\frac{7.6}{140000 \text{ PCI}} = 5.42857 \times 10^{-5} \frac{\text{soles}}{\text{kJ}}$

$$C_{\text{perd}} = Q_{\text{Desn}} \times T_{\text{oper}} \times 3600 \times C. U_Q$$

$$C_{\text{perd}} = 0.2 \text{ KW} \times 8640 \text{ h/año} \times \frac{3600\text{s}}{1\text{h}} \times 5.42857 \times 10^{-5} \frac{\text{soles}}{\text{kJ}}$$

$$C_{\text{perd}} = 333.67 \frac{\text{soles}}{\text{año}}$$

PARA TUBERIA DE AGUA DESPUES DE DESGASIFICADOR

TIEMPO DE OPERACIÓN ANUAL: 8640 h/año

COSTO UNITARIO DE CALOR: $\frac{7.6}{140000 \text{ PCI}} = 5.42857 \times 10^{-5} \frac{\text{soles}}{\text{kJ}}$

$$C_{\text{perd}} = Q_{\text{Desn}} \times T_{\text{oper}} \times 3600 \times C. U_Q$$

$$C_{\text{perd}} = 0.15 \text{ KW} \times 8640 \text{ h/año} \times \frac{3600\text{s}}{1\text{h}} \times 5.42857 \times 10^{-5} \frac{\text{soles}}{\text{kJ}}$$

$$C_{\text{perd}} = 246.93 \frac{\text{soles}}{\text{año}}$$

COSTO DE PERDIDA ANUAL PARA AISLANTE DE LANA MINERAL A 2 PULGADAS DE ESPESOR DE AISLANTE

TIEMPO DE OPERACIÓN ANUAL: 8640 h/año

$$\text{COSTO UNITARIO DE CALOR: } \frac{7.6}{140000 \text{ PCI}} = 5.42857 \times 10^{-5} \frac{\text{soles}}{\text{kJ}}$$

$$C_{\text{perd}} = Q_{T\text{Desn}} \times T_{\text{oper}} \times 3600 \times C. U_Q$$

$$C_{\text{perd}} = 0.18 \text{ KW} \times 8640 \text{ h/año} \times \frac{3600\text{s}}{1\text{h}} \times 5.42857 \times 10^{-5} \frac{\text{soles}}{\text{kJ}}$$

$$C_{\text{perd}} = 306.09 \frac{\text{soles}}{\text{año}}$$

PARA EL DESGASIFICADOR TERMICO

TIEMPO DE OPERACIÓN ANUAL: 8640 h/año

$$\text{COSTO UNITARIO DE CALOR: } \frac{7.6}{140000 \text{ PCI}} = 5.42857 \times 10^{-5} \frac{\text{soles}}{\text{kJ}}$$

$$C_{\text{perd}} = Q_{T\text{Desn}} \times T_{\text{oper}} \times 3600 \times C. U_Q$$

$$C_{\text{perd}} = 1.29 \text{ KW} \times 8640 \text{ h/año} \times \frac{3600\text{s}}{1\text{h}} \times 5.42857 \times 10^{-5} \frac{\text{soles}}{\text{kJ}}$$

$$C_{\text{perd}} = 2178.17 \frac{\text{soles}}{\text{año}}$$

COSTO DE PERDIDA ANUAL PARA AISLANTE DE LANA MINERAL A 2 PULGADAS DE ESPESOR DE AISLANTE

TIEMPO DE OPERACIÓN ANUAL: 8640 h/año

$$\text{COSTO UNITARIO DE CALOR: } \frac{7.6}{140000 \text{ PCI}} = 5.42857 \times 10^{-5} \frac{\text{soles}}{\text{kJ}}$$

$$C_{\text{perd}} = Q_{T\text{Desn}} \times T_{\text{oper}} \times 3600 \times C. U_Q$$

$$C_{\text{perd}} = 1.6 \text{ KW} \times 8640 \text{ h/año} \times \frac{3600\text{s}}{1\text{h}} \times 5.42857 \times 10^{-5} \frac{\text{soles}}{\text{kJ}}$$

$$C_{\text{perd}} = 2701.6 \frac{\text{soles}}{\text{año}}$$

CALCULO TECNICO ECONOMICO DE DESGASIFICACION CON SULFITO

Se necesita 40 mg Na_2SO_3 /L de agua, entonces:

Volumen especifico de agua a 83.5 °C = 0.001031 m^3/kg

$$m_{sulfito} = 6240 \frac{kg}{h} \times 0.001031 \frac{m^3}{kg} \times \frac{1000 l}{1 m^3} \times 40 \frac{mg Na_2SO_3}{L} \times \frac{1g}{1000 mg} \times \frac{1kg}{1000g}$$

$$m_{sulfito} = 0.258 \frac{kg Na_2SO_3}{h}$$

COSTO DE SULFITO: 2.3 \$/kg

$$\text{Costo de sulfito} = 0.258 \frac{kg Na_2SO_3}{h} \times 2.3 \frac{\$}{kg Na_2SO_3} = 0.5934 \frac{\$}{h}$$

$$0.5934 \frac{\$}{h} \times 24 \frac{h}{dia} = 14.2416 \frac{\$}{dia} = 46.54 \frac{soles}{dia}$$

$$14.2416 \frac{\$}{dia} \times 30 \frac{dias}{mes} = 427.248 \frac{\$}{mes} = 1396.25 \frac{soles}{mes}$$

$$427.248 \frac{\$}{mes} \times 12 \frac{mes}{año} = 5127 \frac{\$}{año} = 16755.04 \frac{soles}{mes}$$

REDUCCION DE CALOR PERDIDO POR PURGA.

$$\Delta \%Purga = 2.15\% - 1.23\% = 0.92\%$$

Ahorro de Calor perdido por purgas.

$$Q = \%purga \times m_{total\ de\ vapor} \times C_p \times T_{vapor} - T_{agua} \dots \dots \dots (4)$$

$$Q = 0.0092 \times 1.733 \frac{kg}{s} \times 4.187 \frac{kJ}{kg^\circ C} \times (170.41 - 105)^\circ C$$

$$Q = 4.367 \frac{kJ}{s}$$

PARA COMBUSTIBLE

$$Q = m_{combustible} \times PCI \times \eta_{caldera}$$

$$4.367 \frac{kJ}{s} = m_{combustible} \times 45982.16 \frac{kJ}{kg} \times 0.85$$

$$m_{combustible} = 0.000112 \frac{kg}{s}$$

$$V_{combustible2} = \frac{m_{combustible2}}{\rho_{combustible}}; \rho_{combustible} = 535 \frac{kg}{m^3}$$

$$\begin{aligned} V_{combustible2} &= \frac{0.000112 \frac{kg}{s}}{535 \frac{kg}{m^3}} = 2.1121 \times 10^{-7} \frac{m^3}{s} \times 3600 \frac{s}{h} = 0.76 \times \frac{10^{-3} m^3}{h} \\ &= 0.2 \frac{gal}{h} \end{aligned}$$

$$Combustible2 = 0.2 \frac{gal}{h} \times 4.12 \frac{soles}{gal} = 0.824 \frac{soles}{h}$$

$$0.824 \frac{soles}{h} \times \frac{24h}{1dia} = 19.776 \frac{soles}{dia}$$

$$19.776 \frac{soles}{dia} \times \frac{30dia}{1mes} = 593.28 \frac{soles}{mes}$$

$$593.28 \frac{soles}{mes} \times \frac{12mes}{1año} = 7119.36 \frac{soles}{año}$$

$$m_{\text{agua purgada}} = \Delta\% \text{purga} \times m_{\text{agua total}}$$

$$m_{\text{agua purgada}} = 0.92\% \times 1.733 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$m_{\text{agua purgada}} = 0.016 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$V_{\text{vol especifico } 105^{\circ}\text{C}} = 0.001047 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Entonces el caudal volumétrico será:

$$V = m_{\text{agua}} \times V_{\text{volumen especifico}}$$

$$V = 0.016 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 0.001047 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$V = 1.68 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times \frac{3600\text{s}}{1\text{h}}$$

$$\begin{aligned} V &= 0.06 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \times 6.15 \frac{\text{soles}}{\text{m}^3} = 0.372 \frac{\text{soles}}{\text{h}} \times 24 \frac{\text{h}}{\text{dia}} = 8.928 \frac{\text{soles}}{\text{dia}} \times 30 \frac{\text{dia}}{\text{mes}} \\ &= 267.84 \frac{\text{soles}}{\text{mes}} \times 12 \frac{\text{mes}}{\text{año}} = 3214.08 \frac{\text{soles}}{\text{año}} \end{aligned}$$

ALGORITMOS QUE SE UTILIZO EN EXCEL

Para AISLAMIENTO TERMICO PARA DESAIREADOR TERMICO:

CELDA B5: CALOR TOTAL: $Q_T = m_{vd} \times h_{vd}$

CELDA C5: EFICIENCIA: $\eta = 95 \%$

CELDA D5: CALOR PERDIDO: $Q_p = (1 - \eta/100) \times Q_T$

CELDA E5: LONGITUD DE TUBERIA: L_t (metros)

CELDA F5: CALOR PERDIDO POR CADA METRO : $q_p = Q_p \times 1000 / L_t$

CELDA G5: PARA FIBRA DE VIDRIO: $K_{F.V} = 0.0417 + 0.000232(T_m)$

PARA LANA MINERAL: $K_{L.M} = 0.059160 + 0.000186(T_m)$

CELDA H5: TEMPERATURA DE PARED EN TUBERIA = 175.35 °C

CELDA I5: TEMPERATURA DE PARED AISLADA = 40 °C

CELDA J5: DIAMETRO EXT. TUBERIA DESNUDA

CELDA K5: DIAMETRO EXT. AISLANTE: $D_{EAisl} = D_{ED} \times e^{\frac{2 \times \pi \times K_{F.V} \times (T_{9bar} - T_{pAisl})}{q_{TAisl}}}$

CELDA L5: ESPESOR DEL AISLANTE TERMICO : $\delta = \frac{D_{EAisl} - D_{ED}}{2}$

CELDA M5: COSTO UNITARIO DE CALOR: $\frac{7.6}{140000 PCI} = 5.42857 \times 10^{-5} \frac{\text{soles}}{kJ}$

CELDA N5: CANTIDAD DE HORA EN EL AÑO: 8640 h/año

CELDA O5: COSTO DE PERDIDA: $C_{perd} = Q_{TDesn} \times T_{oper} \times 3600 \times C.U_Q$

ANEXO 1



spirax
sarco
DP17E

TI-P100-15
CH Issue 2

**Válvula reductora de presión
Pilotada con cuerpo en Fundición Nodular**

Descripción

La DP17E es una válvula reductora de presión pilotada en fundición nodular, adecuada para vapor que incorpora una electroválvula para apertura y cierre remoto mediante interruptor o temporizador.

Tamaños y conexiones

DN15LC, 15, 20, 25, 32, 40 y 50
Roscas BSP (BS 21 paralelo) o API (DN15 a 25 únicamente)

Bridas DN15 - 50 BS 4504 PN16 y PN25
DN25 - 50 BS 10 Tabla H y ANSI 300

También disponible DN15 - 50 JIS 10/16 y ANSI 150
DN15 - 20 BS 10 Tabla F
DN15 - ANSI 300

Extra opcional

Se puede suministrar un kit de conversión de una válvula DP17 a DP17E, que la limitaría a 10 bar r a 190°C.

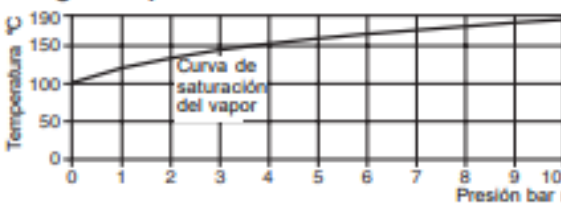
Datos técnicos (Electroválvula)

Voltajes	220/240 ± 10% Vca o 110/120 ± 10% Vca (otros voltajes bajo consulta).	
Frecuencia	50/60 Hz	
Consumo	Instantánea	45 VA
	Normal	23 VA

Condiciones límite

Condiciones de diseño del cuerpo	PN25
Temperatura máxima de diseño	190°C
Presión reducida máxima	10 bar r
Prueba hidráulica	38 bar r

Rango de operación

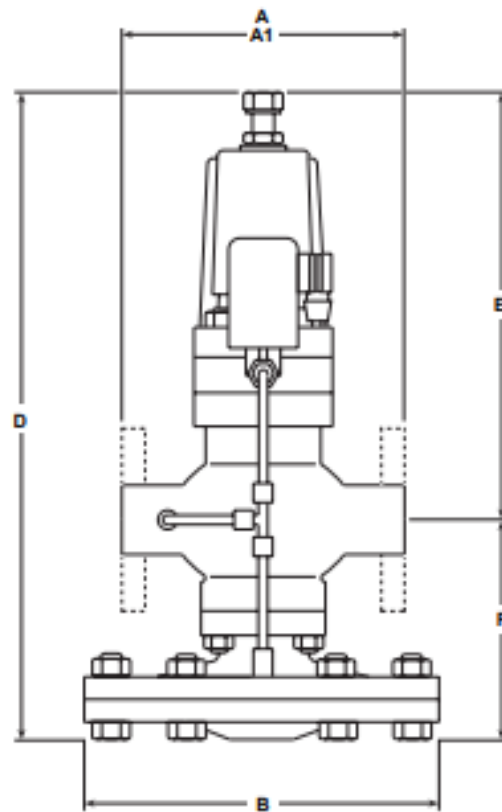


Para las siguientes presiones aguas abajo se dispone de tres resortes de color:

- Amarillo** 0,2 bar r a 3,0 bar r
- Azul** 2,5 bar r a 7,0 bar r
- Rojo** 6,0 bar r a 10,0 bar r

Dimensiones / peso (aproximados) en mm y kg

Tamaño	Roscada A	BS 10 H A1	PN16/25 A1	ANSI 300 A1	BS 10 F A1	ANSI 150 A1	JIS 10/16 A1	B	D	E	F	Peso	
												Roscada	Bridas
DN15LC	160	-	130	126,6	117	120,2	122	185	364	234	130	12,0	12,8
DN15	160	-	130	126,6	117	120,2	122	185	364	234	130	12,0	12,8
DN20	160	-	150	-	133	139,4	142	185	364	234	130	12,0	13,7
DN25	180	160	160	160,0	-	160,0	152	207	388	240	148	13,0	16,0
DN32	-	180	180	180,0	-	176,0	176	207	388	240	148		17,0
DN40	-	200	200	200,0	-	199,0	196	255	433	255	178		29,0
DN50	-	230	230	230,0	-	228,0	222	255	433	255	178		31,5



Capacidades

Para dimensionado con vapor ver TI-P005-03. Existe una versión de DN15 de baja capacidad Tipo DN15LC. Los valores de Kv son los máximos y deben ser usados para el cálculo de la válvula de seguridad donde se requiera.

DN15LC	DN15	DN20	DN25	DN32	DN40	DN50
1,0	2,8	5,5	8,1	12,0	17,0	28,0

Para conversión Cv (UK) = Kv x 0,97 Cv (US) = Kv x 1,17



Nota: La capacidad queda reducida si no se instala tubo de control de presión externo.

ANEXO 2

SENSOR DE NIVEL

Series TZN/TZ

■ Especificaciones

Serie		TZ4SP TZN4S	TZ4ST	TZ4M TZN4M	TZ4W TZN4W	TZ4H TZN4H	TZ4L TZN4L
Alimentación		(*) 100-240VCA 50/60Hz, 24VCA 50/60Hz / 24-48VCC					
Rango permitido de voltaje		90-110% de la alimentación					
Consumo		Aprox. 5VA		Aprox. 6VA(bajo voltaje) ≠ CA:Aprox. 8VA, CC:Aprox. 7W			
Display		Display LED de 7 segmentos [valor del proceso (PV) en rojo, valor de ajuste (SV) en verde]					
Tamaño de caracteres		TZ4SP ≠ W4.8xH7.8mm TZN4S ≠ PV:W7.8xH11mm SV:W5.8xH8mm	W4.8xH7.8mm	TZ4M ≠ PV:W9.8xH14.2mm SV:W8xH10mm TZN4M ≠ PV:W8xH13mm SV:W5xH9mm	W8xH10mm	TZ4H ≠ W3.8xH7.8mm TZN4H ≠ PV:W7.8xH11mm SV:W5.8xH8mm	PV:W9.8xH14.2mm SV:W8xH10mm
Entrada	Termopar	K(JCA), J(IC), R(PR), E(CR), T(CC), S(PR), N(NN), W(TT) -tolerancia en la resistencia de línea máx. 100Ω por conductor-					
	RTD	Pt100 (I), JIS Pt100 (3 conductores, tolerancia en la resistencia de línea máx. 5Ω, por conductor					
	Análogica	1-5VCC, 0-10VCC, 4-20mACC					
Salida de control	Relevador	250VCA 3A 1c					
	SSR	12VCC±3V 30mA max.					
	Corriente	4-20mACC carga 6000 Max.					
Salida auxiliar	Transmisión	—	Transmisión PV: 4-20mACC carga max. 6000				
	EVENTO 1	—	250VCA 1A 1a				
	EVENTO 2	—	250VCA 1A 1a				
	Comunicación	—	—	RS485 (transmisión PV, ajuste SV)			
Tipo de control		Control ON/OFF, P, PI, PD, PIDF, PIDS					
Precisión de display		F.S ± 0.3% o 3°C (superior)					
Tipo de ajuste		Por medio de botones al frente					
Histéresis		Ajustable 1-100°C(0.1-100.0°C) en control ON/OFF					
Histéresis de salida de alarma		Ajustable ON/OFF 1-100 (0.1-100.0)°C de salida de alarma					
Banda proporcional (P)		0.0 - 100.0%					
Tiempo integral (I)		0 - 3600 seg.					
Tiempo derivativo (D)		0 - 3600 seg.					
Tiempo de control (T)		1 - 120 seg.					
Periodo de muestreo		0.5 seg.					
Ajuste LBA		1 - 999 seg.					
Ajuste RAMPA		Rampa ascendente, rampa descendente a 1-99min.					
Rigidez dieléctrica		2000VCA 50/60Hz por 1min.					
Vibración		Amplitud de 0.75mm a frecuencia 10 - 55Hz en cada dirección X, Y, Z por 2 horas					
Vida del relevador	Salida principal	Mecánica: min. 10.000.000 veces, Eléctrica: min. 100.000 veces (250VCA 3A carga resistiva)					
	Salida aux.	Mecánica: min. 20.000.000 veces, Eléctrica: min. 300.000 veces (250VCA 1A carga resistiva)					
Resist. de aislamiento		Min. 100MΩ (a 500VCC mega)					
Ruido		Onda cuadrada de ruido generada por simulador de ruido (ancho de pulso μs)±2kV					
Protección de memoria		Aprox. 10 años (cuando se usa una memoria semiconductor no volátil)					
Temperatura ambiente		-10 - 50°C(en condición de no congelamiento)					
Temp. de almacenaje		-20 - 60 °C(en condición de no congelamiento)					
Humedad ambiental		35 - 85%RH					
Certificaciones		 					
Peso de la unidad		TZ4SP: Aprox. 136g TZN4S: Aprox. 150g	Aprox. 136g	Aprox. 270g	TZ4W: Aprox. 270g TZN4W: Aprox. 259g	Aprox. 259g	Aprox. 360g

(*) (Bajo voltaje solo para la serie TZ4SP, TZ4ST, TZ4L, TZN4M.)

Aplicaciones generales

SPIRA-TROL

Servicio general, diseño modular, válvula de control de globo con diseño y materiales compatibles EN y ANSI.

Especificación de la válvula

Tamaños	Bridas DN15 a DN100 (tamaños superiores disponibles bajo pedido) Roscas y socket weld de 1/2" a 2"
Tipos	2 vías globo
Conexiones	Roscas BSP y NPT Socket weld Bridas PN16, PN25, PN40 ANSI 125, ANSI 150, ANSI 300 JIS 10 y JIS 20 KS 10 y KS 20
Material del cuerpo	Hierro fundido Fundición nodular Acero al carbono Acero inoxidable
Temperatura máxima	400°C (752°F)
Condiciones de diseño del cuerpo	PN40 y ANSI 300
Internos	Características de flujo Equi %, lineal y apertura rápida Pasos reducidos Bajo ruido

Especificación del actuador

Tipos	Neumático Eléctrico
Máxima presión diferencial	40 bar (580 psi)
Acción	Resorte cierra o resorte abre a falta de alimentación eléctrica o neumática
Alimentación	Aire comprimido: 4,5 bar (65 psi) Eléctrica: 24 V ca, 110 V ca y 240 V ca
Opciones	Volante Todos los dispositivos industriales de interfaz para control

Para más información técnica, usar la Búsqueda de nuestro sitio web usando la palabra clave 'SPIRA-TROL'



Características

- Gran variedad de materiales del cuerpo, sellado de vástago, opciones de internos para adaptarse a las necesidades de una amplia gama de aplicaciones.
- Diseño modular asiento pinzado por jaula para facilitar el mantenimiento
- Accionado por actuador eléctrico o neumático.
- Para uso en todo tipo de industrias para aplicaciones de baja y media presión.
- Con el soporte de ingenieros experimentados en el diseño de aplicaciones.

SIMATIC S7-1200

Módulos centrales

CPU 1211C

Sinopsis



- La solución compacta inteligente
- Con 10 entradas/salidas integradas
- Ampliable con:
 - 1 Signal Board (SB) o Communication Board (CB)
 - Máx. 3 módulos de comunicaciones (CM)

Datos técnicos

	6ES7 211-1BE31-0XB0 CPU 1211C AC/DC/relé	6ES7 211-1AE31-0XB0 CPU 1211C DC/DC/DC	6ES7 211-1HE31-0XB0 CPU 1211C DC/DC/relé
Información general			
Ingeniería con			
• Paquete de programación	STEP 7 V11.0 SP2 o superior	STEP 7 V11.0 SP2 o superior	STEP 7 V11.0 SP2 o superior
Tensión de alimentación			
24 V DC		SI	SI
120 V AC	SI		
230 V AC	SI		
Alimentación de sensores			
Alimentación de sensores 24 V			
• 24 V	Rango permitido: 20,4 a 28,8 V	Rango permitido: 20,4 a 28,8 V	Rango permitido: 20,4 a 28,8 V
Pérdidas			
Pérdidas, típ.	10 W	8 W	8 W
Memoria			
Memoria de trabajo			
• integrada	30 kbyte	30 kbyte	30 kbyte
Memoria de carga			
• integrada	1 Mbyte	1 Mbyte	1 Mbyte
Respaldo			
• sin pila	SI	SI	SI
Tiempos de ejecución de la CPU			
para operaciones de bits, típ.	0,085 µs; /instrucción	0,085 µs; /instrucción	0,085 µs; /instrucción
para operaciones de palabras, típ.	1,7 µs; /instrucción	1,7 µs; /instrucción	1,7 µs; /instrucción
para aritmética en coma flotante, típ.	2,5 µs; /instrucción	2,5 µs; /instrucción	2,5 µs; /instrucción
Áreas de datos y su retención			
Marcas			
• Cantidad, máx.	4 kbyte; Tamaño del área de marcas	4 kbyte; Tamaño del área de marcas	4 kbyte; Tamaño del área de marcas
Área de direcciones			
Imagen del proceso			
• Entradas, configurables	1 kbyte	1 kbyte	1 kbyte
• Salidas, configurables	1 kbyte	1 kbyte	1 kbyte
Hora			
Reloj			
• Reloj por hardware (reloj tiempo real)	SI	SI	SI

Datos técnicos (continuación)

	6ES7 211-1BE31-0XB0 CPU 1211C AC/DC/relé	6ES7 211-1AE31-0XB0 CPU 1211C DC/DC/DC	6ES7 211-1HE31-0XB0 CPU 1211C DC/DC/relé
Entradas digitales			
Cantidad/entradas binarias • De ellas, entradas usable para funciones tecnológicas	6; integrada 3; HSC (High Speed Counting)	6; integrada 3; HSC (High Speed Counting)	6; integrada 3; HSC (High Speed Counting)
Salidas digitales			
Número/salidas binarias • De ellas, salidas rápidas	4; Relé	4 4; Salida de tren de impulsos 100 kHz	4; Relé
Entradas analógicas			
Canales integrados (AI)	2; 0 a 10 V	2; 0 a 10 V	2; 0 a 10 V
Rangos de entrada • Tensión	Si	Si	Si
1. Interfaz			
Tipo de interfaz	PROFINET	PROFINET	PROFINET
Norma física	Ethernet	Ethernet	Ethernet
Funcionalidad • PROFINET IO-Controller	Si	Si	Si
Funciones de comunicación			
Comunicación S7			
• Soporta servidor IPAR	Si	Si	Si
Comunicación IE abierta			
• TCP/IP	Si	Si	Si
• ISO-on-TCP (RFC1005)	Si	Si	Si
• UDP	Si	Si	Si
servidores web			
• Soporta servidor IPAR	Si	Si	Si
Funciones integradas			
Nº de contadores	3	3	3
Frecuencia de conteo (contadores), máx.	100 kHz	100 kHz	100 kHz
Frecuencímetro	Si	Si	Si
Posicionamiento en lazo abierto	Si	Si	Si
Regulador PID	Si	Si	Si
Nº de entradas de alarma	4	4	4
Nº de salidas de impulsos		4	
Frecuencia límite (impulsos)		100 kHz	
Condiciones ambientales			
Temperatura de empleo			
• mín.	-20 °C	-20 °C	-20 °C
• máx.	60 °C	60 °C	60 °C
Configuración programación			
• Lenguaje de programación			
- KOP	Si	Si	Si
- FUP	Si	Si	Si
- SCL	Si	Si	Si
Dimensiones			
Anchura	90 mm	90 mm	90 mm
Altura	100 mm	100 mm	100 mm
Profundidad	75 mm	75 mm	75 mm
Peso			
Peso, aprox.	420 g	370 g	380 g

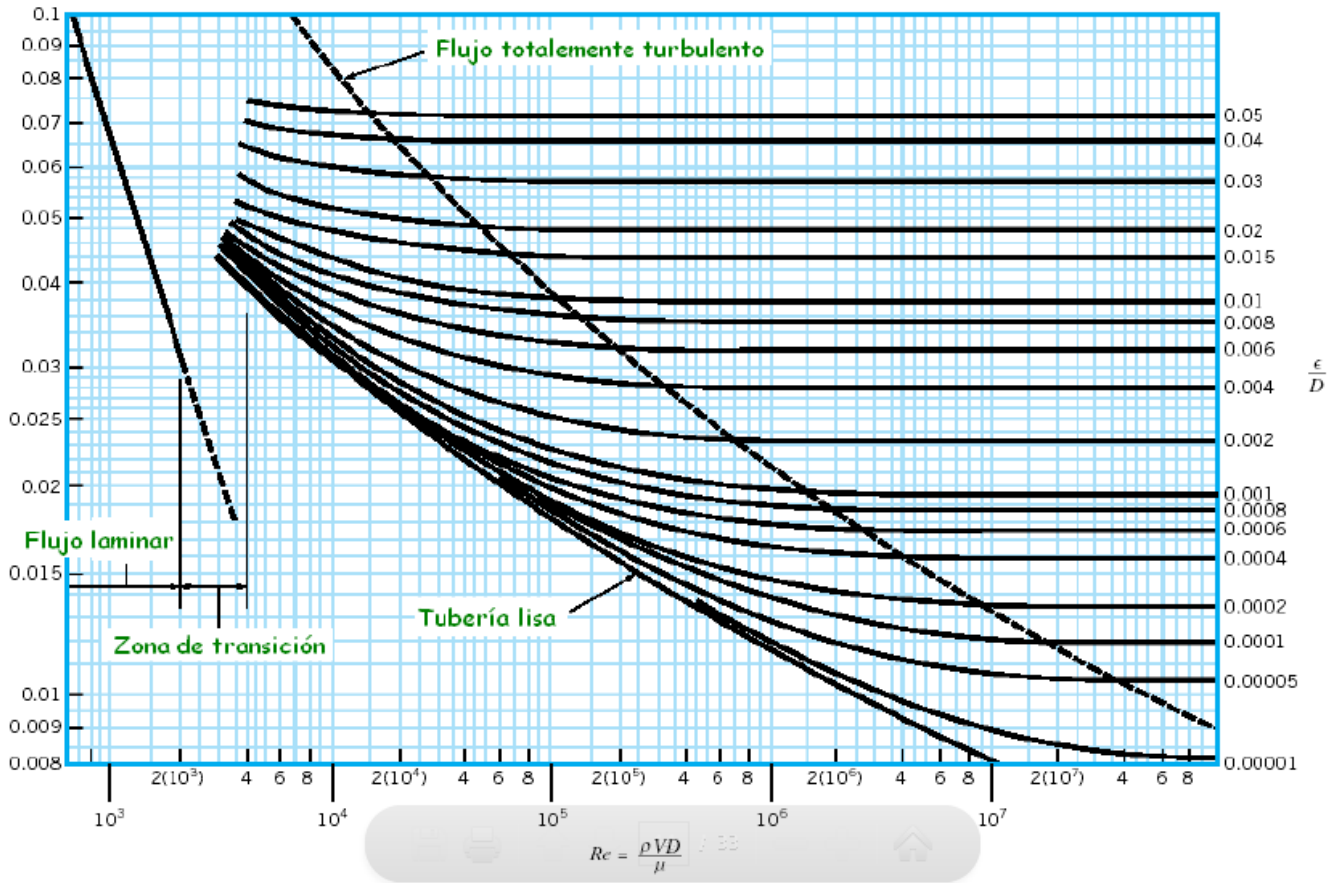
ANEXO 4

Rugosidad equivalente para tubos nuevos

Tubería	Rugosidad equivalente, ϵ	
	pies	milímetros
Acero de remaches	0.003–0.03	0.9–9.0
Concreto	0.001–0.01	0.3–3.0
Tuberías de madera	0.0006–0.003	0.18–0.9
Hierro fundido	0.00085	0.26
Hierro galvanizado	0.0005	0.15
Acero comercial o hierro forjado	0.00015	0.045
Tubería estirada	0.000005	0.0015
Plástico, vidrio	0.0 (smooth)	0.0 (smooth)

ANEXO 5

El diagrama de Moody



ANEXO 6

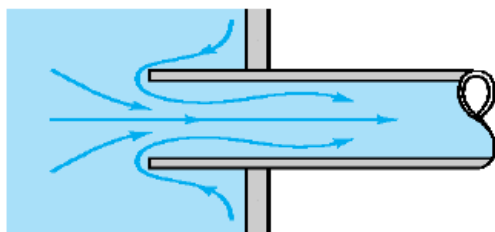
Coeficientes de pérdidas (Ks)

Válvula esférica, totalmente abierta	$K = 10$
Válvula de ángulo, totalmente abierta	$K = 5$
Válvula de retención de clapeta	$K = 2,5$
Válvula de pié con colador	$K = 0,8$
Válvula de compuerta, totalmente abierta	$K = 0,19$
Codo de retroceso	$K = 2,2$
Empalme en T normal	$K = 1,8$
Codo de 90° normal	$K = 0,9$
Codo de 90° de radio medio	$K = 0,75$
Codo de 90° de radio grande	$K = 0,60$
Codo de 45°	$K = 0,42$

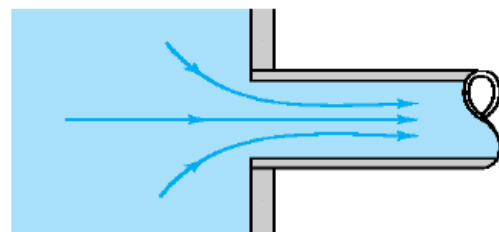
ANEXO 7

Pérdidas Menores: Condiciones de flujo de entrada

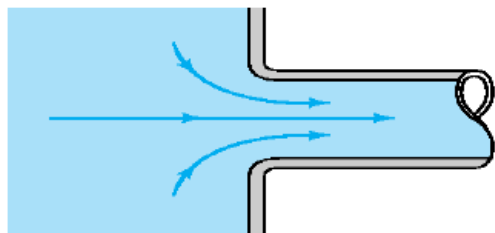
Cuando un fluido pasa desde un estanque o depósito hacia una tubería, se generan pérdidas que dependen de la forma como se conecta la tubería al depósito (condiciones de entrada):



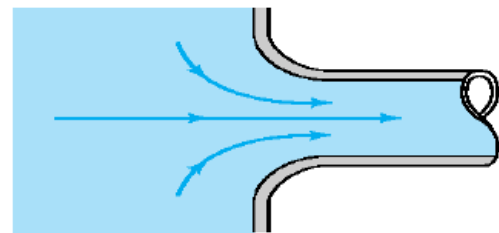
(a) Reentrante, $K_L = 0,8$



(b) de borde ahusado, $K_L = 0,5$



(c) ligeramente redondeado, $K_L = 0,2$



(d) bien redondeado, $K_L = 0,04$

ANEXO 8

1.11148.0001

**MColorTest™
Test Sulfitos**



1. Método

Determinación volumétrica con pipeta de valoración

En solución sulfúrica, por valoración con solución de yodato potásico frente a almidón como indicador, los iones yoduro se oxidan a yodo, que a su vez oxida los iones sulfito a iones sulfato. En el punto final de la valoración el yodo sobranante forma con el indicador un complejo azul. La concentración de sulfitos se deduce del consumo de solución valorante (determinación yodométrica).

2. Intervalo de medida y número de determinaciones

Intervalo de medida ^{1,2}	Graduación de la pipeta de valoración	Número de determinaciones ³
0,5 - 50 mg/l de Na ₂ SO ₃	0,5 mg/l de Na ₂ SO ₃	a 40 mg/l de Na ₂ SO ₃
0,32 - 32 mg/l de SO ₃ ²⁻	0,32 mg/l de SO ₃ ²⁻	200 a 25 mg/l de SO ₃ ²⁻

¹ con 1 carga de pipeta

² factores de conversión, ver apartado 8

³ En caso de contenidos de sulfito sódico superiores a 40 mg/l, el número de determinaciones posibles es inferior a 200 (ver apartado 10).

3. Campo de aplicaciones

Material de las muestras:

- Aguas subterráneas, potables y superficiales
- Aguas residuales
- Agua de calderas
- Agua de alimentación de calderas
- Agua en instalaciones de calefacción
- Alimentos y bebidas, leche y productos lácteos
- El test no es adecuado para agua de mar.

4. Influencia de sustancias extrañas

Las sustancias reductoras como p. ej. hidracina, oximas, nitritos y sulfuros interfieren en la determinación.

5. Reactivos y auxiliares

¡Tener en cuenta las advertencias de peligro que se encuentran en los diferentes componentes del envase!

Los reactivos del test son utilizables hasta la fecha indicada en el envase si se conservan cerrados entre +15 y +25 °C.

Contenido del envase:

- 1 frasco de reactivo SO₃²⁻-1
- 1 frasco de reactivo SO₃²⁻-2 (solución indicadora)
- 2 frascos de reactivo SO₃²⁻-3 (solución valorante)
- 1 jeringa de plástico graduada de 5 ml
- 1 recipiente de ensayo
- 1 pipeta de valoración
- 1 tarjeta con modo de empleo abreviado

Otros reactivos:

- MQuant™ Test Sulfitos, art. 110013,
- Intervalo de medida 10 - 400 mg/l de SO₃²⁻
- MColorpHast™ Titras Indicadoras universales pH 0 - 14, art. 105535
- Sodio hidróxido en solución 1 mol/l TitriPUR®, art. 109137
- Ácido sulfúrico 0,5 mol/l TitriPUR®, art. 109072
- Sodio sulfito anhidro para análisis EMSURE®, art. 106657
- Titriplex® III para análisis, art. 108418

6. Preparación

- El valor del pH debe encontrarse en el intervalo 2 - 12. Si es necesario, ajustar con solución de hidróxido sódico o con ácido sulfúrico.
- Comprobar el contenido de sulfitos con el test Sulfitos MQuant™. Si es necesario, diluir la muestra con agua destilada.

7. Técnica

Enjuagar varias veces el recipiente de ensayo con la muestra preparada.		
Muestra preparada (15 - 25 °C)	5 ml	Introducir con la jeringa en el recipiente de ensayo.
Reactivo SO ₃ ²⁻ -1	2 gotas ¹	Añadir y agitar por balanceo.
Reactivo SO ₃ ²⁻ -2	2 gotas ¹	Añadir y agitar por balanceo.
Colocar la pipeta de valoración suelta sobre el frasco de reactivo SO ₃ ²⁻ -3 abierto. Titar lentamente del émbolo de la pipeta de valoración desde la posición más baja, hasta que el borde inferior de la junta negra del émbolo coincide con la raya de marcado cero de la escala. (Aquí se llena solamente el tubo cuentagotas con solución valorante.) Sacar la pipeta de valoración y rozar brevemente la punta del tubo cuentagotas para eliminar el exceso de líquido adherido. Lentamente y agitando por balanceo gotear la solución de valoración a la muestra, hasta que su color vire a azul. Poco antes de llegar al viraje de color separar unos segundos después de cada gota. En el borde inferior de la junta negra del émbolo leer el valor de medición en mg/l (de Na ₂ SO ₃) en la escala de la pipeta de valoración.		

¹ ¡Mantener el frasco verticalmente durante la adición del reactivo!

Notas sobre la medición:

- ¡Al llenarla, la pipeta de valoración no debe estar firmemente enroscada con el frasco de reactivo!
- Después de acabado el análisis hacer retroceder, presionando, la restante solución de valoración desde la pipeta de valoración al frasco de reactivo SO₃²⁻-3 y **enroscar firmemente la pipeta, en lugar de la tapa roscada, sobre el frasco de reactivo.**
- En el resultado del análisis debe considerarse correspondientemente la dilución (ver apartado 6):

$$\text{Resultado del análisis} = \text{valor de medición} \times \text{factor de dilución}$$

8. Conversiones

Contenido buscado	= contenido dado	x factor de conversión
mg/l de SO ₃ ²⁻	mg/l de Na ₂ SO ₃	0,635
mg/l de Na ₂ SO ₃	mg/l de SO ₃ ²⁻	1,574

9. Control del procedimiento

Comprobación de los reactivos del test, del dispositivo de medición y de la manipulación:

Disolver 1,0 g de sulfito sódico anhidro y 0,1 g de Titriplex® III en agua destilada, completar con ésta a 1000 ml y mezclar. Contenido de Na₂SO₃: 1000 mg/l. Diluir esta solución patrón con agua destilada a 25 mg/l de Na₂SO₃ (15,9 mg/l de SO₃²⁻) y analizar **inmediatamente** como se describe en el apartado 7. Notas adicionales, ver bajo www.qa-test-kits.com.

10. Notas

- Cerrar de nuevo inmediatamente los frascos tras la toma de los reactivos.
- Guardar el frasco de reactivo SO₃²⁻-3 (solución valorante) **con la pipeta de valoración firmemente enroscada** en posición horizontal en la cavidad prevista del envase.
- Enjuagar el recipiente de ensayo y la jeringa **solamente con agua.**
- En determinaciones volumétricas el consumo de solución valorante depende de la concentración de la sustancia a determinar. Las cantidades de solución indicadora y solución valorante contenidas en los frascos de reactivos están calculadas para que sean suficientes para 200 determinaciones de 40 mg/l de Na₂SO₃ cada una. Para otros contenidos de sulfito sódico vale lo siguiente:

Contenido de sulfito sódico mg/l	Número de determinaciones	Solución indicadora	Solución valorante
0,5 - 40	200	es consumida	Queda un resto.
>40	<200	Queda un resto.	Insuficiente para 200 determinaciones

- Podrá pedirse información sobre los procedimientos de eliminación en www.disposal-test-kits.com.



**TUBERIA DE ACERO AL CARBONO
API 5L / ASTM A53 / A106**

www.vemacero.com

Diámetro Nominal NPS		Diámetro Exterior Real		Espesor de Pared		Identificación		Peso del Tubo		ASTM A53 PRESION DE PRUEBA			
Pulgadas In.	Milímetros mm.	(In.)	mm.	Pulgadas (In.)	Milímetros (mm.)	Weight Class	Schedule	Lb/pie	kg/m	Grado A		Grado B	
										psi	Kg/cm2	psi	Kg/cm2
1/2	15	0.840	21.3	0.109	2.77	STD	40	0.85	1.27	700	49	700	49
				0.147	3.73	XS	80	1.09	1.62	850	60	850	60
3/4	20	1.050	26.7	0.113	2.87	STD	40	1.13	1.69	700	49	700	49
				0.154	3.91	XS	80	1.47	2.20	850	60	850	60
1	25	1.315	33.4	0.133	3.38	STD	40	1.68	2.50	700	49	700	49
				0.179	4.55	XS	80	2.17	3.24	850	60	850	60
1-1/4	32	1.660	42.2	0.140	3.56	STD	40	2.27	3.39	1200	84	1300	91
				0.191	4.85	XS	80	3.00	4.47	1800	127	1900	134
1-1/2	40	1.900	48.3	0.145	3.68	STD	40	2.72	4.05	1200	84	1300	91
				0.200	5.08	XS	80	3.63	5.41	1800	127	1900	134
2	50	2.375	60.3	0.154	3.91	STD	40	3.65	5.44	2300	162	2500	176
				0.218	5.54	XS	80	5.02	7.48	2500	176	2500	176
2-1/2	65	2.875	73	0.203	5.16	STD	40	5.79	8.63	2500	176	2500	176
				0.276	7.01	XS	80	7.66	11.41	2500	176	2500	176
				0.375	9.52	-	160	-	-	2500	176	2500	176
				0.552	14.02	XXS	-	-	-	2500	176	2500	176
3	80	3.500	88.9	0.125	3.18	-	-	4.51	6.72	1290	91	1500	105
				0.156	3.96	-	-	5.57	8.29	1600	112	1870	131
				0.188	4.78	-	-	6.65	9.92	1930	136	2260	159
				0.216	5.49	STD	40	7.58	11.29	2220	156	2500	176
				0.250	6.35	-	-	8.68	12.93	2500	176	2500	176
				0.281	7.14	-	-	9.66	14.40	2500	176	2500	176
				0.300	7.62	XS	80	10.25	15.27	2500	176	2500	176
4	100	4.500	114.3	0.125	3.18	-	-	5.84	8.71	1000	70	1170	82
				0.156	3.96	-	-	7.24	10.78	1250	88	1460	103
				0.188	4.78	-	-	8.66	12.91	1500	105	1750	123
				0.219	5.56	-	-	10.01	14.91	1750	123	2040	143
				0.237	6.02	STD	40	10.79	16.07	1900	134	2210	155
				0.250	6.35	-	-	11.35	16.90	2000	141	2330	164
				0.281	7.14	-	-	12.66	18.87	2250	158	2620	184
				0.312	7.92	-	-	13.98	20.78	2500	176	2800	197
				0.337	8.56	XS	80	14.98	22.32	2700	190	2800	197
				0.438	11.13	-	120	19.00	28.32	2800	197	2800	197
				0.531	13.49	-	160	22.51	33.54	2800	197	2800	197
0.674	17.12	XXS	-	27.54	41.03	2800	197	2800	197				
5	125	5.563	141.3	0.188	4.78	-	-	10.79	16.09	1220	86	1420	100
				0.219	5.56	-	-	12.50	18.61	1420	100	1650	116
				0.258	6.55	STD	40	14.62	21.77	1670	117	1950	137
				0.281	7.14	-	-	15.85	23.62	1820	128	2120	149
				0.312	7.92	-	-	17.50	26.05	2020	142	2360	166
				0.344	8.74	-	-	19.17	28.57	2230	157	2600	183
0.375	9.52	XS	80	20.78	30.94	2430	171	2800	197				
6	150	6.625	168.3	0.188	4.78	-	-	12.92	19.27	1020	72	1190	84
				0.219	5.56	-	-	14.98	22.31	1190	84	1390	98
				0.250	6.35	-	-	17.02	25.36	1360	96	1580	111
				0.280	7.11	STD	40	18.97	28.26	1520	107	1780	125
				0.312	7.92	-	-	21.04	31.32	1700	120	1980	139
				0.344	8.74	-	-	23.08	34.39	1870	131	2180	153
				0.375	9.52	-	-	25.02	37.28	2040	143	2380	167
				0.432	10.97	XS	80	28.57	42.56	2350	165	2740	193
				0.562	14.27	-	120	36.39	54.20	2800	197	2800	197
				0.719	18.26	-	160	45.35	67.56	2800	197	2800	197
0.864	21.95	XXS	-	53.16	79.22	2800	197	2800	197				



TUBERIA DE ACERO AL CARBONO
API 5L / ASTM A53 / A106

www.vemacero.com

Diámetro Nominal NPS		Diámetro Exterior Real		Espesor de Pared		Identificación		Peso del Tubo		ASTM A53 PRESION DE PRUEBA			
Pulgadas in.	Milímetros mm.	(in.)	mm.	Pulgadas (in.)	Milímetros (mm.)	Weight Class	Schedule	lb/pie	kg/m	Grado A		Grado B	
										psi	Kg/cm ²	psi	Kg/cm ²
8	200	8.625	219,1	0.188	4.78	-	-	16.94	25.26	780	55	920	65
				0.203	5.16	-	-	18.26	27.22	850	60	1000	70
				0.219	5.56	-	-	19.66	29.28	910	64	1070	75
				0.250	6.35	-	20	22.36	33.31	1040	73	1220	86
				0.277	7.04	-	30	24.70	36.81	1160	82	1350	95
				0.312	7.92	-	-	27.70	41.24	1300	91	1520	107
				0.322	8.18	STD	40	28.55	42.55	1340	94	1570	110
				0.344	8.74	-	-	30.42	45.34	1440	101	1680	118
				0.375	9.52	-	-	33.04	49.20	1570	110	1830	129
				0.406	10.31	-	60	35.64	53.08	1700	120	2000	141
				0.438	11.13	-	-	38.30	57.08	1830	129	2130	150
				0.500	12.70	XCS	80	43.39	64.64	2090	147	2430	171
				0.594	15.09	-	100	50.95	75.92	2500	176	2800	197
				0.719	18.26	-	120	60.71	90.44	2800	197	2800	197
				0.812	20.62	-	140	67.76	100.92	2800	197	2800	197
				0.875	22.22	XXS	-	72.42	107.88	2800	197	2800	197
0.906	23.01	-	160	74.69	111.27	2800	197	2800	197				
10	250	10.750	273,0	0.188	4.78	-	-	21.21	31.62	630	44	730	51
				0.203	5.16	-	-	22.87	34.08	680	48	800	56
				0.219	5.56	-	-	24.63	36.67	730	51	860	60
				0.250	6.35	-	20	28.04	41.75	840	59	980	69
				0.279	7.09	-	-	31.20	46.49	930	65	1090	77
				0.307	7.80	-	30	34.24	51.01	1030	72	1200	84
				0.344	8.74	-	-	38.23	56.96	1150	81	1340	94
				0.365	9.27	STD	40	40.48	60.29	1220	86	1430	101
				0.438	11.13	-	-	48.19	71.87	1470	103	1710	120
				0.500	12.70	XCS	60	54.71	81.52	1670	117	1950	137
				0.594	15.09	-	80	64.43	95.97	1990	140	2320	163
				0.719	18.26	-	100	77.03	114.70	2410	169	2800	197
				0.844	21.44	-	120	89.29	133.00	2800	197	2800	197
				1.000	25.40	XXS	140	104.13	155.09	2800	197	2800	197
				1.125	28.57	-	160	115.65	172.21	2800	197	2800	197
				12	300	12.750	323,8	0.203	5.16	-	-	27.20	40.55
0.219	5.56	-	-					29.31	43.63	620	44	720	51
0.250	6.35	-	20					33.38	49.71	710	50	820	58
0.281	7.14	-	-					37.42	55.75	790	56	930	65
0.312	7.92	-	-					41.45	61.69	880	62	1030	72
0.330	8.38	-	30					43.77	65.18	930	65	1090	77
0.344	8.74	-	-					45.58	67.90	970	68	1130	79
0.375	9.52	STD	-					49.52	73.78	1060	75	1240	87
0.406	10.31	-	40					53.52	79.70	1150	81	1340	94
0.438	11.13	-	-					57.59	85.82	1240	87	1440	101
0.500	12.70	XCS	-					65.42	97.43	1410	99	1650	116
0.562	14.27	-	60					73.15	108.92	1590	112	1850	130
0.688	17.28	-	80					88.63	132.04	1940	136	2270	160
0.844	21.44	-	100					107.32	159.86	2390	168	2780	195
1.000	25.40	XXS	120					125.49	186.91	2800	197	2800	197
1.125	28.57	-	140					139.68	208.00	2800	197	2800	197
1.312	33.32	-	160	160.27	238.68	2800	197	2800	197				



TUBERIA DE ACERO AL CARBONO
API 5L / ASTM A53 / A106

www.vemacero.com

Diámetro Nominal NPS		Diámetro Exterior Real		Espesor de Pared		Identificación		Peso del Tubo		ASTM A53 PRESION DE PRUEBA			
Pulgadas in.	Milímetros mm.	(in.)	mm.	Pulgadas (in.)	Milímetros (mm.)	Weight Class	Schedule	lb/pie	kg/m	Grado A		Grado B	
										psi	Kg/cm ²	psi	Kg/cm ²
14	350	14.000	355,6	0.250	6.35	-	10	36.71	54.69	640	45	750	53
				0.281	7.14	-	-	41.17	61.35	720	51	840	59
				0.312	7.92	-	20	45.61	67.90	800	56	940	66
				0.344	8.74	-	-	50.17	74.76	880	62	1030	72
				0.375	9.52	STD	30	54.57	81.25	960	67	1120	79
				0.438	11.13	-	40	63.44	94.55	1130	79	1310	92
				0.469	11.91	-	-	67.78	100.94	1210	85	1410	99
				0.500	12.70	XCS	-	72.09	107.39	1290	91	1500	105
16	400	16.000	406,4	0.250	6.35	-	10	42.05	62.64	560	39	660	46
				0.281	7.14	-	-	47.17	70.30	630	44	740	52
				0.312	7.92	-	20	52.27	77.83	700	49	820	58
				0.344	8.74	-	-	57.52	85.71	770	54	900	63
				0.375	9.52	STD	30	62.58	93.17	840	59	980	69
				0.438	11.13	-	-	72.80	108.49	990	70	1150	81
				0.469	11.91	-	-	77.79	115.86	1060	75	1230	86
				0.500	12.70	XCS	40	82.77	123.30	1120	79	1310	92
18	450	18.000	457,2	0.250	6.35	-	10	47.39	70.60	500	35	580	41
				0.281	7.14	-	-	53.18	79.24	560	39	660	46
				0.312	7.92	-	20	58.94	87.75	620	44	730	51
				0.344	8.74	-	-	64.87	96.66	690	49	800	56
				0.375	9.52	STD	-	70.59	105.10	750	53	880	62
				0.406	10.31	-	-	76.29	113.62	810	57	950	67
				0.438	11.13	-	30	82.15	122.43	880	62	1020	72
				0.469	11.91	-	-	87.81	130.78	940	66	1090	77
0.500	12.70	XCS	-	93.45	139.20	1000	70	1170	82				
20	500	20.000	508,0	0.250	6.35	-	10	52.73	78.55	450	32	520	37
				0.281	7.14	-	-	59.18	88.19	510	36	590	41
				0.312	7.92	-	-	65.60	97.67	560	39	660	46
				0.344	8.74	-	-	72.21	107.60	620	44	720	51
				0.375	9.52	STD	20	78.60	117.02	680	48	790	56
				0.406	10.31	-	-	84.96	126.53	730	51	850	60
				0.438	11.13	-	-	91.51	136.37	790	56	920	65
				0.469	11.91	-	-	97.83	145.70	850	60	990	67
0.500	12.70	XCS	30	104.13	155.12	900	63	1050	74				
24	600	24.000	609,6	0.250	6.35	-	10	63.41	94.46	380	27	440	31
				0.281	7.14	-	-	71.18	106.08	420	30	490	34
				0.312	7.92	-	-	78.93	117.51	470	33	550	39
				0.344	8.74	-	-	86.91	129.50	520	37	600	42
				0.375	9.52	STD	20	94.62	140.88	560	39	660	46
				0.406	10.31	-	-	102.31	152.37	610	43	710	50
				0.438	11.13	-	-	110.22	164.26	660	46	770	54
				0.469	11.91	-	-	117.86	175.54	700	49	820	58
0.500	12.70	XCS	-	125.49	186.94	750	53	880	62				
0.562	14.27	-	30	140.68	209.50	840	59	980	69				

Tolerancias dimensionales:

Espesor: $\pm 12,5\%$ de espesor nominal en cualquier punto del tubo.

Peso: $\pm 10\%$ del paquete de tubos con diámetro menor o igual a 4" (114,3mm) o tubos individuales con diámetro nominal mayor a 4" (114,3mm)

Diámetro externo: Para diámetro menores o iguales a 1-1/2" (48,3mm) $+0,016$ pulg (+0,40mm)

Para diámetro mayores o iguales a 2" (60,3mm): $\pm 1\%$

ANEXO 11

Transmisor de temperatura

Transmisor de temperatura con USB



esindus

INSTRUMENTACIÓN Y ANALÍTICA

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

Interfaz USB

Conector USB: USB tipo mini-B, 5 pin.
Velocidad de datos: 12 Mbps. USB 1.1 y 2.0 compatibles.
Protección a transitorios: tensión de transitorios eliminada.
Longitud del cable: 5 metros como máximo.
Driver: No requerido.

Entrada

Configuración/calibración por defecto: Entrada TC J, -210 a 760 °C, filtro alto, salida 4-20 mA.

Rangos de entrada y exactitud:

Input	Range	Accuracy
TC J	-210 to 760°C (-346 to 1400°F)	±0.5°C
TC K	-200 to 1372°C (-328 to 2502°F)	±0.5°C
TC T	-260 to 400°C (-436 to 752°F)	±0.5°C
TC R	-50 to 1768°C (-58 to 3214°F)	±1.0°C
TC S	-50 to 1768°C (-58 to 3214°F)	±1.0°C
TC E	-200 to 1000°C (-328 to 1832°F)	±0.5°C
TC B	260 to 1820°C (500 to 3308°F)	±1.0°C
TC N	-230 to 1300°C (-382 to 2372°F)	±1.0°C
mV	-100 to 100mV	±0.1mV

Error includes the effects of repeatability, terminal point conformity, and linearization at 25°C operating ambient temperature.

Referencia del termopar: ±0.1 °C típica, ±0.3 °C máximo a 25 °C.

Efecto de la temperatura ambiente: Mejor que ±75 ppm/°C.

Ajuste a cero: 0 a 95 % del rango.

Ajuste total: 5 a 100 % del rango total.

Corriente de entrada del termopar: ±250 nA (Termopar roto).

Protección a sobre tensión en la entrada: Supresión de la tensión transitoria bipolar 5.6 V.

Resolución: 0.0025 % en milivoltios. 0.1 °C en termopares.

Entrada del filtro: modo normal con posibilidad de escoger otra configuración.

Rechazo a ruido (modo normal): 75 dB @ 60 Hz, típica con 100 Ω de entrada.

Salida

Rango de salida: 4 a 20 mA DC.

Cumplimientos: $R_{LOAD} = (V_{SUPPLY} - 12V)/0.024 A$

$R_{LOAD} = 0 a 500 \Omega @ 24 VDC$

Transmisor de temperatura

Transmisor de temperatura con USB

e
s
i
n
d
u
s

INSTRUMENTACIÓN Y ANALÍTICA

Tiempo de respuesta:

Time to reach 98% of final output value (typical)	
No filtering:	90 to 125ms
Low filter:	240 to 420ms
Medium filter:	550 to 1020ms
High filter:	900 to 1500ms

Medioambiental

Rango de temperatura: -40 a 80 °C

Rango de temperatura en almacenamiento: -40 a 85 °C

Humedad relativa: 5 a 95 %

Requisitos de potencia: 12-32 VDC SELV (Safety extra low voltage) 24mA máximo.

Aislamiento: 1500 VAC pico. 250 VAC (354 VDC) en continuo aislamiento entre los circuitos de entrada y los de salida.

Inmunidad a vibraciones: 5g, IEC 60068-2-64

Inmunidad a golpes: 50g, IEC 60068-2-27

Compatibilidad electromagnética: radiación de emisiones: BS EN61000-6-4, CISPR 16. RFI: BS EN61000-6-2, IEC 61000-4-6. ESD: BS EN 61000-6-2, IEC 61000-4-2. EFT: BS EN61000-6-2, IEC 61000-4-4. Surge immunity: BS EN 61000-6-2, IEC 61000-4-5.

Certificados: CE, UL/cUL.

Diseñado para clase 1; división 2; grupos ABCD; Zona 2.

Físicas:

Encapsulado: plástico ABS policarbonado auto extingüible, UL94 V-0. USB Santoprene, 251-70W232.

Conectores I/O: Barrera tipo strip.

Peso: 0.22 kg.



4001-115K Aluminum
Explosion-Proof,
NEMA-4 rated



4001-117K Aluminum
General-Purpose,
NEMA-4X rated



4001-116K Stainless
Steel Explosion-Proof,
NEMA-4X rated



4001-119K Cast Iron
General-Purpose,
NEMA-4X rated

ANEXO 12

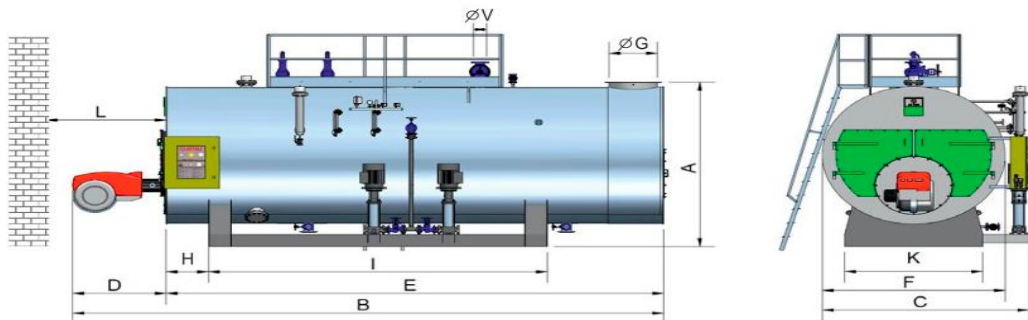
calderas de vapor HH tabla de características

Caldera modelo	HH	2.000	2.500	3.000	4.000	5.000	6.000	7.000	8.000	10.000	12.000	14.000	16.000	18.000	20.000		
Producción de vapor	kg/h	2.000	2.500	3.000	4.000	5.000	6.000	7.000	8.000	10.000	12.000	14.000	16.000	18.000	20.000		
	HP	153	192	230	307	383	460	536	613	766	920	1.073	1.226	1.380	1.533		
Potencia térmica	kW	1.516	1.895	2.274	3.034	3.793	4.551	5.307	6.065	7.584	9.101	10.614	12.136	13.652	15.167		
	kcal/h x 1.000	1.304	1.630	1.956	2.609	3.262	3.914	4.564	5.216	6.522	7.827	9.128	10.437	11.741	13.044		
	Btu/h x 1.000	5.174	6.467	7.760	10.351	12.942	15.529	18.107	20.694	25.876	31.053	36.215	41.408	46.582	51.751		
Consumo de combustible *	Gasóleo - Light Oil (8.900 kcal/l) (10,35 kW/l)	lts/h	141	176	211	281	351	421	491	561	700	840	980	1.120	1.260	1400	
	Fuelóleo - Heavy Oil (9.600 kcal/kg)	kg/h	130	163	195	260	325	390	455	520	649	780	910	1.040	1.170	1300	
	Gas natural (9.500 kcal/Nm3) (11,04 kW/Nm3)	Nm3/h	130	163	195	260	325	390	455	519	649	779	909	1.038	1.168	1298	
	Propano - LPG (11.900 kcal/kg) (13,84 kW/kg)	kg/h	104	130	156	208	259	311	363	415	518	622	726	829	933	1036	
	caldera de 8 bar	Tm	9	10	11	14	16	18	22	26	30	36	40	44	50	55	
Sobrepresión Hogar	mbar	4	5	6	8	9	11	10	12	13	13	14	16	19	22		
	mm.c.d.a. kPa	40 0,4	50 0,5	60 0,6	80 0,8	90 0,9	110 1,1	100 1,0	120 1,2	130 1,3	130 1,3	140 1,4	160 1,6	190 1,9	220 2,2		
DIMENSIONES	A	mm	2.750	2.750	2.750	3.100	3.100	3.100	3.250	3.250	3.500	3.700	3.800	3.950	4.030	4.030	
	B **	mm	4.550	5.050	5.700	5.750	6.850	8.000	7.800	8.750	9.200	9.100	10.450	11.100	11.100	11.600	
	C	mm	2.550	2.550	2.550	2.900	2.900	2.900	3.100	3.100	3.400	3.600	3.700	3.850	3.980	3.980	
	D **	mm	900	900	1.000	1.000	1.000	1.100	1.200	1.400	1.400	1.400	2.000	2.000	2.000	2.000	
	E	mm	3.650	4.150	4.700	4.750	5.850	6.900	6.600	7.350	7.800	7.700	8.450	9.100	9.100	9.600	
	F	mm	2.150	2.150	2.150	2.500	2.500	2.500	2.700	2.700	2.950	3.150	3.250	3.400	3.480	3.480	
	G	mm	400	400	450	500	550	600	650	700	800	850	900	950	1.000	1.050	
	H	mm	300	300	300	500	500	500	500	500	650	650	650	650	650	650	
	I	mm	1.950	2.450	2.950	2.750	3.750	4.750	4.250	4.950	5.150	4.950	5.650	6.250	6.250	6.750	
	K	mm	1.550	1.550	1.550	1.850	1.850	1.850	2.050	2.050	2.300	2.350	2.450	2.650	2.650	2.650	
	L (desentubado) ≥	mm	2.750	3.250	3.750	3.650	4.650	5.650	5.350	6.050	6.350	6.150	6.850	7.450	7.400	7.900	
	Válvula de vapor	V para P =	8 bar	DN 65	DN 65	DN 80	DN 100	DN 100	DN 100	DN 125	DN 125	DN 150	DN 150	DN 200	DN 200	DN 200	DN 200
			10 bar	DN 65	DN 65	DN 65	DN 80	DN 100	DN 100	DN 100	DN 125	DN 125	DN 150	DN 150	DN 200	DN 200	DN 200
			12 bar	DN 50	DN 65	DN 65	DN 80	DN 80	DN 100	DN 100	DN 100	DN 125	DN 125	DN 150	DN 150	DN 150	DN 200
			14 bar	DN 50	DN 50	DN 65	DN 65	DN 80	DN 100	DN 100	DN 100	DN 125	DN 125	DN 125	DN 150	DN 150	DN 150
			16 bar	DN 50	DN 50	DN 50	DN 65	DN 65	DN 80	DN 80	DN 100	DN 100	DN 125	DN 125	DN 125	DN 150	DN 150

* Producción nominal de vapor a 8 bar y agua de alimentación a 103 °C.

** Variable según marca de quemador y tipo de combustible.

El fabricante se reserva la facultad de introducir modificaciones sin previo aviso



ANEXO 13

Viscosidad dinámica del agua líquida a varias temperaturas

Temperatura °C	Viscosidad dinámica kg / (m·s)	Temperatura °C	Viscosidad dinámica kg / (m·s)
0,00	0,001792	50,00	0,000547
1,00	0,001731	51,00	0,000538
2,00	0,001674	52,00	0,000529
3,00	0,001620	53,00	0,000521
4,00	0,001569	54,00	0,000512
5,00	0,001520	55,00	0,000504
6,00	0,001473	56,00	0,000496
7,00	0,001429	57,00	0,000489
8,00	0,001386	58,00	0,000481
9,00	0,001346	59,00	0,000474
10,00	0,001308	60,00	0,000467
11,00	0,001271	61,00	0,000460
12,00	0,001236	62,00	0,000453
13,00	0,001202	63,00	0,000447
14,00	0,001170	64,00	0,000440
15,00	0,001139	65,00	0,000434
16,00	0,001109	66,00	0,000428
17,00	0,001081	67,00	0,000422
18,00	0,001054	68,00	0,000416
19,00	0,001028	69,00	0,000410
20,00	0,001003	70,00	0,000404
21,00	0,000979	71,00	0,000399
22,00	0,000955	72,00	0,000394
23,00	0,000933	73,00	0,000388
24,00	0,000911	74,00	0,000383
25,00	0,000891	75,00	0,000378
26,00	0,000871	76,00	0,000373
27,00	0,000852	77,00	0,000369
28,00	0,000833	78,00	0,000364
29,00	0,000815	79,00	0,000359
30,00	0,000798	80,00	0,000355
31,00	0,000781	81,00	0,000351
32,00	0,000765	82,00	0,000346
33,00	0,000749	83,00	0,000342
34,00	0,000734	84,00	0,000338
35,00	0,000720	85,00	0,000334
36,00	0,000705	86,00	0,000330
37,00	0,000692	87,00	0,000326
38,00	0,000678	88,00	0,000322
39,00	0,000666	89,00	0,000319
40,00	0,000653	90,00	0,000315
41,00	0,000641	91,00	0,000311
42,00	0,000629	92,00	0,000308
43,00	0,000618	93,00	0,000304
44,00	0,000607	94,00	0,000301
45,00	0,000596	95,00	0,000298
46,00	0,000586	96,00	0,000295
47,00	0,000576	97,00	0,000291
48,00	0,000566	98,00	0,000288
49,00	0,000556	99,00	0,000285
		100,00	0,000282

ANEXO 14