



Universidad Nacional

SAN LUIS GONZAGA



Reconocimiento-NoComercial-CompartirIgual 4.0 Internacional

Esta licencia permite a otras combinar, retocar, y crear a partir de su obra de forma no comercial, siempre y cuando den crédito y licencia a nuevas creaciones bajo los mismos términos.

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



UNIVERSIDAD NACIONAL SAN LUIS GONZAGA
EVALUACIÓN DE ORIGINALIDAD

CONSTANCIA

El que subscribe, deja constancia que se ha realizado el análisis con el software de verificación de similitud al documento cuyo título es:

TRABAJO MONOGRAFICO:

PERDIDAS DE CALOR EN EL TRANSPORTE DE FLUIDOS

Presentado por:

LUIS JHONNATHAN SALINAS GUIA

Autor del Proyecto de tesis del nivel de **PREGRADO** de la Facultad de **INGENIERÍA QUÍMICA Y PETROQUÍMICA**. El Resultado obtenido es 06% (PORCENTAJE DE SIMILITUD) por lo cual se otorga el calificativo de:

APROBADO, según Reglamento de Evaluación de la Originalidad.

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

Observaciones:

El porcentaje de similitud es menor del 20%, establecido como máximo por Reglamento de Evaluación de originalidad.

Ica, 30 de mayo del 2022

SANTOS HUMBERTO OLIVERA MACHADO
DIRECTOR DE LA UNIDAD DE INVESTIGACIÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA QUÍMICA Y PETROQUÍMICA

UNIVERSIDAD NACIONAL “SAN LUIS GONZAGA”

FACULTAD DE INGENIERIA QUÍMICA Y PETROQUIMICA

ESCUELA ACADÉMICA PROFESIONAL

DE INGENIERÍA QUÍMICA



**“PERDIDAS DE CALOR EN EL TRANSPORTE
DE FLUIDOS”**

**TRABAJO MONOGRAFICO
PARA OPTAR EL TITULO DE
INGENIERO QUÍMICO**

AUTOR:

SALINAS GUIA LUIS JHONNATHAN

ICA – PERÚ

2018

INDICE

	Pág.
RESUMEN.....	3
INTRODUCCIÓN	5
CAPITULO I: MARCO TEORICO	7
1.1. Teoría del flujo de fluidos en tuberías.....	7
1.2. Propiedades físicas de los fluidos	7
1.2.1. Viscosidad (μ)	8
1.2.2. Viscosidad dinámica.....	8
1.2.3. Viscosidad cinemática.....	9
1.2.4. Densidad, peso específico y volumen específico del líquido	11
1.3. Regímenes de flujo de fluidos en tuberías: laminar y turbulento	12
1.3.1. Flujo laminar.....	13
1.3.2. Flujo turbulento	13
1.4. Velocidad media de flujo.....	16
1.5. Número de Reynolds	16
1.6. Radio hidráulico	17
1.7. Presión barométrica	20
1.8. Presión atmosférica normalizada.....	21
1.9. Vacío	21
1.10. Ecuaciones básicas para el flujo de fluidos	22
1.10.1. Balance de Energía Total.....	22
1.10.2. Balance de Energía Mecánica	23
1.10.3. Energía y Potencia de Bombeo.....	25
CAPITULO II: PERDIDAS DE CALOR DEL FLUIDO.....	29
2.1. Transferencia de Calor	29
2.2. Mecanismos de transferencia de calor	30
2.2.1. Convección	30
2.2.2. Radiación	30

2.3.	Coeficiente de película interna.	31
2.4.	Coeficiente de película externa.	32
2.5.	Balance del calor en ductos.....	32
2.6.	Estado físico de los aislantes de tuberías de fluido	35
2.7.	Entrega del calor al entorno.....	35
2.8.	Calor entregado en la fundición de metales.....	36
CONCLUSIONES		41
RECOMENDACIONES		42
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS		43

RESUMEN

El traslado de los fluidos se da mediante un extenso y complejo sistema de tuberías que típicamente se encuentran aisladas térmicamente por la exposición al entorno meteorológico en el lapso de operación, la exclusión térmica impide cambios en las propiedades físicas del fluido, el cual repercute en la difusión del calor al entorno y en la extensión exterior de las tuberías.

En la presente monografía se analiza el impacto en el estado físico del fluido y del aislamiento térmico de la red de tuberías, así como las pérdidas de calor en las corrientes y estimar la magnitud.

La fijación del recubrimiento exterior en las extensiones y diámetros de las tuberías para aislar el calor producido por los líquidos según los parámetros globales de operación establecidos para el funcionamiento de la red, también se cuantifican los gastos de energía por los aislantes para toda la red de transporte. Los resultados obtenidos permitieron evaluar la magnitud de estas pérdidas comparando con la pérdida global de energía que ocurre durante la traslación de fluidos desde un lugar a otro.

INTRODUCCIÓN

En los distintos bio-procesos es elemental transportar fluidos, de un punto hacia a otro recurriendo a ductos. El desplazamiento se consigue por traslación de energía. Los dispositivos que más se manipulan en el procedimiento son los compresores y bombas.

Se entiende como bombeo al fluido compresible que permita generar el movimiento del líquido o gas, en ambos procesos la manipulación de los dispositivos es fundamental.

Por las situaciones atmosféricas durante el tiempo de operación en el campo, en algunas partes de la red el aislante térmico ha sufrido cambios respecto a su configuración original y actualmente presenta distintos grados de deterioro, como la deformación geométrica, desgaste de la cobertura exterior o, incluso, la ausencia del aislamiento térmico. Esto repercute en un incremento de las mermas de calor desde las tuberías hacia el medio ambiente.

El conocimiento de la disminución de calor en los fluidos, admite precisar la magnitud relativa de estas mermas de energía, comparadas con otros mecanismos de pérdida, y con ello evaluar la conveniencia de mantener en buen estado el recubrimiento de los conductos en términos de costo-beneficio, por su impacto en la disminución de las pérdidas y en el aumento de la eficiencia del proceso de transporte.

En el presente trabajo se analiza el impacto físico sobre la cobertura térmica de las mermas de calor en los flujos, modificando las longitudes y diámetros para cada estado de separación de los fluidos líquidos y en las condiciones de operación globales de la red, se cuantifican las caídas de calor por los aislantes para todo el procedimiento de transporte. Los datos adquiridos permitieron evaluar la magnitud de estas pérdidas en comparación con la pérdida global de energía.

OBJETIVOS

- Comprobar si la caída de temperatura se relaciona con la traslación de fluidos.
- Establecer la cantidad calor disipado y su influencia en el traslado de fluidos.
- Determinar la calidad de las tuberías y su influencia en el calor perdido.
- Determinar la presión y temperatura y la influencia en la caída de calor.

CAPITULO I

MARCO TEORICO

1.1. Teoría del flujo de fluidos en conductos.

La técnica más utilizada para trasladar líquidos y/o gases de un lugar a otro es utilizando un conjunto de ductos de sección cilíndrica es la más utilizada, ya que esta configuración brinda considerable eficacia estructural por su sección transversal, mayor será el contacto del fluido. En el trabajo monográfico el término “ducto” se refiere a un conducto cerrado de sección circular y diámetro exterior e interior constante.

Algunas dificultades en la cinemática de fluidos, como por ejemplo el movimiento del fluido en modo laminar por conductos, son resueltos por métodos matemáticos convencionales; todos los demás problemas necesitan métodos de resolución basados en coeficientes determinados empíricamente. Diversas fórmulas empíricas se manipulan para solucionar diversas dificultades en el transporte de fluidos por medio de ductos, son muy específicas se utiliza cuando las dificultades del problema se vinculan a las limitaciones de los ensayos de los cuales resultan los modelos. Por la complejidad de los licuables utilizados en los procesos industriales modernos, se debe examinar una ecuación que más se adecúa a cualquier fluido y ofrecer ventajas obvias. El modelo termodinámico que más se ajusta es el de Darcy, alguna de las incógnitas a determinar en la fórmula es el coeficiente de fricción, se obtiene experimentalmente. La fórmula Darcy tiene una amplia aplicación en la circulación de fluidos.

1.2. Propiedades físicas de los fluidos.

Para solucionar las dificultades de los fluidos es necesario tener conocimiento anticipado de las características físicas del fluido en estudio, como los valores exactos de la viscosidad y el peso específico, algunos valores ya han sido establecidos por investigadores, estos datos se hallan en la tabla.

1.2.1. Viscosidad (μ):

La viscosidad específica es la oposición al movimiento que tienen los líquidos durante su fluidez y deformación. Por tanto, la viscosidad es una de las propiedades principales de los líquidos, y se determina por el método siguiente: Se puede pronosticar la viscosidad de la mayoría de los líquidos; en algunos la viscosidad resulta del esfuerzo que se ejecuta sobre ellos, verbigracia la tinta, las papillas y el ketchup de tomate, poseen propiedades tixotrópicas. Existe confusión en relación a las unidades que se usan para precisar la viscosidad; de allí la importancia de utilizar las unidades adecuadas cuando se sustituyen los valores de la viscosidad en las fórmulas.

1.2.2. Viscosidad dinámica:

La viscosidad dinámica, denominada también viscosidad absoluta o simplemente viscosidad, es una propiedad característica de cada líquido y es dependiente de la variación de la temperatura y la presión,

$$\mu = f(p, T)$$

La magnitud de la **viscosidad** en el SI es el Pascal por segundo (Pa.s).

En la tabla N° 01 se publica las equivalencias.

TABLA N°01: Unidades de viscosidad, conversión y equivalencias

	SISTEMA INTERNACIONAL	CEGESIMAL (c.g.s.)	OTROS
COEFICIENTE VISCOSIDAD DINÁMICA	poiseuille [=N.s/m ² =kg/(m.s)]	poise (p) [=dina.s/cm ² =0,1 poiseuille]	centipoise (cP) [=0,01 p =viscosidad del agua a 20°C]
COEFICIENTE VISCOSIDAD CINEMÁTICA	m ² /s [=poiseuille/p] [densidad ρ =m/V kg.m ⁻³]	stoke(St) [=cm ² /s=poise/p] [densidad ρ =m/V g.cm ⁻³]	cSt=0,01St ; segundos(s)=tiempo de flujo con viscosímetro de copa (ver conversiones abajo)

$$1\text{Pas} = 1 \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2} = 1 \frac{\text{kg}}{(\text{m s})} = 10^3 \text{cP}$$

$$1 \text{ cP} = 10^{-3} \text{Pas}$$

En el presente trabajo, el símbolo μ representa a la viscosidad cuya unidad es el centipois y el μ' para viscosidades medidas en Pascal segundos.

La viscosidad del H₂O a 20°C es aproximadamente 1cP = 0.001Ps.

En el sistema internacional (SI) la unidad de viscosidad cinemática es el metro cuadrado por segundo $\left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right)$. En C.G.S es el stoke (St), con unidades $\left(\frac{\text{cm}^2}{\text{s}}\right)$ y el submúltiplo es el centistoke (cSt) $\left(\frac{\text{mm}^2}{\text{s}}\right)$.

$$1 \text{ St} = 100 \text{ cSt} = 1 \frac{\text{cm}^2}{\text{s}} = 0.0001 \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$\nu \text{ (Centistokes)} = \frac{\mu' \text{ (centipoise)}}{\rho \text{ (gramos)}}$$

La viscosidad absoluta de los fluidos (especialmente de gases y vapores) se mide con un instrumento apropiado.

Para precisar la viscosidad se utiliza instrumentales muy simples, como el viscosímetro, se utiliza para determinar la viscosidad cinemática de los aceites y otros líquidos viscosos. Con el viscosímetro se halla el tiempo que requiere un volumen muy pequeño de líquido que fluye por un orificio, la medida se expresa en términos de segundos. Se usan varios tipos de viscosímetros de tubo, con escalas empíricas tales como Saybolt Universal, Saybolt Furo1 (para líquidos muy viscosos), Red-wood No. 1 y No. 2 y Engler.

1.2.3. Viscosidad cinemática.

Es el resultado entre la viscosidad dinámica y la densidad.

En el sistema internacional (SI) la unidad de viscosidad cinemática es el metro cuadrado por segundo $\left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right)$. En el sistema CGS es el stoke

(St), con unidades $\left(\frac{\text{cm}^2}{\text{s}}\right)$ y el submúltiplo es el centistoke (cSt) $\left(\frac{\text{mm}^2}{\text{s}}\right)$.

$$1 \text{ St} = 100 \text{ cSt} = 1 \frac{\text{cm}^2}{\text{s}} = 0.0001 \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$\nu \text{ (Centistokes)} = \frac{\mu' \text{ (centipoise)}}{\rho \text{ (gramos)}}$$

La viscosidad absoluta de los fluidos (especialmente de gases y vapores) se mide con un instrumento apropiado.

Para precisar la viscosidad se utiliza instrumentales muy simples, como el viscosímetro de tubo, para determinar la viscosidad cinemática de los aceites y otros líquidos viscosos. Con el viscosímetro se halla el tiempo que requiere un volumen muy pequeño de líquido que fluye por un orificio, la medida se expresa en términos de segundos. Se usan varios tipos de viscosímetros de tubo, con escalas empíricas tales como Saybolt Universal, Saybolt Furo1 (para líquidos muy viscosos), Red-wood No. 1 y No. 2 y Engler.

La viscosidad es normalizada por la organización American Society for Testing and Materials (ASTM).

Para establecer la viscosidad de los líquidos como el petróleo es primordial la temperatura. Si la viscosidad alcanza diferentes temperaturas, se observa lo siguiente; a altas temperaturas la viscosidad de los líquidos disminuye y de los gases aumenta. El valor de la viscosidad de los vapores saturados poco recalentados varia sensiblemente con la variación de la presión. Los datos de presión sobre vapores son incompletos y en algunos casos contradictorios. No se considera los datos de presión cuando son vapores de agua, no se considera los a causa de la falta de información adecuada. La presión no altera cuando hay viscosidad en los fluidos, es intrascendente en la resolución y resultados de los problemas.

1.2.4. Densidad, volumen y peso específico del líquido.

Densidad del líquido (ρ) es la relación de la masa dividida por su volumen.

Unidades:

(S.I.): kilogramo sobre el metro cúbico y se denota por ρ (Rho).

$$\rho = \left(\frac{\text{Kgr}}{\text{m}^3} \right)$$

Otras unidades métricas que también se usan son:

$$\text{gramo por centímetro cúbico} \left(\frac{\text{gr}}{\text{cm}^3} \right) = 1 \frac{\text{gr}}{\text{ml}}$$

$$1 \text{ gramo por mililitro} \left(\frac{\text{g}}{\text{ml}} \right) = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

La densidad relativa del líquido (S) es la comparación de la densidad a cierta temperatura, en relación al H₂O a la temperatura normalizada.

$$S = \frac{\rho \text{ cualquier líquido a cierta temperatura}}{\rho \text{ agua a } 15^\circ\text{C (60}^\circ\text{F)}}$$

Las cualidades de los fluidos no son alteradas a presiones elevadas, carece de importancia en la resolución de problemas, v.gr. el agua. Sin embargo, las cualidades de los gases, varían considerablemente. Para los gases perfectos, la densidad se calcula por la siguiente fórmula:

$$\rho = \frac{P'}{RT} \quad \text{ó} \quad \frac{10^5 p'}{RT}$$

La constante (R) es análoga a la constante universal de los gases

$$R = 8314 \frac{\text{J}}{\text{kg-mol K}} \text{ fraccionada por el peso molecular (PM) del gas:}$$

$$R = \frac{R_0}{\text{PM}} = \frac{8314}{\text{PM}} \frac{\text{J}}{\text{Kg}} \rightarrow R = \frac{1545}{\text{PM}}$$

Para los gases, la densidad relativa se especifica como la proporción entre la masa molecular del aire (R) y del gas; también es equivalente a la fracción entre la constante individual del gas (R) y la del aire (M).

$$S_g = \frac{R(\text{aire})}{M(\text{gas})} = \frac{R(\text{gas})}{M(\text{aire})}$$

Se llama peso específico (Pe) a la comparación entre la masa de un compuesto y su volumen, es una dimensión relativa de la densidad.

$$P_e = \frac{\text{masa}}{\text{Volumen}} = \frac{m}{V} = \rho g$$

Unidades:

$$\text{S.I.} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

El volumen específico (Ve), es el volumen del fluido entre su masa, lo que quiere decir, que es el inverso de la densidad.

$$V_e = \frac{\text{Volumen}}{\text{masa}} = \frac{V}{m} = \frac{1}{\rho}$$

Unidades:

En el S.I. para el volumen específico (Ve) es el inverso de la densidad, en metro cúbico por kilogramo.

$$\text{S.I.} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right]$$

A menudo también se usan las siguientes unidades para volumen específico:

$$1 \frac{\text{litro}}{\text{kg}} \text{ ó } 1 \frac{\text{dm}^3}{\text{kg}}$$

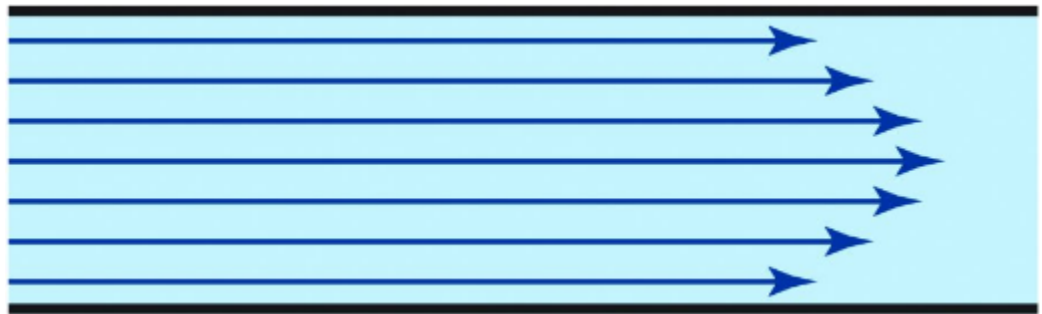
$$\text{Decímetro cúbico por kilogramo} \left(\frac{\text{dm}^3}{\text{kg}} \right) = 0.001 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

1.3. Regímenes de flujo de fluidos en tuberías: laminar y turbulento

1.3.1. Flujo laminar

Se denomina flujo laminar o corriente laminar al movimiento de un fluido cuando este es ordenado, estratificado o suave. En un movimiento laminar, las moléculas del líquido se desplazan en capas equidistantes sin entremezclarse las moléculas en el fluido mantienen una trayectoria uniforme.

Fig. 1

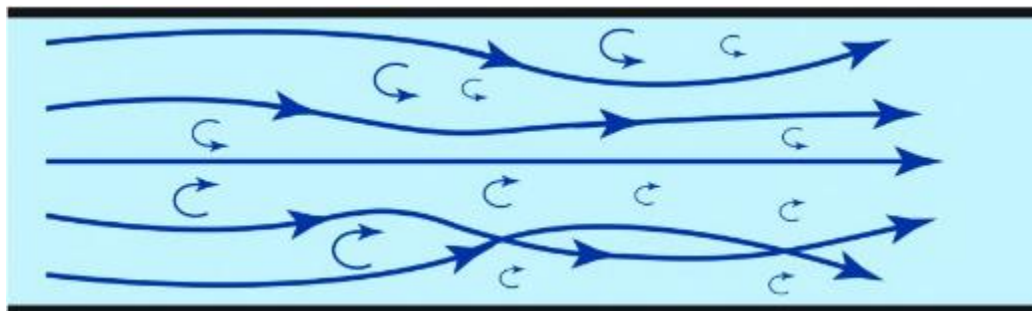


Flujo laminar

1.3.2. Flujo turbulento

En el desplazamiento de los fluidos se denomina flujo turbulento al traslado de las partículas de modo caótico, es decir se desplazan desordenadamente produciendo remolinos.

Fig. 2

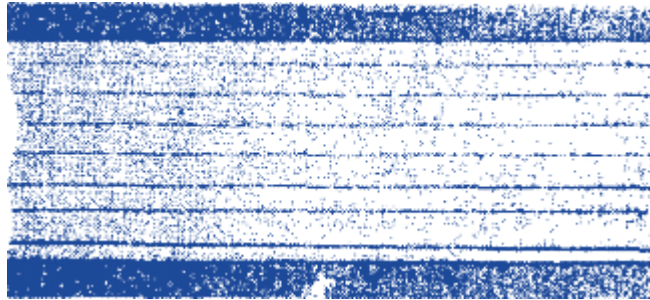


Flujo turbulento

La fig. 2 muestra la manifestación de 2 tipos de flujo diferentes en los ductos.

El ensayo radica en insertar cantidades pequeñas de líquido teñido en una circulación de un fluido que pasa por una tubería transparente y observar el comportamiento de las moléculas coloreadas en diferentes zonas, después de los puntos de inyección. Si la velocidad media es pequeña, las láminas de fluido coloreado se desplazan en líneas rectas.

Fig. 3



Muestra a las líneas coloreadas deslizándose sin turbulencia en el fluido.

Cuando el caudal se acrecienta, las láminas se deslizan con trayectoria recta hasta alcanzar la rapidez en donde las láminas inician a ondularse y se rompen de modo brusco y difuso.

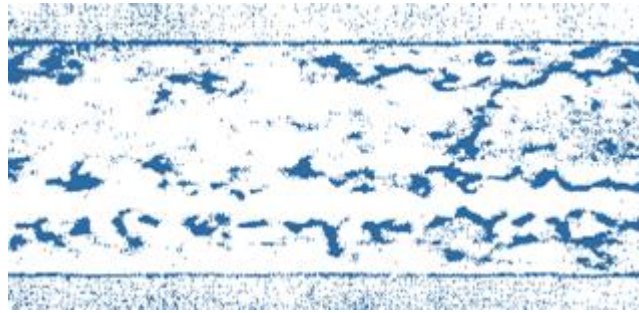
Fig. 4



Corriente crítica, entre la zona laminar y de transición.

Cuando el desplazamiento de las moléculas del flujo es mayor a la crítica, las moléculas se diseminan de manera desordenada en la corriente.

Fig. 5



Flujo turbulento

En el caudal las moléculas coloreadas están dispersas completamente a poca distancia del punto crítico.

Al flujo que se desplaza con velocidades menores a la crítica se le denomina régimen laminar o viscoso, se reconoce por el desplazamiento de sus moléculas en tubos formando envolturas cilíndricas centradas una encima de otra de forma ordenada. El desplazamiento del líquido es máximo en la parte céntrica del ducto y disminuye hasta desaparecer en las paredes internas del conducto.

Si el líquido se desliza con velocidad por encima de la crítica, al régimen se le clasifica como turbulento. En el sistema turbulento las moléculas conservan un movimiento discontinuo e irregular constituyendo trayectorias colaterales a la trayectoria de la matriz del flujo; existe una “subcapa laminar” pequeña del líquido en el anillo céntrico del tubo, llamada también “capa periférica”.

1.4. Velocidad media de flujo

El término “velocidad”, se refiere a la rapidez media o promedio del fluido en cierta sección transversal del ducto y obedece a la ecuación de continuidad para un flujo estacionario:

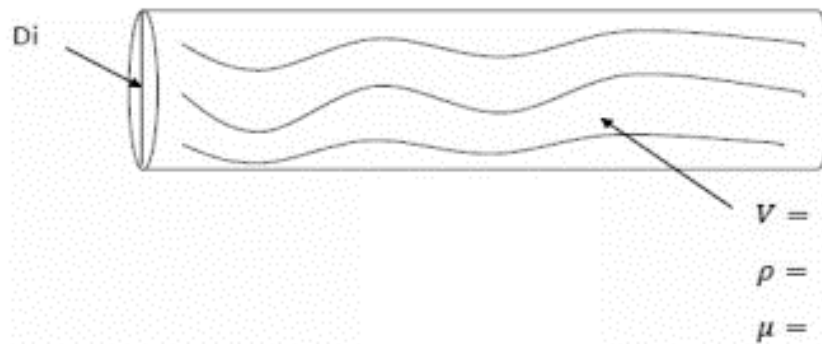
$$v = \frac{4}{A} = \frac{\omega}{A\rho} = \frac{\omega \bar{V}}{A}$$

1.5. Representación de Reynolds:

Es un valor que resulta de la comparación adimensional de cuatro variables:

$$Re = \frac{D_i \cdot V \cdot \rho}{\mu}$$

Fig. 6



Donde:

D_i : Diámetro interno del tubo.

V : Velocidad del fluido.

ρ : Densidad del fluido.

μ : Viscosidad dinámica del fluido.

Flujo Laminar : $Re < 2100$

Flujo de transición : $2100 < Re < 4000$

Flujo turbulento : $Re > 4000$

Los experimentos de Osborne Reynolds han determinado tres clases de fluidos, laminar, de transición y turbulento, dependiendo de la viscosidad, densidad, velocidad del líquido y del diámetro del conducto.

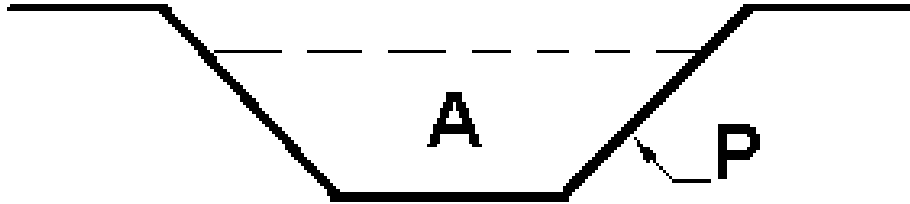
Si el N° de Reynolds se limita a 2 100, para cálculos prácticos, al flujo se le considera como laminar y será turbulento si el N° de Reynolds es mayor a 4000. Entre estos dos valores se localiza la zona llamada “crítica”, es el sector donde el comportamiento del líquido es difícil de pronosticar, pudiendo ser turbulento, de transición o laminar, dependiendo de diversas condiciones.

1.6. Radio hidráulico

Es una cuantificación transcendental en el diseño de conductos, tubos y otros dispositivos en los trabajos hidráulicos, habitualmente es interpretado

por los caracteres **RH**, y formulado en metros es la razón entre la superficie transversal mojada y el perímetro mojado.

Fig. 7



$$RH = \frac{\text{Superficie de la sección transversal mojada}}{\text{Perímetro mojado}} = \frac{A}{P} \left(\frac{\text{m}^2}{\text{m}} \right)$$

El radio hidráulico es importante para conductos con sección transversal que no es circular.

Es usado para cualquier tipo conducto no enteramente circular (conducto circular no lleno, ovalado, cuadrado o rectangular), pero no a formas muy estrechas, como aberturas anulares o alargadas, donde la anchura es pequeña en relación a la extensión. En tales situaciones, el radio hidráulico es aproximadamente equivalente a la mitad de la anchura del paso.

El modelo siguiente permite estimar el caudal:

$$Q = 0.2087 \, d^2 \sqrt{\frac{hLD}{fL}}$$

Para calcular el N° de Reynolds en las situaciones examinadas, el diámetro circular es remplazado por 4 repeticiones equivalente al radio hidráulico (diámetro equivalente).

$$4 = 0.0438 \, d^2 \sqrt{\frac{hLD}{fL}}$$

Donde d^2 está basado en el diámetro equivalente de la sección transversal real del flujo y D se sustituye por 4RH.

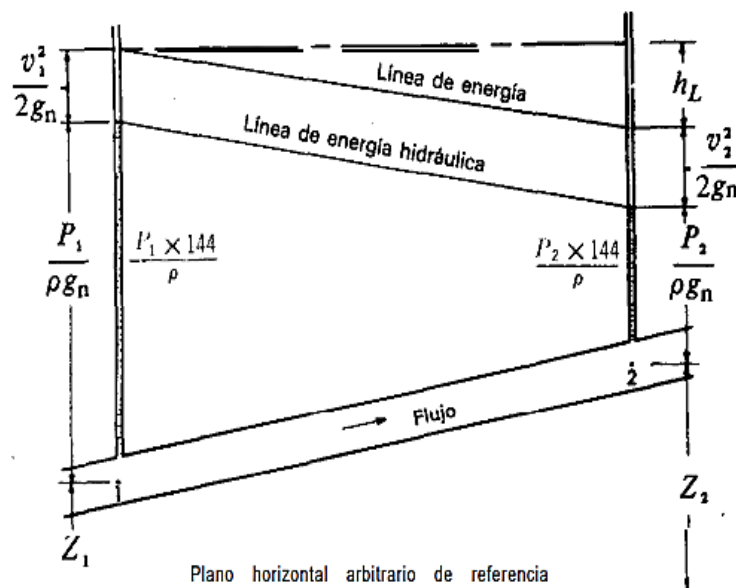
La proposición de Bernoulli es un teorema (tares, 2014) basado en la conservación de la energía del fluido en la tubería. La energía total en cualquiera de los puntos que se encuentren por arriba de un plano horizontal arbitrario fijado como referencia, es igual a la suma de la altura geométrica, la altura debida a la presión y la altura debida a la velocidad, es decir:

$$Z + \frac{P}{\rho g_n} + \frac{v^2}{2g_n} = H$$

Si los gastos de energía por frotamiento se desprecian en la totalidad de ductos (tuberías, bombas y turbinas), la altura H de la formula preliminar continuará constante en diferentes puntos del líquido. En la industria concurren pérdidas o adiciones de energía que deben considerarse en la igualdad de Bernoulli. Del anterior análisis, el balanceo de energía puede expresarse para 2 puntos del líquido.

$$Z + \frac{144 P}{\rho} + \frac{v^2}{2g} = H$$

Gráfico N° 1.1



Observar que la pérdida por fricción en el ducto entre dos puntos (h_f) se establece como la disminución de la altura del líquido. La fórmula que se emplea es la siguiente:

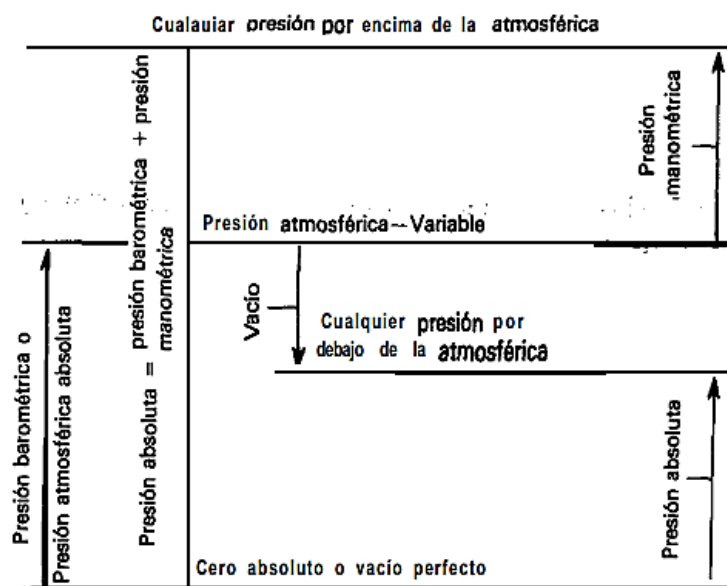
$$Z_1 + \frac{P_1}{\sigma_1 g n} + \frac{v_1^2}{2g n} = Z_2 + \frac{P_2}{\sigma_2 g n} + \frac{v_2^2}{2g n} + h_L$$

$$Z_1 + \frac{144P_1}{\sigma_1} + \frac{v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{144P_2}{\sigma_2} + \frac{v_2^2}{2g} + h_L$$

Con la proposición de Bernoulli se obtienen modelos matemáticos que son utilizados en la solución de problemas de fluidos líquidos y sus transformaciones para las mermas debido al coeficiente de fricción.

En la fig 1.1 se ilustra gráficamente la correspondencia entre las presiones absoluta y manométrica. El vacío perfecto no puede existir en la superficie de la Tierra, pero es, sin embargo, un punto de referencia conveniente para la medición de la presión (Tirenti, 2022).

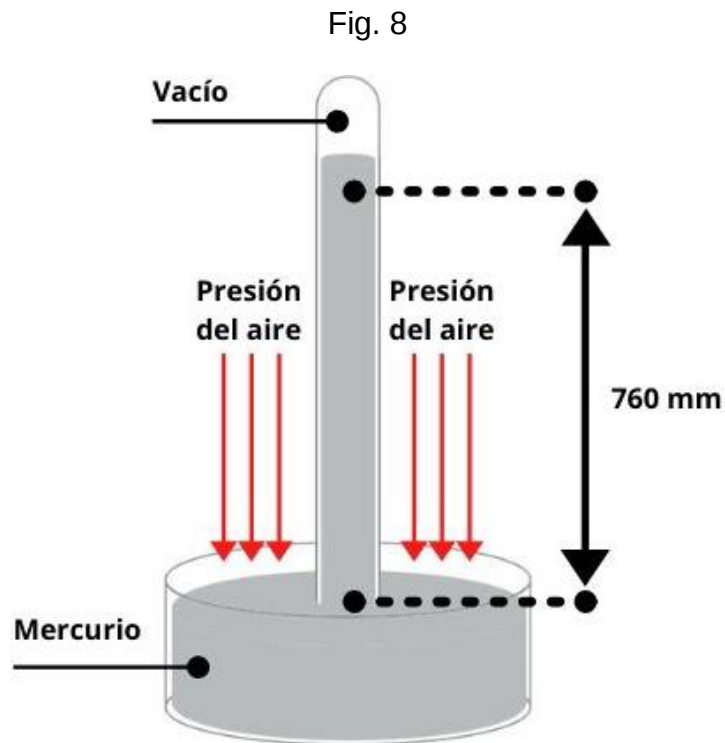
Gráfico N° 1.2



1.7. Presión barométrica

Llamada también presión atmosférica es la valoración de la presión estimada en cualquiera punto que se encuentre s.n.m.

Para calcular la presión barométrica se utiliza el barómetro.



Unidades:

La magnitud en el S.I. es “Pascal” (Pa) o “hectopascal” (hPa). Igualmente se usan “bares” (b), “milibares” (mb), atmósferas (atm), “milímetros de mercurio” (mm Hg) y “Torricelli” (Torr).

El modelo matemático para evaluar la presión barométrica o atmosférica se argumenta por el principio fundamental de la hidrostática. Analicemos a continuación.

$$Pa = \rho \cdot g \cdot h$$

En la expresión:

- Pa = Presión realizada a una altura del líquido.
- ρ = Densidad del líquido.
- g = Gravedad.
- h = Altura.

Si se tiene los siguientes valores:

$$\rho = 13\,550 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \text{ (densidad del Hg)}$$

$$g = 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$h = 0.76 \text{ m (altura del Hg)}$$

Reemplazando.

$$1 \text{ Pa} = 101\,023 \text{ Pa}$$

1.8. Presión atmosférica normalizada

La equivalencia de la presión atmosférica convencional (a la altura del mar) es de 760 mm Hg, lo cual corresponde a 760 torr; a 1 01322 milibares (mb); 101 325 pascales (Pa); a 1013,2 hectopascales (hPa) e igualmente a 1 atmósfera (atm).

1.9. Vacío

Es la depresión en un punto establecido que se localiza por debajo del nivel atmosférico. La referencia de presión atmosférica y la absoluta se realiza expresando la altura del Hg o del H₂O. Las unidades utilizadas normalmente son milímetros de Hg, micras de Hg, pulgadas de H₂O y pulgadas de Hg.

1.10. Ecuaciones básicas para los fluidos.

1.10.1. Cálculo de la Energía Total.

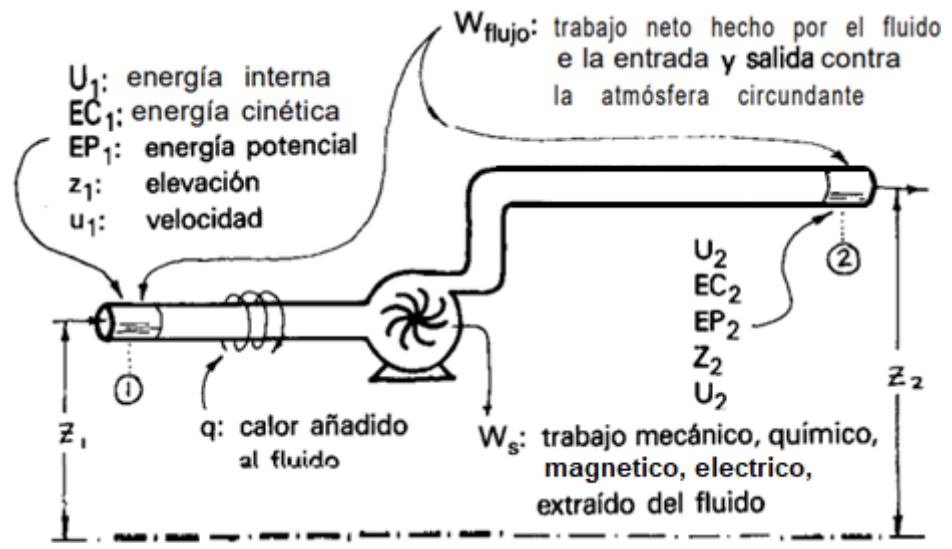
Se considera las interacciones energéticas del fluido en estado estacionario entre dos puntos (1) y (2) del conjunto de tuberías.

$$\Delta U + \Delta \left(\frac{gz}{g_c} \right) + \Delta \left(\frac{u^2}{2g_c} \right) + \Delta \left(\frac{p}{\rho} \right) = q - W_s \quad \left[\frac{\text{J}}{\text{kg}} \right]$$

Diagrama de la ecuación de energía:

- ΔU : Energía interna
- $\Delta \left(\frac{gz}{g_c} \right)$: Energía potencial, EP
- $\Delta \left(\frac{u^2}{2g_c} \right)$: Energía cinética, EC
- $\Delta \left(\frac{p}{\rho} \right)$: Trabajo al flujo
- q : Calor suministrado al fluido desde el entorno
- W_s : Trabajo recibido por el entorno desde el fluido

Aspectos energéticos de un sistema de tuberías de corriente única.



La expresión anterior representa a la energía interna. Aplicando la 2da ley de la termodinámica.

$$\Delta U = \int T dS + \int p d \frac{1}{\rho} + \text{trabajo químico, magnético, eléctrico, etc.}$$

El término $\int T dS$ relaciona a los efectos calóricos producidos por el sistema. Por tanto, en la situación ideal de no degradación de la energía mecánica (no hay pérdidas por fricción, turbulencia, etc.

$$q = \text{Intercambio de calor entre el fluido y el entorno} = \int T dS$$

En situaciones donde hay degradación (pérdidas friccionales)

$$\int T dS = q + \Sigma F$$

Calor desde el entorno

Calor total añadido al $\Delta H = \Delta U + \Delta(p/\rho)_{\text{por fricción}}$

Calor generado dentro del

Resolviendo e interpretando se obtiene la ecuación.

$$\Delta H + \Delta \left(\frac{gz}{g_c} \right) + \Delta \left(\frac{u^2}{2g_c} \right) = q - W_s \quad \left[\frac{J}{kg} \right]$$

Esta es la primera ley de la termodinámica en su forma usual y útil para sistemas de corriente única en régimen estacionario.

1.10.2. Balance de Energía Mecánica.

Para cada kilogramo de fluido circulante, con su inevitable importancia de la fricción, trabajo no usual (magnéticos, eléctricos, superficiales o químicos) y con valor constante de la gravedad, combinadas dan el denominado «balance de energía mecánica».

$$\frac{g}{g_c} \Delta z + \Delta \left(\frac{u^2}{2g_c} \right) + \int \frac{dp}{\rho} + W_s + \Sigma F = 0 \quad \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

A lo largo de la trayectoria del flujo
Trabajo recibido por el entorno

Para fluidos incompresibles este término se convierte en $\{\Delta \rho / \rho\}$
Pérdida por fricción, o energía mecánica transformada irreversiblemente en energía interna y utilizada para calentar o vaporizar el fluido

Multiplicando por g_c/g se obtiene, en forma alternativa,

$$\Delta z + \Delta \left(\frac{u^2}{2g} \right) + \frac{g_c}{g} \int \frac{dp}{\rho} + \frac{g_c}{g} W_s + \frac{g_c}{g} \Sigma F = 0 \quad \left[\frac{\text{m de fluido}}{g} \right]$$

Carga perdida = h_L

En forma diferencial estas ecuaciones son:

$$\frac{g}{g_c} dz + \frac{u du}{g_c} + \frac{dp}{\rho} + dW_s + d(\Sigma F) = 0 \quad \left[\frac{\text{J}}{\text{kg}} \right]$$

Y

$$dz + \frac{u du}{g} + \frac{g_c}{g} \frac{dp}{\rho} + \frac{g_c}{g} dW_s + d(h_L) = 0 \quad [\text{m}]$$

Estas ecuaciones, de hecho, representan no un balance, sino una pérdida de energía mecánica (la transformación irreversible en energía interna debido a la fricción) a medida que el fluido circula a través del sistema de tuberías. En el caso especial en que el fluido no aporta trabajo al entorno y los efectos friccionales son tan

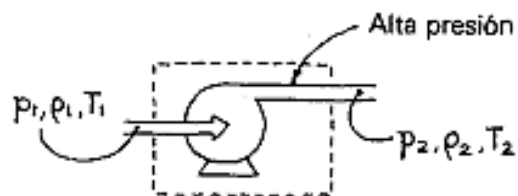
pequeños que pueden ignorarse completamente, el balanceo de energía mecánica se reduce a lo siguiente:

$$\text{Ecuación de Bernoulli} \quad \frac{g}{g_c} \Delta z + \Delta \frac{u^2}{2g_c} + \int \frac{dp}{\rho} = 0$$

Para estimar los efectos mecánicos de los fluidos-perdida de presión, potencia de bombeo, velocidades límites, etc. se debe realizar el balance de energía mecánica, es el punto de partida. En seguida, se aplicarán estas expresiones a todo tipo de fluidos y mezclas.

1.10.3. Potencia de Bombeo y energía.

Las bombas, compresores, soplantes y ventiladores son los elementos necesarios para que los fluidos circulen por los ductos. El trabajo mecánico necesario se calcula efectuando el balance de energía mecánica alrededor del aparato.



Las energías potenciales, cinética y de fricción pérdidas pueden considerarse despreciables, se reduce a.

$$-W_s = \int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{\rho} \quad \left[\frac{\text{J}}{\text{kg}} \right]$$

Para líquidos y lodos, $\rho = \text{cont.}$, de modo que el trabajo mecánico requerido viene dado por.

$$-W_s = \frac{\Delta P}{\rho} = \frac{P_2 - P_1}{\rho} \quad \left[\frac{\text{J}}{\text{kg}} \right]$$

Para gases, suponiendo comportamiento gaseoso ideal y compresión reversible adiabática, el trabajo efectuado sobre el gas:

$$\begin{aligned} -W_{s,ideal} &= \frac{k}{k-1} \frac{RT_1}{(pm)} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] = Cp (T_2 - T_1) \\ &= \frac{k}{k-1} \frac{RT_2}{(pm)} \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{(k-1)/k} \right] \quad \left[\frac{J}{kg} \right] \end{aligned}$$

El trabajo necesario es:

$$\begin{aligned} -\dot{W}_{s,ideal} &= \frac{k}{k-1} \dot{n}RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] = \dot{n}Cp (T_2 - T_1) \\ &= \frac{k}{k-1} \dot{n}RT_2 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{(k-1)/k} \right] \quad [W] \end{aligned}$$

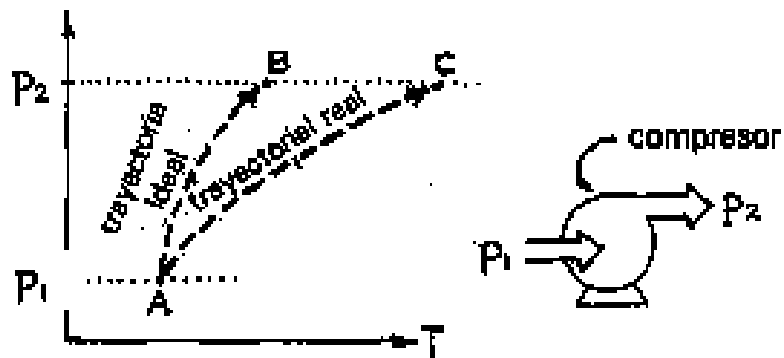
donde

$$k = \frac{C_p}{C_v}, \quad \frac{RT_i}{(pm)} = \frac{p_i}{\rho_i}, \quad \text{y} \quad \dot{n}RT_i = p_i \dot{v}_i$$

En seguida se comparará la compresión ideal con la compresión real con sus pérdidas friccionales, ambas diseñadas para pasar un fluido desde una presión p_1 a una presión superior p_2 . El diagrama p - T muestra la trayectoria del fluido por ambas presiones. Observar la presión real y los efectos friccionales hacen que el fluido saliente (del punto C) esté más caliente idealmente (en el punto B). Por consiguiente, parte del trabajo mecánico no es aprovechable para la compresión, pero si es utilizable para calentar el fluido. El trabajo real de ingreso es siempre mayor que el ideal y está relacionado con este último por.

$$-W_{s,real} = \frac{-W_{s,ideal}}{\eta} = Cp (T_{2,real} - T_1) \quad W_s < 0$$

Gráfico N° 1.3



En una compresión real el fluido sale más caliente que en una T compresión ideal.

Donde p_1 y p_2 son las presiones ideales medidas y utilizadas en W_s y η es la eficacia del compresor, cuyo valor vale aproximadamente.

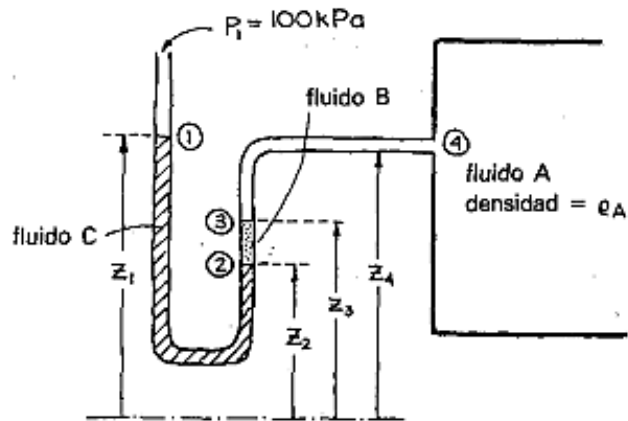
- $\eta = 0,55 \sim 0,75$ para una turbo soplante
- $= 0,60 \sim 0,80$ para una soplante Roots
- $= 0,80 \sim 0,90$ para una soplante axial, o un compresor de pistón de dos etapas

Para la manipulación inversa donde el líquido movable produce trabajo por cambio de presión (de mayor a menor), siendo un ejemplo el agua que se desplaza por una turbina para generar electricidad. En la turbina real con sus pérdidas friccionales, se genera menos trabajo del que podría haberse generado idealmente. Estos dos términos están relacionados por el trabajo (A.C, 2018).

$$W_{s,real} = \eta W_{s,ideal} \quad W_s > 0$$

Ejemplo (1):

La presión manométrica (P_1) es 100 kPa, sabiendo que las alturas Z_1, Z_2, Z_3, Z_4 y densidades, ρ_A, ρ_B, ρ_C . Hallar la P_4 .



Solución:

Utilizando el balance mecánico total en las señales (1) y (2) se obtiene.

$$\frac{g\Delta z}{g_c} + \frac{\Delta u^2}{2g_c} + \int \frac{dp}{\rho} + W_s + \sum F = 0$$

Como la densidad es constante la igualdad se restringe a:

$$P_2 - P_1 = \frac{\rho_C \cdot g}{g_c} (Z_1 - Z_2)$$

Reproduciendo la ecuación se adquiere la expresión siguiente:

$$P_3 - P_2 = \frac{\rho_C \cdot g}{g_c} (Z_1 - Z_2)$$

$$P_4 - P_3 = \frac{\rho_C \cdot g}{g_c} (Z_2 - Z_3)$$

Uniando las expresiones precedentes y conociendo que $P_1 = 100 \text{ kPa}$ se adquiere la expresión correspondiente.

$$P_4 = 100 \frac{g}{g_c} [P_c (Z_1 - Z_2)] + [P_B (Z_2 - Z_3)] + [P_A (Z_3 - Z_4)]$$

CAPITULO II

PERDIDA DE CALOR DEL FLUIDO

2.1. Transferencia de calor

Transferencia de calor térmica o transmisión de calor es el fenómeno físico que se fundamenta en el intercambio de energía calórica de un medio a otro por la diferencia de temperatura.

En el presente trabajo se explica la transmisión y rapidez de la energía térmica.

Unidades:

En el Sistema Internacional (S.I.), el calor de un objeto se manifiesta en joule (J), equivalente a la magnitud de trabajo y de energía. Aún prevalecen diferentes unidades para la aplicación del calor:

- **Caloría (cal).**

La caloría se especifica como la medida de calor necesaria para aumentar en 1° Celsius 1gr de H₂O. Es una unidad utilizada en alimentos para calcular la energía calórica existente en los alimentos. Equivalencia: 1 kilocaloría (kcal) = 1000 cal.

- **Unidad Térmica Británica o British Thermal Unit (BTU).**

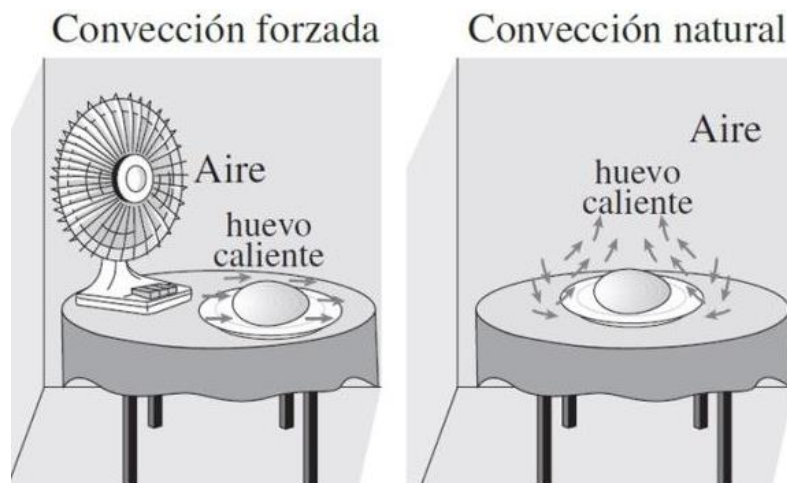
Se determina como la cuantía de calor útil para aumentar en 1° Fahrenheit la masa de 1 Lb de H₂O, equivalente a 252 cal. Esta unidad es utilizada usualmente en los países de lengua inglesa, especialmente Estados Unidos y Reino Unido.

2.2. Mecanismos de transmisión de energía calórica.

El transporte del calor en un sistema se da mediante tres mecanismos: Por convección, radiación y por conducción.

2.2.1. Convección

El calor se transmite utilizando el aire que se desplaza de una zona a otra que se hallan a temperaturas diferentes. La convección se transmite por ondas electromagnéticas. La convección es natural, causada por la diversidad de densidades del elemento, v.gr, la elevación de la corriente caliente o forzada cuando las moléculas son obligadas a fluir de una zona a otra, v.gr, la circulación del fluido inducido por una bomba de luz o ventilador. El fenómeno de convección se produce en los líquidos y gases ya que las moléculas pueden fluir y trasladarse con facilidad.



2.2.2. Radiación

El fenómeno de radiación se origina cuando la transmisión del calor es por ondulaciones electromagnéticas, v.gr, la radiación ultravioleta, la luz visible y la emisión infrarroja. La onda es energía que emite un cuerpo que se halla a una calentura definida y es emitida hacia la periferia en diferentes direcciones, v.gr, la irradiación solar.

2.3. Coeficiente de película interna

El coeficiente de película es una variable que depende, entre otros factores, de:

- La variación de la distribución de velocidades en la dirección de avance del flujo (región de entrada o región de flujo totalmente desarrollado).
- Del flujo de fluido laminar o turbulento.

- c) La variación de las propiedades termo físicas del fluido.
- d) La influencia de las condiciones de frontera en la temperatura del fluido (flujo de calor constante o temperatura de pared constante).
- e) Los efectos de la rugosidad superficial y la geometría del conducto

La transferencia de calor en tuberías con flujo laminar ha sido tratada teóricamente. Se ha descubierto soluciones analíticas, con características constante a condiciones del flujo del calor y a la temperatura de pared. En la mayoría de soluciones, el número de Nusselt es constante e independiente de los valores del número de Reynolds y de Prandtl. Para este estudio, se seleccionó la solución analítica propuesta por Rohsenow y Choi (1961) para flujo laminar. En régimen turbulento, existen mayores restricciones para el desarrollo de soluciones analíticas o numéricas. En este régimen de flujo es generalizado el uso de correlaciones empíricas basadas en el desarrollo de trabajo experimental. En estas correlaciones, el Nro. de Nusselt es función del Nros. de Reynolds y Prandtl.

Para el cálculo del coeficiente de película interno se determinó usar la correlación de Gnielinsky (1976), que es válida tanto para la región de transición como para flujo turbulento. Sin embargo, para facilitar su ejecución del cálculo de la difusión del calor, se asumieron.

$$N_{u_i} = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$$

2.4. Coeficiente de película externa

En la convección forzada con flujo externo el coeficiente de película se evalúa mediante la función de las correlaciones semi-empíricas, que son función de los Nrs de Prandtl (Pr) y de Reynolds (ReD), que a su vez dependen de las propiedades termofísicas del fluido y de la observación del sistema. La geometría de un ducto puede asumirse como un cilindro horizontal y largo con flujo cruzado. La importancia de la geometría ha sido estudiada en forma extensiva y existen muchas correlaciones para evaluar la transmisión de calor. (Churchill, Bernstein, 1970) propusieron una

correlación simple que cubre el intervalo completo de Re_D , los datos están disponibles, así como también un amplio intervalo de Pr . El intervalo de validez para esta fórmula es todos los N° de $Re_D.Pr > 0.2$.

$$Nu_m = 0.3 + \frac{0.62 Re_D^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[1 + (0.4/Pr)^{2/3}\right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282,000}\right)^{5/8}\right]^{4/5} \dots (2)$$

Para propósitos de este cálculo se seleccionó la correlación de Bernstein y Churchill porque cubre un amplio intervalo de valores del Re_D y Pr , con una única expresión matemática. Las propiedades termofísicas del aire se evalúa recurriendo a la temperatura de película (T_f) que es equivalente al promedio de las temperaturas de corriente (T_∞) y de la zona externa del cilindro (T_w).

2.5. Balance del calor en la tubería.

Para para evaluar la propagación de la energía en la zona externa del ducto y el contorno que lo limita, se debe utilizar todos los modelos matemáticos que se relacione con la cubierta del ducto.

En la Fig. 2.1 se representa al ducto con sus componentes típicos de un vapor-ducto. En el sistema están presentes los tres mecanismos básicos de propagación de calor: conducción, convección y radiación.

Figura N° 2.1 Diagrama Esquemático de un ducto

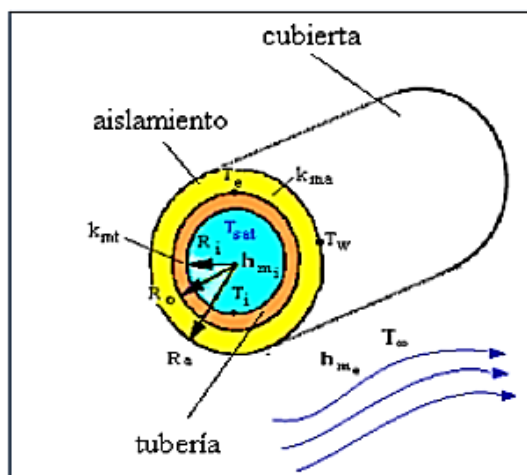
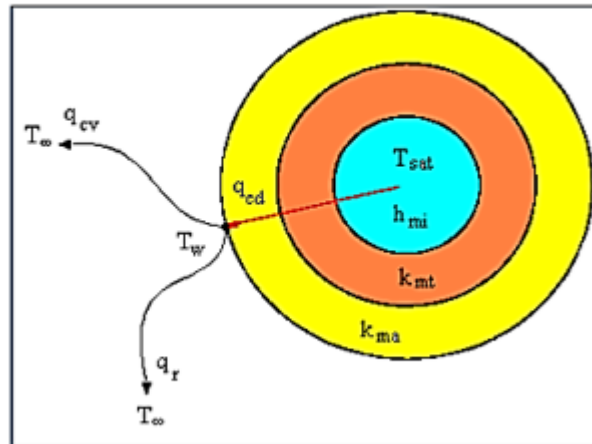


Figura N° 2.2 Balance de calor de un ducto



Realizando el balance del calor en el área exterior del vapor-ducto (Fig. 2.2) se observa que el calor por unidad de longitud que se conduce hacia la superficie exterior, se transfiere al aire ambiental a través de los mecanismos de convección y radiación, de acuerdo con:

$$\frac{q_{cd}}{L} = \frac{q_{cv}}{L} + \frac{q_r}{L} \dots\dots\dots (3)$$

La entrega de calor por el sistema de conducción entre la tubería y el aislador se puede evaluar aplicando el concepto de resistencia térmica equivalente. En la coordenada cilíndrica, la difusión del calor por cada elemento en la extensión del ducto está analizada por:

$$\frac{q_{cd}}{L} = \frac{T_{sat} - T_w}{\frac{1}{\pi D_i h_{mi}} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi k_{mt}} + \frac{\ln\left(\frac{D_a}{D_o}\right)}{2\pi k_{ma}}} \dots\dots(4)$$

La cesión de calor por convección en la extensión, se evalúa aplicando la ley de enfriamiento de Newton:

$$\frac{q_{cv}}{L} = h_m \pi D_a (T_w - T_\infty) \quad \dots(5)$$

La pérdida de calor por radiación térmica desde un vaporducto hacia la corriente del aire del medio obedece a la temperatura y a las propiedades La pérdida de calor por radiación térmica desde un vaporducto hacia la corriente del aire del medio obedece a la temperatura y a las propiedades del área exterior del vaporducto. Para valorar la difusión de calor por radiación, se asume que un vaporducto es un objeto de color gris que conmuta calor con el aire que lo rodea. Por lo tanto, el calor por cada unidad de longitud transferido al aire se evalúa mediante la ley de Stefan-Boltzmann aplicada a un cuerpo gris:

$$\frac{q_r}{L} = \varepsilon \sigma \pi D_a (T_w^4 - T_\infty^4) \quad \dots(6)$$

Sustituyendo las igualdades (4), (5) y (6) y en (3) expresándola como una función implícita de T_w , se obtiene una ecuación base para evaluar la temperatura de superficie del ducto en forma iterativa:

$$f(T_w) = \frac{T_{sat} - T_w}{\frac{1}{\pi D_i h_{mi}} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k_{mi}} + \frac{\ln(D_a/D_o)}{2\pi k_{ma}}} - h_m \pi D_a (T_w - T_\infty) - \varepsilon \sigma \pi D_a (T_w^4 - T_\infty^4) = 0 \quad \dots(7)$$

Resolviendo la ecuación (7) a la temperatura de superficie (T_w) y aplicando el Fórmula de Newton Raphson. La forma general de primer orden de este método (Chapra, Canale, 1988) es la siguiente ecuación :

$$T_{w_{n+1}} = T_{w_n} - \frac{f(T_{w_n})}{f'(T_{w_n})} \quad \dots(8)$$

2.6. ESTADO FÍSICO DE LOS AISLANTES DE TUBERÍAS DE FLUIDO

Para efectos del presente estudio la condición del aislamiento térmico se clasificó en cuatro niveles de calidad de acuerdo con su estado de conservación.

Tabla 2.1.

Estado o condición del aislante	Clave	Color
Nuevo o completo	A	Azul
Bueno o sin lamina	B	Verde
Regular o deteriorado	C	Amarillo
Ausente, destruido totalmente	D	Rojo

Tabla 1. Clasificación del estado físico del aislamiento térmico.

Donde:

A = Completo o Nuevo;

B = Bueno sin lámina protectora;

C = Regular o Deteriorado y

D = Malo o tubería descubierta).

La evaluación del estado físico del aislante se obtiene a partir del levantamiento de un inventario de toda la red del fluido y valorando según la Tabla 2.1.

2.7. Calor cedido al entorno.

El programa de cálculo en MS Excel incluye cuatro hojas de cálculo, una por cada estado de aislamiento considerado (Tabla 1), en las que se determina el coeficiente de difusión de calor, las temperaturas del área interior y exterior de la tubería, la temperatura en la interfaz tubería-aislante y la pérdida de calor por unidad de longitud desde la tubería hacia el aire ambiental.

Figura N° 2.1. Programa de aplicación basado en MS Excel para el cálculo de la pérdida de calor

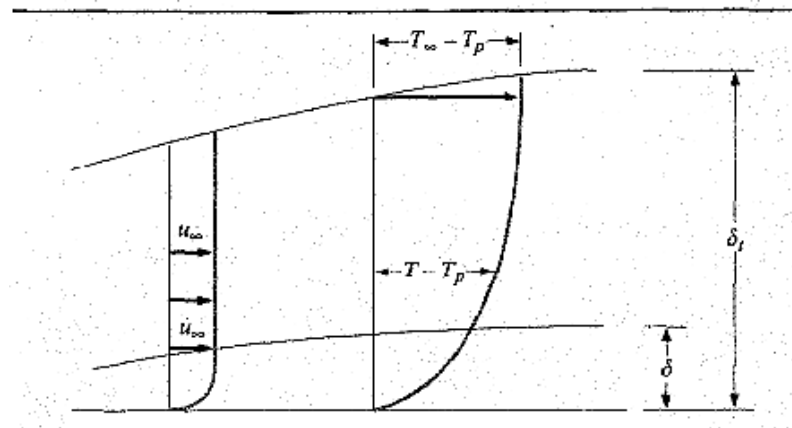
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
3	CPD,CPT,CPC		POZOS									
4				Baja Presión								
5		p_{max} [barg]:		5.50		m_{max} [ton/hr]:		24.70				
6		p_{min} [barg]:		2.80		m_{min} [ton/hr]:		1.20				
7		p_m [barg]:		4.15		Δm [ton/hr]:		5.88				
8												
9	Tubería completamente aislada										ϵ	
10					ITERA		Aluminio lámina comercial:		pulido -		0.05	
11									oxidado -		0.11	
12							Hoja de metal galvanizada:		nueva -		0.13	
13	V [m/s]	2.63		σ [W/m ² .K ⁴]		ϵ			oxidada -		0.28	
14	T_s [°C]	23.81		5.669E-08		0.22						
15												
16												
17	Vaporductos Baja Presión						Tubería de acero al carbono ASTM A-53 Gr. B ó A-285 Gr. C					
18	D_{nom} , Ced	8, 20	10, 20	12, 20	14, 10	16, 10	18, 10	20, 10	22, 10	24, 10	26, st	28, st
19	D_i [in]	8.125	10.250	12.250	13.500	15.500	17.500	19.500	21.500	23.500	25.500	27.500
20	D_o [in]	8.625	10.750	12.750	14.000	16.000	18.000	20.000	22.000	24.000	26.000	28.000
21	D_a [in]	11.625	13.750	16.750	18.000	20.000	22.000	24.000	26.000	28.000	30.000	32.000
22	P_{sat} [barg]	3.792	3.935	3.620	3.562	4.314	4.150	4.494	4.150	4.150	4.150	4.150
23	T_{sat} [°C]	150.35	151.44	148.99	148.52	154.24	153.05	155.51	153.05	153.05	153.05	153.05
24	T_i [°C]	150.339	151.436	148.976	148.514	154.232	153.012	155.509	153.010	153.014	153.013	153.012
25	T_e [°C]	149.406	150.192	147.516	146.843	153.032	143.739	153.978	140.154	136.626	134.515	132.376
26	T_{wi} [°C]	33.496	34.340	32.006	32.204	33.146	32.609	33.907	32.802	33.848	33.846	33.816
27	T_f [°C]	28.652	29.074	27.907	28.006	28.477	28.208	28.657	28.305	28.828	28.827	28.812
28	k_{mf}	49.228	49.205	49.268	49.282	49.136	49.265	49.109	49.309	49.353	49.379	49.406
29	k_{m2}	0.049	0.050	0.049	0.049	0.050	0.049	0.050	0.048	0.055	0.055	0.054
30	h interna											

2.8. Entrega de calor en la fundición de metales.

En los últimos años, se ha centrado el interés en la traslación de calor en metales líquidos debido a los altos flujos de calor que alcanza estos medios. El flujo con elevado calor, es como consecuencia de las conductividades térmicas altas de los metales líquidos comparados con otros fluidos; como consecuencia, son aplicables particularmente en situaciones en que se necesite evacuar energía en grandes cantidades de un área relativamente pequeña, como en los reactores nucleares. Además, los metales líquidos permanecen en estado líquido a temperaturas más altas que los fluidos convencionales, como el H₂O y diversos refrigerantes orgánicos. Esto también hace posible un diseño más compacto de los cambiadores de calor. Los metales líquidos son difíciles de manejar debido a su naturaleza corrosiva y a la actividad violenta que puede resultar cuando entran en unión con el H₂O o aire; incluso así, sus ventajas en ciertas aplicaciones de transferencia de calor han ensombrecido sus inconvenientes, y se han desarrollado técnicas adecuadas para manipularlos.

Considérese en primer lugar una sencilla placa plana con un metal líquido circulando a lo largo de ella. El N° Prandtl, es muy bajo para metales en estado líquido, el espesor de la capa térmica externa debería ser sustancialmente mayor que el grosor de la capa límite hidrodinámica. Esta situación es consecuencia de los altos valores de la conductividad térmica de los metales líquidos.

Gráfica 2.1 Regímenes de cada límite para el análisis de la propagación de calor en metales líquidos



Puesto que el cociente δ/δ_t , es pequeño, el perfil de velocidades tiene una forma muy plana en la mayor parte de la capa límite térmico. Como primera aproximación, se asume que la transferencia de calor obedece al modelo de flujo uniforme:

$$u = u_{\infty}$$

Por intermedio de la capa límite térmica con el fin de calcular el término del transporte de energía con la igualdad integral de la energía y utilizando la parábola cúbica se tiene:

$$\frac{\theta}{\theta_{\infty}} = \frac{T - T_p}{T_{\infty} - T_p} = \frac{3}{2} \frac{y}{\delta_t} - \frac{1}{2} \left(\frac{y}{\delta_t} \right)^3$$

$$\frac{d}{dx} \left[\int_0^{\delta_t} (T_{\infty} - T) u dy \right] = \alpha \frac{dT_p}{dx}$$

Introduciendo las ecuaciones y en:

$$Ap = \frac{2f' G_{\max}^2 N}{\rho} \frac{\mu_p}{0\mu_b}^{0,14}$$

$$f' = \left\{ 0,044 + \frac{0,08 S_p/d}{[(S_n - d)/d]^{0,43 + 1,13 d/S_p}} \right\} Re_{\max}^{-0,15}$$

$$f' = \left\{ 0,25 + \frac{0,118}{[(S_n - d)/d]^{1,08}} \right\} Re_{\max}^{-0,16}$$

Reemplazando se obtiene:

$$\theta_{\infty} \mu_{\infty} \frac{d \left\{ \int_0^{\delta_1} \left[1 - \frac{3}{2} \frac{y}{\delta} + \frac{1}{2} \frac{\mu}{\delta^3} \right] dy \right\}}{dx} = \frac{3}{2} \frac{\alpha \theta_{\infty}}{\delta_1}$$

Integrando:

$$2\delta_t d\delta_t = \frac{8\alpha}{u_{\infty}} dx$$

El desarrollo la igualdad diferencial es:

$$\delta_t = \sqrt{\frac{8\alpha x}{u_{\infty}}}$$

Se utiliza en placa calentada a lo extenso de su longitud. La difusión de calor se expresa mediante:

$$hx = \frac{-k \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_p}{T_p - T_{\infty}} - \frac{3K}{2\delta_1} - \frac{3\sqrt{2}k}{8} \sqrt{\frac{\mu_{\infty}}{\alpha x}}$$

Esta relación puede escribirse en forma adimensional como

$$Nu_x = \frac{h_x x}{k} = 0,530 (Re_x Pr)^{1/2} = 0,530 Pe^{1/2}$$

Para el grosor de la zona hidrodinámica:

$$\frac{\delta}{x} = \frac{4,64}{\text{Re}_x^{1/2}}$$

Puede calcularse el cociente δ/δ_t :

$$\frac{\delta}{\delta_t} = \frac{4,64}{\sqrt{8}} \sqrt{\text{Pr}} = 1,64 \sqrt{\text{Pr}}$$

Utilizando $\text{Pr} \sim 0,01$, se obtiene

$$\frac{\delta}{\delta_t} \sim 0,16$$

Concuerda razonablemente con el modelo de flujo uniforme.

El modelo de flujo analizado anteriormente ilustra la formula general para la difusión de calor en metales líquidos, y es importante observar que el intercambio de calor depende del número N° Peclet. Las correlaciones empíricas se expresan generalmente con dicho número.

Ejemplo (2): Calor en Bismuto Líquido.

Por un ducto circular de aleación inoxidable de 5 cm de ϕ circula 4.5 kg/s de bismuto (Bi) líquido. El bismuto ingresa a 415 °C y se aviva hasta 440 °C. El flujo y calor permanece invariable en la extensión del tubo, en el diámetro central, el delta de la temperatura es 20 °C mayor que la temperatura del Bi. Deducir la extensión del tubo donde efectúa el intercambio de calor.

Solución:

La difusión de calor se conserva invariable, se puede utilizar la fórmula $\text{Nu} = 4.82 + 0.0185 \text{Pc}^{0.827}$ para evaluar el coeficiente de traslación de calor. Las cualidades del Bi se evalúan por formula de temperatura media:

$$\frac{(415 + 440)}{2} = 427.5 \text{ °C}$$

$$\begin{aligned}\mu &= 1,34 \times 10^{-3} \text{ kg/m} \cdot \text{s} \quad [3,242 \text{ lb}_m/\text{h} \cdot \text{ft}] \\ c_p &= 0,149 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C} \quad [0,0356 \text{ Btu/lb}_m \cdot ^\circ\text{F}] \\ k &= 15,6 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C} \quad [9,014 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft} \cdot ^\circ\text{F}] \\ \text{Pr} &= 0,013\end{aligned}$$

La transferencia total se calcula mediante

$$q = \dot{m} c_p \Delta T_b = (4,5)(149)(440 - 415) = 16,76 \text{ kW} \quad [57.186 \text{ Btu/h}]$$

Se calcula el N° de Reynolds y Peclet como:

$$\begin{aligned}\text{Re}_d &= \frac{dG}{\mu} = \frac{(0,05)(4,5)}{[\pi(0,05)^2/4] (1,34 \times 10^{-3})} = 85.516 \\ \text{Pe} &= \text{Re} \text{ Pr} = (85.516)(0.013) = 1.111\end{aligned}$$

La difusión del calor se calcula con la ecuación $\text{Nu} = 4,82 + 0,0185 \text{ Pe}^{0,827}$

$$\begin{aligned}\text{Nu}_d &= 4,82 + (0,0185)(1.111)^{0,827} = 10,93 \\ h &= \frac{(10,93)(15,6)}{0,05} = 3.410 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \quad [600 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}]\end{aligned}$$

La superficie total se evalúa mediante la formula:

$$Q = hA(T_p - T_{pr})$$

Utilizado la diferenciación de temperaturas de 20 °C.

$$A = \frac{16.760}{(3.410)(20)} = 0,246 \text{ m}^2 \quad [2,65 \text{ ft}^2]$$

En la formula el área es función de la longitud del tubo.

$$L = \frac{0.246}{0.05 \pi} = 1.57 \text{ m} \quad [5.15 \text{ ft}]$$

$$A = \pi d L$$

CONCLUSIONES

- Se Determinó que la pérdida de calor se vincula con la conducción de líquidos.
- Se determinó que la disipación del calor influye en el transporte de fluidos.
- Se comprobó que la calidad de las tuberías influye en el descenso de calor.
- Se determinó que la temperatura y presión participa en la disipación de calor.

RECOMENDACIONES

- En el proceso se debe utilizar el fluido apropiado para cada equipo, sin la presencia de partículas de condensado especialmente en las turbinas a vapor, debe cambiarse e instalarse por un nuevo sistema aislamiento para que la energía contenida en el fluido sea aprovechada al máximo para así mantener los equipos funcionando eficientemente.
- Para redes de tuberías donde la válvula de control debe de mantenerse a un nivel inferior a la tubería principal o al intercambiador de calor, previamente a cada válvula de control se propone instalar filtros de la dimensión del conducto, así como también antes de la válvula reguladora de presión (PRV), antes de poner en funcionamiento la fábrica se debe verificar y purgar la totalidad de mallas de los filtros y limpiarlas para liberarlas de partículas y impureza.
- Para un eficiente control del calor en los licuables de las fábricas, se propone instalar accesorios adecuados especialmente los contadores de fluidos. Los accesorios se deben conectar a los PLC para un control eficaz de la fábrica.
- Se debe perfeccionar la aplicación calórica en las transformaciones, con la finalidad de obtener óptimos resultados, reducción de costos económicos y la disminución de las consecuencias adversas sobre el entorno, encuadrándose en los recientes objetivos mundiales en cumplimiento de normas de calidad ambiental.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- CRANE - flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías.
- LEVENSPIEL - "Flujo de fluidos e intercambio de calor".
- R.B. Bird, W.E. Stewart, E.N. Lightfoot – “Fenómenos de Transporte”.
- J.P. Holman – “Transferencia de Calor”.

WEB

- Tirenti, J. (sábado de mayo de 2022). es. scribd.com/document/404959353/PDI-NOTAS-DE-ESTUDIO-PRUEBA. Obtenido de <https://es.scribd.com/document/404959353/PDI-NOTAS-DE-ESTUDIO-PRUEBA>.
- A.C, U. d. (12 de Enero de 2018). Intercambiador de calor de etapas múltiples. Obtenido de <https://www.coursehero.com/file/p1pdu7a/intercambiador-de-calor-de-etapas-m%C3%BAltiples-1-v%C3%A9ase-Capitulo-14-t%C3%A9rmino-de/>
- tares, B. (18 de Setiembre de 2014). *Dinamica*. Obtenido de <https://www.buenastareas.com/ensayos/Dinamica/58958892.html>