UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

SEDE CUENCA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

"DISEÑO DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR Y SELECCIÓN DEL CALDERO PARA EL HOSPITAL SAN JUAN DE DIOS."

Tesis previa a la obtención del título de Ingeniero Mecánico

Autores:

Rodríguez Chica Danilo Fabricio

Rubio Sarmiento Oswaldo Alberto

DIRECTOR:

Ing. Paúl Torres

Cuenca-Ecuador

Septiembre - 2014

DECLARACIÓN

Nosotros, Danilo Fabricio Rodríguez Chica y Oswaldo Alberto Rubio Sarmiento, declaramos bajo juramento que el presente trabajo es de nuestra autoría; que no ha sido presentado previamente para ningún tema de grado o calificación personal; y que hemos consultado todas las referencias bibliográficas que se adjuntan en el presente documento.

La Universidad Politécnica Salesiana, puede hacer uso de los derechos correspondientes al presente trabajo de tesis, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, para fines educativos.

……

Danilo Rodríguez Chica

……

Oswaldo Rubio Sarmiento

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo de tesis fue desarrollado en su totalidad por los señores Danilo Fabricio Rodríguez Chica y Oswaldo Alberto Rubio Sarmiento, bajo mi supervisión.

Ing. Paúl Torres

Director de Tesis

DEDICATORIA

Este trabajo lo dedico a todas las personas que en algún momento me dijeron que si se puede estudiar y llegar hasta el fin, que no desanime en el intento, que esto es una carrera de resistencia y no de velocidad, a aquellas personas que de alguna manera me alentaron a seguir y no dejarme vencer, a aquellas personas que cuando estuve en banca rota me inspiraron, a todas las personas que de una u otra manera han aportado con un granito de arena para que este servidor llegue a su meta.

Oswaldo Rubio.

El presente trabajo que es la culminación de una larga, sacrificada y productiva vida universitaria se la dedico a todas y cada una de las personas que siempre estuvieron hay para apoyarme en los buenos y malos momentos, a mi familia a mi esposa y mis amigos, por las palabras de aliento y el apoyo constante, a la universidad por sus enseñanzas y sobre todo a Dios por la salud, fuerzas y trabajo que me brindo.

Fabricio Rodríguez

AGRADECIMIENTO

Mis más sinceros agradecimientos a Dios por la vida, salud y fuerza para seguir en esta lucha diaria, a mi familia por el apoyo incondicional en cada momento de mi vida, a mi hermana, cuñado y sobrinos por abrirme las puertas de su casa y ser mi segundo hogar, a mis amigos por el apoyo diario y el empuje que demostramos en cada momento de nuestra lucha universitaria a mi querida esposa por el apoyo y aliento que me ha dado en estos años de compartir nuestra vidas.

FABRICIO RODRIGUEZ

Quiero agradecer a toda la gente que ha confiado en mí y me ha dado el impulso necesario para poder cumplir un objetivo más en la vida, de manera muy especial a mis padres y hermana por su apoyo y paciencia, también a mis amigos que son la familia que Dios me permitió escoger.

OSWALDO RUBIO

Queremos agradecer de forma muy especial al Hospital San Juan de Dios y a su director el Dr. Alejandro Pineda por abrirnos las puertas de su institución para realizar el presente trabajo y brindarnos todas las facilidades para la realización del mismo, a nuestro director de tesis el In. Paúl Torres por el apoyo y los conocimientos brindados, al Ing. Paúl Alvares por habernos dirigido de forma inicial en nuestro proyecto y darnos las directrices para la elaboración del mismo y al Ing. Fernando Heredia por brindarnos valiosa ayuda para la realización del presente trabajo.

INDICE

Contenido

INDICE ..... **VI**

INDICE DE ILUSTRACIONES ..... **IX**

INDICE DE TABLAS ..... **VII**

ABREVIATURAS ..... **IX**

INTRODUCCIÓN ..... **X**

1 ANTECEDENTES **2**

1.1 DESCRIPCIÓN DEL HOSPITAL SAN JUAN DE DIOS 2

1.1.1 SITUACIÓN ACTUAL DEL HOSPITAL *3*

1.2 ESTADO DEL VAPOR 3

1.2.1 DEFINICIÓN DE LOS ESTADOS DEL AGUA: *3*

1.2.2 DEFINICIÓN DE ENTALPIA Y ENTROPIA: *5*

1.3 DISTRIBUCIÓN DELVAPOR 6

1.3.1 FUNDAMENTOS DE LA DISTRIBUCIÓN DE VAPOR *6*

1.4 ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE UNA RED DE VAPOR 7

1.4.1 SEPARADORES DE GOTAS *9*

1.4.2 TRAMPAS (PURGADORES) *9*

1.4.3 ELIMINADORES DE AIRE *15*

1.5 GOLPE DE ARIETE 15

1.6 PRESIÓN 16

1.7 VELOCIDAD 18

1.8 SALA DE MÁQUINAS 19

1.8.1 CALDERAS PIROTUBULARES: *20*

1.8.2 CALDERAS ACUOTUBULARES: *20*

1.9 PARTES CONSTITUTIVAS DE LA CALDERA 21

1.10 TUBERIAS 23

1.11 DERIVACIONES 23

1.12 FILTROS 24

1.13 DILATACIÓN 24

1.13.1 ACCESORIOS DE DILATACIÓN: *25*

1.14 SOPORTES 28

1.14.1 DISTANCIA ENTRE SOPORTES DE TUBERIA: *29*

1.15 AISLAMIENTO 30

1.15.1 PARTES DEL AISLAMIENTO *31*

2 ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS 36

2.1 ANÁLISIS DE LAS NORMATIVAS A UTILIZAR 36
2.2 LAVADO DE UTENSILIOS DE COCINA 37
2.3 LAVADO Y SECADO DE ROPA 37
2.4 SECADO 37
2.4.1 PLANCHADO Y REVISIÓN 38
2.5 PRESIONES 38
2.6 TIPOS DE EQUIPOS A VAPOR 38
2.7 CALENTAMIENTO DE AGUA DE USO SANITARIO 38
2.7.1 INTERCAMBIADORES DE CALOR 39
2.7.2 INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS 39
2.7.3 INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS 40
2.8 LAVANDERIA 41
2.8.1 CALANDRIA DE PLANCHADO 41
2.8.2 SECADORA 42
2.8.3 LAVADORAS 44
2.9 ESTERILIZACIÓN 44
2.9.1 ESTERILIZADOR 44
2.10 COCINA 46
2.10.1 MARMITA 46
2.10.2 MESAS CALIENTES) 47
2.11 ANÁLISIS DE CONSUMOS DE VAPOR 48
2.11.1 ANÁLISIS DE LOS DATOS DE CONSUMO 48
2.11.2 CONSUMO DE VAPOR EN LAVANDERÍA 49
2.11.3 CONSUMO DE VAPOR PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE 49
2.11.4 CONSUMO DE VAPOR EN ESTERILIZACIÓN 50
2.11.5 CONSUMO DE VAPOR EN EQUIPOS DE COCINA 51

3 SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN 56

3.1 DESCRIPCIÓN DE NUESTRA RED DE VAPOR 56
3.2 DIMENSIONAR EL CALDERO 56
3.3 DISEÑO DE LA RED DE VAPOR 60
3.4 EVALUAR LOS CONSUMOS 62
3.5 DIMENSIONAMIENTO DE LA TUBERIA 63
3.5.1 DIMENSIONADO DE LAS TUBERIAS SEGÚN LA VELOCIDAD DE VAPOR: 66
3.6 RELACIÓN ENTRE EL CÁLCULO Y EL SOFTWARE 74
3.7 DIMENSIONAMIENTO DEL AISLANTE 74
3.8 RELACIÓN DEL AISLANTE ENTRE EL CÁLCULO Y EL SOFTWARE 83

4 ANÁLISIS DE LOS COSTOS 88

4.1 JUNTAS DE EXPANSIÓN 88
4.1.1 JUNTA DE EXPANSION PARA TUBERIA DE ¾" 88
4.1.2 JUNTA DE EXPANSION PARA TUBERIA DE 1" 89
4.1.3 JUNTA DE EXPANSION PARA TUBERIA DE 1 ¼" 89
4.2 SISTEMAS DE TRAMPEO 89
4.2.1 SISTEMA DE TRAMPEO PARA TUBERIA DE ½" 90

4.2.2 SISTEMA DE TRAMPEO PARA TUBERIA DE 1" ... 90
4.2.3 SISTEMA DE TRAMPEO PARA TUBERIA DE ¾" ... 91
4.2.4 SISTEMA DE TRAMPEO PARA TUBERIA DE 1 ¼" ... 91
4.3 BRIDAS ... 91
4.3.1 BRIDAS PARA TUBERIA DE ½" ... 92
4.3.2 BRIDAS PARA TUBERIA DE ¾" ... 92
4.3.3 BRIDAS PARA TUBERIA DE 1" ... 92
4.3.4 BRIDAS PARA TUBERIA DE 1 ¼" ... 93
4.4 ADAPTACIONES ... 93
4.5 SISTEMA REDUCTOR DE PRESIÓN ... 93
4.5.1 SISTEMA REDUCTOR DE PRESIÓN PARA TUBERIA DE ½" ... 94
4.5.2 SISTEMA REDUCTOR DE PRESIÓN PARA TUBERIA DE ¾" ... 95
4.5.3 SISTEMA REDUCTOR DE PRESIÓN PARA TUBERIA DE 1" ... 96
4.5.4 SISTEMA REDUCTOR DE PRESIÓN PARA TUBERIA DE 1 ¼" ... 97
4.6 COLECTOR ... 98
4.7 SALA DE MÁQUINAS ... 98
4.8 SECCIÓN LAVANDERIA ... 100
4.9 SECCIÓN SECADORA ... 101
4.10 SECCIÓN LAVADORAS DE ROPA ... 102
4.11 SECCIÓN RODILLO DE PLANCHADO ... 103
4.12 SECCIÓN HIDROSANITARIA ... 104
4.13 SECCIÓN ESTERILIZACIÓN ... 105
4.14 SECCIÓN COCINA ... 106
4.15 SECCIÓN PLANCHA DE VAPOR ... 107
4.16 SECCIÓN MARMITAS ... 108
4.17 SECCIÓN LAVADORA DE LOZA ... 109
4.18 SECCIÓN MESA CALIENTE ... 110

CONCLUSIONES ... 112

RECOMENDACIONES ... 113

BIBLIOGRAFIA ... 114

TUBERIA PRINCIPAL ... 119

TUBERIA SECUNDARIA ... 120

LAVANDERIA ... 134

ANEXOS

INDICE DE ILUSTRACIONES

Fig. 1-1: FOTO DEL HOSPITAL SAN JUAN DE DIOS 3
Fig. 1-2: DIAGRAMA P-T PARA EL AGUA 4
Fig. 1-3: DIAGRAMA DE MOLLIER 6
Fig. 1-4: ESQUEMA BASICO DE UNA RED DE DISTRIBUCION DE VAPOR 7
Fig. 1-5: SEPARADOR DE GOTAS 9
Fig. 1-6: PURGADOR TERMOSTATICO BIMETALICO 10
Fig. 1-7: PURGADOR MECANICO DE BOYA 11
Fig. 1-8: PURGADOR MECANICO DE BALDE INVERTIDO 12
Fig. 1-9: PURGADOR TERMODINAMICO 13
Fig. 1-10: PRIMERA ETAPA EN EL FUNCIONAMIENTO DE UNA TRAMPA TERMODIAMICA 13
Fig. 1-11: SEGUNDA ETAPA EN EL FUNCIONAMIENTO DE UNA TRAMPA TERMODIAMICA 14
Fig. 1-12: TERCERA ETAPA EN EL FUNCIONAMIENTO DE UNA TRAMPA TERMODIAMICA 14
Fig. 1-13: EJEMPLO DE LA COLOCACION DE UN PURGADOR DE AIRE 15
Fig. 1-14: FORMACION DE UNA BOLSA LIQUIDA 16
Fig. 1-15: VAPOR SATURADO SECO RELACION PRESION/VOLUMEN ESPECÍFICO 17
Fig. 1-16: ESTACION REDUCTORA DE PRESION 18
Fig. 1-17: VISTA EN PLANTA DE UNA SALA DE MAQUINA 19
Fig. 1-18: IMAGEN DE UNA CALDERA 20
Fig. 1-19: GRAFICA DE UNA CALDERA PIROTUBULAR 20
Fig. 1-20: GRAFICA DE UNA CALDERA ACUOTUBULAR 21
Fig. 1-21: ESQUEMA DE UNA CALDERA Y SUS PARTES CONTITUTIVAS 22
Fig. 1-22: MODO CORRECTO DE EJECUTAR UNA DERIVACION EN UNA TUBERIA 23
Fig. 1-23: FILTRO EN LINEA 24
Fig. 1-24: CURVA COMPLETA 25
Fig. 1-25: LIRA O HERRADURA 26
Fig. 1-26: CURVA DE DILATACION 26
Fig. 1-27: DIAGRAMA PARA DETERMINAR W EN FUNCION DE LA EXPANSIÓ . 27
Fig. 1-28: JUNTA DESLIZANTE 27
Fig. 1-29: JUNTA TIPO ACORDEON 28
Fig. 1-30: SOPORTES TIPO PATIN 29
Fig. 1-31: ESQUEMA DEL AISLAMIENTO EN UNA TUBERIA 31
Fig. 2-1: KIT DE SISTEMA DE INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS TIPO PHS-C 39

Fig. 2-2: SISTEMA DE INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS TIPO PHS-P . 40
Fig. 2-3: RODILLOS DE PLANCHADOINDUSTRIAL 41
Fig. 2-4: SECADORA INDUSTRIAL 42
Fig. 2-5: LAVADORA INDUSTRIAL DE ALTAS REVOLUCIONES DE BARRERA SANITARIA 44
Fig. 2-6: ESTERILIZADOR A VAPOR 45
Fig. 2-7: MARMIA A VAPOR 47
Fig. 2-8: MESA CALIENTE 47
Fig. 3-1: EJEMPLO DE LOS PLANOS FACILITADOS DEL HOSPITAL EN AUTOCAD 61
Fig. 3-2: EJEMPLO DE PROYECCION DE RED DE TUBERIA PARA LA SECCION DE COCINA 61
Fig. 3-3: ESQUEMA ISOMETRICO DE LA RED DE VAPOR 62
Fig. 3-4: ESQUEMA DE LA RED DE VAPOR A UN EQUIPO 64
Fig. 3-5: SIMULACION EN EL PROGRAMA PARA CALCULO DE VAPOR DE TLV 72
Fig. 3-6.SIMULACION EN PROGRAMA PTC DE VAPOR PARA DETERMINAR EL DIAMETRO DE LA TUBERIA 73
Fig. 3-7. FOTO DE LAS MEDICIONES CON EL TERMOMETRO 75
Fig. 3-8: ESQUEMA DE LA SECCION TRANSVERSAL DE LA TUBERIA MAS EL AISLANTE 75
Fig. 3-9: ESQUEMA GRAFICO DE LA TEMPERATURA DE SUPERFICIE DEL AISLANTE 80
Fig. 3-10: SIMULACION EN PROGRAM AISLAM PARA DETERMINAR ESPESOR DE AISLANTE 82

INDICE DE TABLAS

TABLA 1: TABLA CORRESPONDIENTE A LOS NIVELES DE OCUPACION PREVISTOS 2
TABLA 2: TAMAÑO DE TUBERIAS 23
TABLA 3: COEFICIENTES DE DILATACION ∂ 25
TABLA 4: SOPORTES RECOMENDADOS PARA TUBERIAS 30
TABLA 5: : CARACTERISTICAS DE ANTISEPTICOS, DESINFECTANTES Y ESTERILIZANRES 36
TABLA 6: CARACTERISTICAS DE SECADOR A VAPOR 43
TABLA 7: PROYECCIÓN DE OCUPACIÓN DEL HOSPITAL SAN JUAN DE DIOS . 48
TABLA 8: CONSUMO DE VAPOR EN LAVANDERÍA 49
TABLA 9: CONSUMO DE VAPOR HIDROSANITARIO 50
TABLA 10: CONSUMOS DE VAPOR PARA ESTERILIZACION 50
TABLA 11: CONSUMO DE VAPOR EN ESTERILIZACIÓN 51
TABLA 12: CONSUMO DE VAPOR EN COCINA 51
TABLA 13: RESUMEN DE LOS EQUIPOS A UTILIZAR Y EL CONSUMO REQUERIDO 56
TABLA 14: TIEMPOS DE TRABAJO PARA CADA AREA DEL HOSPITAL 57
TABLA 15: COEFICIENTES DE SIMULTANEIDAD EN BASE A LAS HORAS DE TRABAJO POR CADA SECCION 58
TABLA 16: CONSUMO REAL REQUERIDO POR LOS EQUIPOS PARA NUESTRO HOSPITAL. 58
TABLA 17: DATOS GEOGRAFICOS DE LA CIUDAD DE CUENCA. 59
TABLA 18: VALORES DE PRESIÓN Y TEMPERATURA. 59
TABLA 19: DIFERENCIAL DE VOLUMEN. 60
TABLA 20: RESUMEN DE LAS PRESIONES DE TRABAJO Y CONSUMOS PARA LAS AREAS REQUERIDAS 63
TABLA 21: LONGITUDES EQUIVALENTES DE LOS DIVERSOS SISTEMAS QUE INTERVIENEN EN LA RED DE VAPOR 65
TABLA 22: TABLAS CORRESPONDIENTES A LAS LONGITUDES DE TUBERIA . 66
TABLA 23: DATOS DE ORIGEN. 67
TABLA 24: DIAMETROS COMERCIALES 70
TABLA 25: TABLA DE RESULTADOS EN LA QUE TENEMOS DIAMETROS, PERDIDAS Y VELOCIDADES. 71
TABLA 26: DIFERENCIA ENTRE LOS DIAMETROS OBTENIDOS MATEMATICAMENTE Y LOS QUE NOS PROPORCIONA EL SOFTWARE TLV 74
TABLA 27: DATOS DE LA TUBERIA PARA DOSIFICAR VAPOR A LA SECCION DE LAVANDERIA 76

TABLA 28: DIFERENCIA ENTRE LOS ESPESORES CALCULADOS Y LOS OBTENIDOS DESDE EL SOFTWARE FLV 83
TABLA 29: RELACION ENTRE EL ESPESOR DE AISLANTE CALCULADO Y EL COMERCIAL 84
TABLA 30: TUBERIA Y AISLANTE A UTILIZAR PARA LA RED DE VAPOR EN EL HOSPITAL SAN JUAN DE DIOS 85
TABLA 31: LONGITUDES DE TUBERIA Y AISLANTE 88
TABLA 32: COSTO JUNTAS DE EXPANSION 3/4". 88
TABLA 33: COSTO JUNTAS DE EXPANSION 1". 89
TABLA 34: COSTO JUNTAS DE EXPANSION *1 ¼"*. 89
TABLA 35: COSTO SISTEMA DE TRAMPEO 1/2*"*. 90
TABLA 36: COSTO SISTEMA DE TRAMPEO 1*"*. 90
TABLA 37: COSTO SISTEMA DE TRAMPEO 3/4*"*. 91
TABLA 38: COSTO SISTEMA DE TRAMPEO *1 ¼"*. 91
TABLA 39: COSTO BRIDAS 1/2". 92
TABLA 40: COSTO BRIDAS 3/4". 92
TABLA 41: COSTO BRIDAS 1". 92
TABLA 42: COSTO BRIDAS 1 *¼"*. 93
TABLA 43: COSTO ADAPTADORES. 93
TABLA 44: COSTO REDUCTORES DE PRESIÓN 1/2". 94
TABLA 45: COSTO REDUCTORES DE PRESIÓN 3/4". 95
TABLA 46: COSTO REDUCTORES DE PRESIÓN 1". 96
TABLA 47: COSTO REDUCTORES DE PRESIÓN *1 ¼"* 97
TABLA 48: COSTO COLECTOR. 98
TABLA 49: COSTO SALA DE MAQUINAS. 98
TABLA 50: COSTOS LAVANDERÍA. 100
TABLA 51: COSTOS SECADORA. 101
TABLA 52: COSTOS LAVADORAS DE ROPA. 102
TABLA 53: COSTOS RODILLO DE PLANCHADO. 103
TABLA 54: COSTOS SECCIÓN HIDROSANITARIA. 104
TABLA 55: COSTOS SECCIÓN ESTERILIZACIÓN. 105
TABLA 56: COSTOS SECCIÓN COCINA. 106
TABLA 57: COSTOS SECCIÓN PLANCHA DE VAPOR. 107
TABLA 58: COSTOS SECCIÓN PLANCHA MARMITAS. 108
TABLA 59: COSTOS SECCIÓN LAVADORA DE LOZA. 109
TABLA 60: COSTOS SECCIÓN MESA CALIENTE. 110
TABLA 61: COSTOS MATERIALES A UTILIZARSE. 111
TABLA 62: COSTOS TOTAL DEL PROYECTO. 111

ABREVIATURAS

PSI: ……*Presión sistema ingles*
lb/h: ……*Caudal de vapor sistema ingles*
mbar:……...*presión atmosférica*
BHP: ……*caballos caldera de vapor (dimensión de la caldera)*
p 1: ……..*presión a nivel del mar*
p 2: …….*presión altura de Cuenca - Ecuador*
°F:……...*grados Fahrenheit*
°C: ……*grados Centígrados*
Kg/h: …….*caudal de vapor sistema internacional*
bar:……...*presión sistema internacional*
cp: …….*centipoinses*
D:……...*diámetro*
V:……..*Velocidad*
Di: …….*diámetro interior*
μ: …….*viscosidad dinámica*
ρ:……*densidad*
Qm: ……...*caudal másico*
Q:……..*Caudal volumétrico*
ϑ:……...*viscosidad cinemática*
hf:……*perdida de carga*
σ:…….*constante de Stefan - Boltzman*
ε: ……...*coeficiente de emisión*
K:…….*conductividad térmica del material*
T: ……..*temperatura*
ΔT:……*diferencia de temperaturas*
hconv: …….*coeficiente de convección*
hrad: ……..*coeficiente de radiación*
R: ……...*resistencia térmica*
q/h: ……...*flujo lineal de calor*
e: ……*espesor de aislante*
Ts:……..*Temperatura superficial*
INEN: ……...…….....*Instituto Ecuatoriano de Normalización*
OPS: ……..…Organización Panamericana de la Salud
OMS:…….……Organización Mundial de la Salud
AISI:.....Instituto americano del hierro y el acero
RITE……..……*Reglamento de Instalaciones Térmicas de la Edificación.*

INTRODUCCIÓN

El aumento cada vez mayor de la demanda de los servicios de salud y las exigencias crecientes en cuanto al mejoramiento continuo de la calidad de los servicios, nos lleva a buscar soluciones más efectivas y eficientes a la prestación de soluciones en ingeniería que ayuden al incremento de la productividad bajo parámetros de calidad en los equipos y sistemas que brindan apoyo a las casa prestadoras de servicios de salud.

Motivo por lo cual la presente tesis tiene como fundamento brindar soluciones técnicas medibles, que den soporte vital, garanticen la limpieza y esterilidad en los servicios de alimentación, lavandería, y agua de uso sanitario para el Hospital San Juan de Dios.

El punto de partida de este estudio se basa en el conocimiento y la caracterización técnica del vapor como fluido a ser transportado y de los componentes que conforman su sistema de distribución, estos conceptos nos van a dar las bases técnicas sustentables para el correcto diseño y selección de cada uno de los componentes individuales que conformaran la compleja red de distribución, bajo las necesidades requeridas por factores físicos, climáticos y geográficos de nuestra ciudad, mismas que se unen a condiciones técnicas de diseño ya normalizadas para este tipo de sistemas como son la velocidad, presión y temperatura; todas estas condiciones nos dan las pautas para la correcta selección desde el caldero generador pasando por el diámetro y material de la tubería, cada uno de los accesorios, válvulas, así como la correcta técnica de unión, sujeción y aislamiento de las mismas, lo cual nos garantizara el más adecuado diseño para nuestro estudio.

En nuestro proceso de investigación, el hecho de encontrar las bases técnicas que caractericen y normalicen el uso de vapor como insumo hospitalario en la limpieza o esterilización de los mismos, fue muy escasa en nuestro país, ya que dentro de los organismos gubernamentales de normalización no se encontró más que un solo documento del año 2001 en el que nos habla muy generalmente de los métodos de esterilización y limpieza dentro de los servicios de salud; motivo por el cual nuestro trabajo tomo como base de fundamentación estudios internacionales de organismos especializados en materia de salud tales como OMS,OPS, IMSS entre otros que validan el uso del vapor como medio de limpieza y esterilización hospitalario.

En la etapa de diseño de nuestra red de vapor el punto de partida inicial es el satisfacer las necesidades y requerimientos del Hospital en cuanto al consumo de vapor que requiere para cubrir las necesidades de funcionamiento de los equipos, esto se da en base de los niveles de ocupación, la cantidad de camas y la proyección de crecimiento de la institución, ya que los equipos de generación de vapor (Calderos) son los de mayor costo de inversión y los que nos dan un mayor tiempo de vida útil, por lo cual se realizó el diseño en función de 25 años y el crecimiento

poblacional de la ciudad en este tiempo a una tasa de crecimiento de 50% , esto en conjunto con la suma de consumos de los equipos, las condiciones atmosféricas de la ciudad, los factores de seguridad y los factores de simultaneidad, nos permiten tener valores de consumo con los cuales se puede realizar la selección y dimensionamiento de la sala de maquinas; para con los datos de generación y consumo de vapor proceder a dimensionar las tuberías adecuadas y envase a estas dimensionar los accesorios, teniendo en cuenta que para dicha red requerimos ciertas aplicaciones de ingeniería que garanticen el funcionamiento correcto de la misma; posterior a esto y bajo las exigencias del RITE dimensionar y seleccionar adecuadamente un aislante; finalmente y con normativa técnica determinar el coste del proyecto.

CAPITULO 1

1 ANTECEDENTES

Debido al crecimiento poblacional estimado de la región del austro y la necesidad de asistencia médica que conlleva, se realizó un estudio donde se proyectó que va a existir un déficit hospitalario, razón por la cual surge la necesidad de construir un nuevo hospital. La asociación de médicos ASOGALENICA S.A, deciden construir en el año 2005 una casa de salud llamada "Hospital San Juan de Dios" el cual está ubicado en la ciudad de Cuenca en la calle Manuel J. Calle 1-59 y Paucarbamba.

1.1 DESCRIPCIÓN DEL HOSPITAL SAN JUAN DE DIOS

El Hospital San Juan de Dios consta de una torre de consultorios con 140 médicos accionistas en diferentes áreas quienes a través de su ejercicio profesional en otras instituciones de salud han conseguido posicionarse y destacarse gozando de prestigio entre sus pacientes que requirieron asistencia médica.

Por ser Cuenca una ciudad estratégica los servicios hospitalarios tienen influencia en toda la región pues pacientes de provincias aledañas como Cañar, Loja, El Oro, Zamora Chinchipe y Morona Santiago, se movilizaran para recibir tratamiento, dependiendo de la gravedad de la enfermedad, o por transferencias desde otras instituciones.

NIVELES DE OCUPACIÓN

En base al estudio realizado en el cantón Cuenca se ha determinado los siguientes estándares ocupacionales para una institución de salud.

TABLA 1: TABLA CORRESPONDIENTE A LOS NIVELES DE OCUPACION PREVISTOS (FUENTE: HOSPITAL SAN JUAN DE DIOS.2013)

SECCIÓN	CAPACIDAD INSTALADA	NIVEL DE OCUPACIÓN
Hospitalización	**30 camas**	**50% diario**
Emergencia	**4 cubículos**	**3 pacientes diarios**
Cirugía	**3 quirófanos**	**120 cirugías mensuales**
Exámenes de laboratorio	**N/A**	**150 diarios**
Farmacia	**N/A**	**En función de los requerimientos de los pacientes en cada una de las diferentes áreas**
Unidad de nutrición	**N/A**	**Alquiler mensual**
Unidad de cuidados intensivos y neonatología	**12 cubículos**	**4 pacientes diarios**

El total de días considerados para la estimación de los ingresos de pacientes es de 240 días correspondientes a 5 días laborables de la semana durante los 12 meses del año

1.1.1 SITUACIÓN ACTUAL DEL HOSPITAL

Actualmente el hospital San Juan de Dios se encuentran funcionando solamente el área de consulta externa ya que la infraestructura no se encuentra terminada en su totalidad, las áreas de hospitalización y clínica, no cuentan aún con los equipos médicos, de diagnóstico, rayos x, etc., que son principales para su funcionamiento por lo cual no está habilitada para la atención al público.

Además se está seleccionando los equipos para las áreas de cocina, lavandería, esterilización, calentamiento de agua y casa de fuerzas.

Fig. 1-1: FOTO DEL HOSPITAL SAN JUAN DE DIOS (FUENTE: AUTORES)

1.2 ESTADO DEL VAPOR

Es preciso comprender en una instalación de vapor los diferentes estados que puede presentar el agua confinada en una red de generación y distribución de vapor así como las características de este, que nos permitan aprovechar su energía (entalpia) en las diferentes aplicaciones dentro del hospital.

1.2.1 DEFINICIÓN DE LOS ESTADOS DEL AGUA:

a) El estado líquido se considera cuando el agua se encuentra por debajo del punto de ebullición y se le denomina líquido sub-enfriado y cuando se encuentra en el punto de ebullición se habla de líquido saturado.

b) El estado de vapor se produce cuando se encuentra en la temperatura de ebullición ha este se lo llama vapor saturado y cuando está por encima del punto de ebullición se trata de vapor sobrecalentado.

Las condiciones puntuales que existen en cada momento del vapor dependen de la presión y temperatura a las que esté sometido.

Por lo tanto en el siguiente diagrama se muestra las distintas zonas del agua en función de las variables P y T.

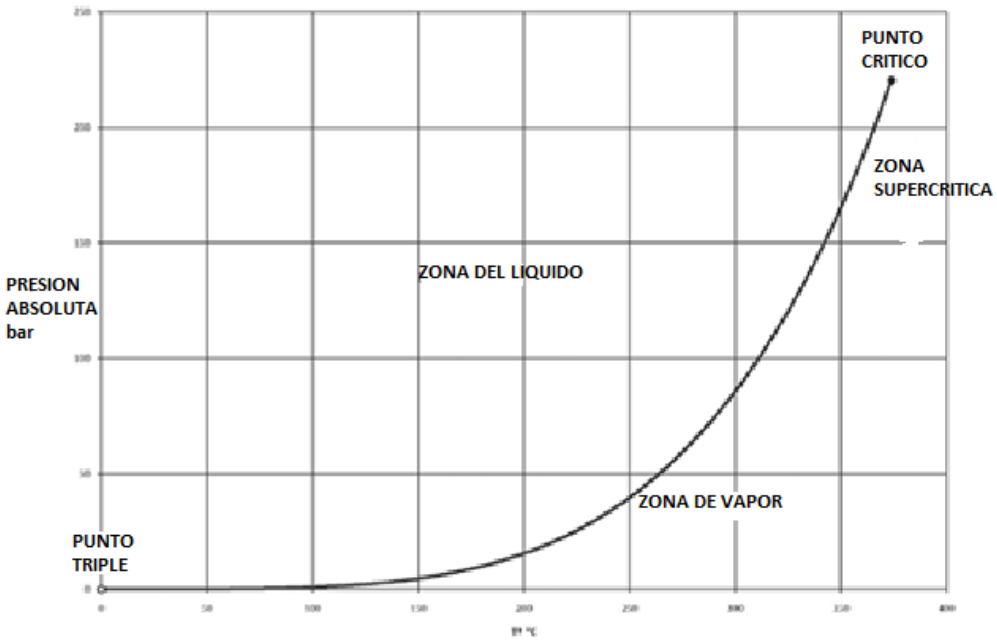


Fig. 1-2: DIAGRAMA P-T PARA EL AGUA (FUENTE: (JUNTA DE CASTILLA Y LEON, 2010))

En este diagrama se observa una curva que marca el cambio de fase entre líquido y vapor. En los puntos de esta línea se encuentra, desde líquido saturado pasando por vapor húmedo con diferentes títulos (x) de 0 a 100%, hasta vapor saturado seco. Esta línea se denomina línea de equilibrio de fases.

Los puntos y zonas características de la curva del agua:

a) **"Punto Triple**. En él coexisten las tres fases, sólido, líquido y gaseoso. Se localiza a 0,01°C y 0,006112 bar de presión absoluta."
(Cengel & Boles, 2007)CAP 3/ Pág. 124.

b) **"Punto Crítico**. Por encima de la temperatura de este punto, no es posible obtener el cambio de fase mediante la variación de presión a Tª constante. Se encuentra aproximadamente a 374°C y 221 bar de presión absoluta."

(Cengel & Boles, 2007) cap3/ pag119.

c) **Zona del líquido**. Es la que se encuentra por encima de la curva, en esta zona el agua está en estado líquido sub-enfriado.

d) **Zona del vapor**. Es la que se encuentra por debajo de la curva, en esta zona se encuentra el estado de vapor sobrecalentado.

El paso de una zona a otra puede efectuarse mediante la variación de cualquier variable manteniendo la otra constante o mediante la variación de ambas al mismo tiempo siempre que estén por debajo del punto crítico.

Cada punto de este diagrama viene caracterizado por un contenido energético específico en términos de entalpía específica (h) y que es una función de las dos variables anteriormente citadas P y T que caracterizan la situación específica de ese punto: h (P, T).

1.2.2 DEFINICIÓN DE ENTALPIA Y ENTROPIA:

"ENTALPIA: Es una magnitud termodinámica, cuya variación expresa una medida de la cantidad de energía absorbida o cedida por un sistema termodinámico, es decir, la cantidad de energía que un sistema intercambia con su entorno".
(PICHINCHA), 19 AL 22 DE SEPTIEMBRE DE 2011) Cap.1.

"ENTROPIA: es una magnitud física que, mediante cálculo, permite determinar la parte de la energía que no puede utilizarse para producir trabajo. Es una función de estado de carácter extensivo y su valor, en un sistema aislado, crece en el transcurso de un proceso que se dé de forma natural. La entropía describe lo irreversible de los sistemas termodinámicos".
(PICHINCHA), 19 AL 22 DE SEPTIEMBRE DE 2011) Cap.1.

Los valores de entalpía específica de cada pareja de puntos P y V se encuentran tabulados o expresados en forma de un gráfico extendido que se conoce como Diagrama de Mollier. Es un diagrama que representa entalpía frente a entropía, pudiéndose obtener de él, las propiedades termodinámicas del agua en cualquiera de sus estados y condiciones.

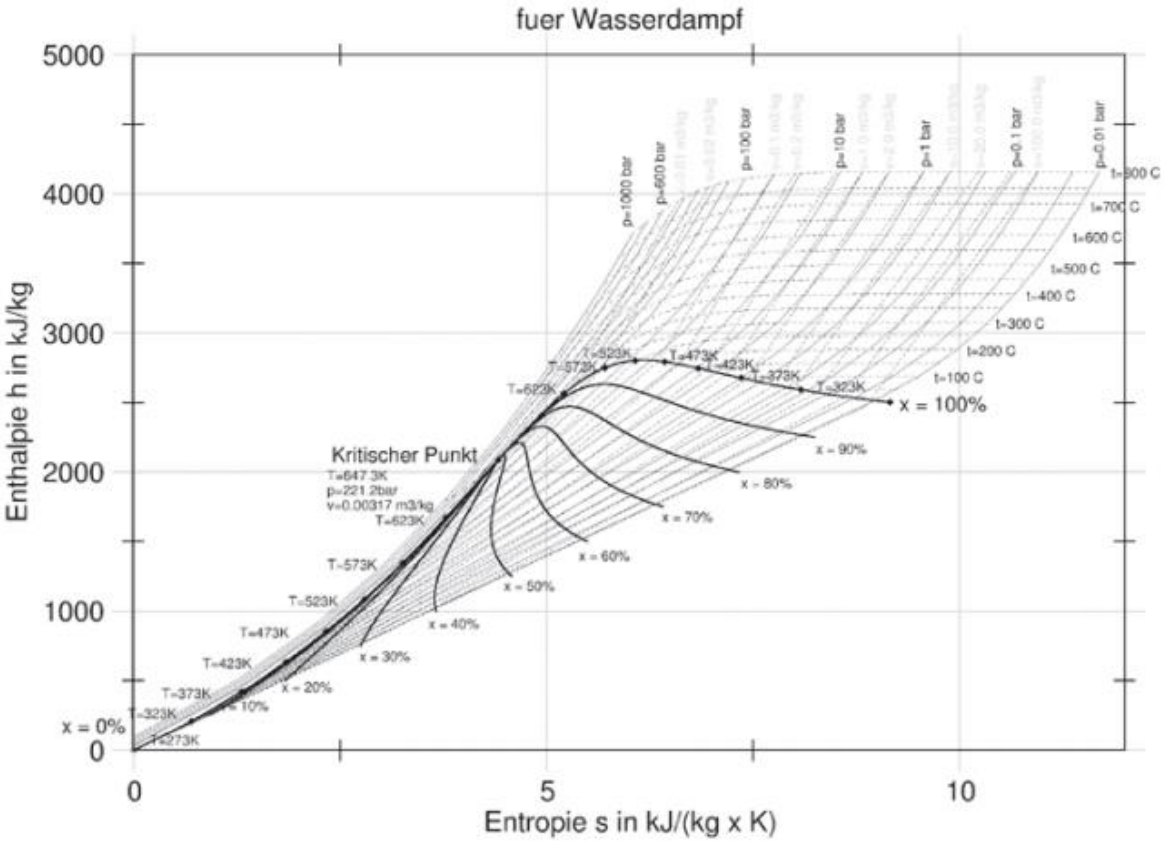


Fig. 1-3: DIAGRAMA DE MOLLIER (FUENTE: (JUNTA DE CASTILLA Y LEON, 2010))

"El Dr. Mollier en 1904, concibió la idea de trazar el calor total en función de la entropía y su diagrama es el de uso más difundido que cualquier otro diagrama de entropía, dado que el trabajo realizado en ciclos de vapor se puede escalar, a partir de este diagrama, directamente como una longitud; en tanto que un diagrama T-s está representado por un área." (Rajput, 2012)

1.3 DISTRIBUCIÓN DELVAPOR

El sistema de distribución de vapor es un enlace importante entre la fuente generadora del vapor y la aplicación. La fuente generadora del vapor puede ser una caldera, esta debe proporcionar vapor de buena calidad en las condiciones de caudal y presión requerida para las aplicaciones, y debe realizarlo con las mínimas perdidas y atenciones de mantenimiento.

1.3.1 FUNDAMENTOS DE LA DISTRIBUCIÓN DE VAPOR

La obtención de vapor se realiza mediante un generador que habitualmente suele ser una caldera, el agua entra en la caldera en forma de líquido sub-enfriado o saturado y sale de la misma en forma de vapor saturado o recalentado.

A la salida de caldera, el vapor hay que conducirlo mediante una red de tuberías adecuadas y que permita disponer del mismo en el punto de utilización.

La entalpía latente a Tª constante cursa con descenso de la presión y le confiere a la red de distribución de vapor una peculiaridad especial y es que debido a diferencia de presiones de las dos redes, el fluido fluye sin necesidad de equipos de bombeo, reduciendo los elementos de bombeo del fluido térmico a las bombas de ingreso de condensados en caldera, con la consiguiente reducción de costes de instalación y mantenimiento.

Se concluye pues, que en una instalación de vapor existe un generador, un punto de utilización y una red con dos ramales (distribución de vapor y retorno de condensado a caldera), todo ello en circuito cerrado.

Un ejemplo sencillo de una red típica de distribución de vapor en los términos que hemos descrito puede verse en la siguiente figura:

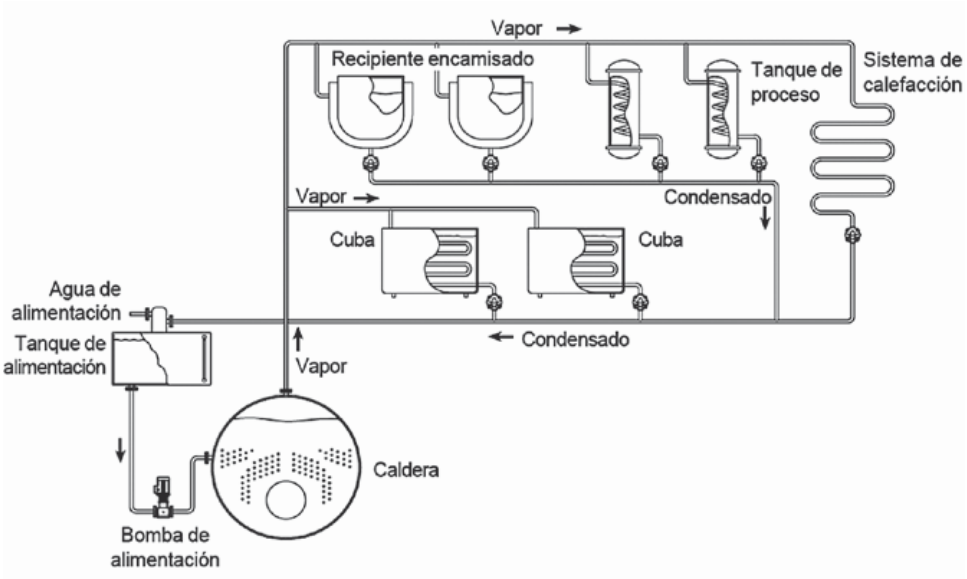


Fig. 1-4: ESQUEMA BASICO DE UNA RED DE DISTRIBUCION DE VAPOR (FUENTE:(JUNTA DE CASTILLA Y LEON, 2010))

1.4 ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE UNA RED DE VAPOR

Una red de distribución de vapor, en principio está compuesta, al igual que cualquier red de distribución de un fluido, por tuberías y accesorios de tubería. Sin embargo, los cambios de fase en los que se basa el empleo de este tipo de redes, hacen necesario el empleo de determinados elementos en la red que son muy específicos de este tipo de sistemas.

La propia naturaleza y comportamiento del vapor, hace que los elementos constitutivos de la red tengan que presentar unas características específicas en relación con el comportamiento frente a la temperatura y la presión que han de soportar. Además deben presentar determinadas características frente a la abrasión debido, a las altas velocidades que se manejan en este tipo de redes. (Y los químicos que se utilizan) (regionales, 2007)

Por otra parte, al manejar un fluido a muy elevada temperatura, toda la red debe estar provista del aislamiento térmico adecuado que evite fugas térmicas que son causa de ineficiencia en la instalación.

Existen dos hechos que obligan al empleo de accesorios específicos en las redes de vapor:

- Presencia de aire
- Presencia de condensados

La presencia de aire mezclado con el vapor se produce al arranque de los equipos en una red de distribución de vapor, y es una situación indeseable debido a la pérdida de eficiencia. Esta situación obliga al empleo de separadores o purgadores de aire en las redes de vapor que garanticen la ausencia de aire mezclado con el vapor.
La presencia de condensado es inherente al propio proceso de uso del vapor y se produce cuando el vapor entra en contacto con puntos fríos del sistema, tanto a nivel de tuberías de distribución como en el propio proceso de intercambio de calor en los puntos de utilización.

La presencia de condensados se produce especialmente en los momentos de arranque y paro de la instalación. Cuando se arranca la instalación y se da paso de vapor hacia la red, ésta está fría y el vapor en contacto con las tuberías condensa en tanto en cuanto no se calientan dichas tuberías y se alcanzan las temperaturas de régimen de equilibrio. Una vez estabilizado el régimen térmico en la instalación, sigue produciéndose condensación debido a perdidas térmicas en zonas no aisladas o con mal aislamiento e incluso, aun que en mucha menor medida, en las zonas aisladas, dado que los aislamientos no son absolutamente perfectos.

La presencia de condensados debe de ser evacuado al circuito de condensados y es indeseable en el circuito de vapor. La razón es obvia, el condensado en el circuito de vapor, debido a su naturaleza liquida, tiende a ocupar las partes bajas de las tuberías, por lo cual disminuye la energía, las altas velocidades alcanzadas por el vapor arrastran el condensado produciendo ruido, abrasión, golpes de ariete, etc. Estas razones hacen que sea necesario evitar el condensado en esta zona de la red de distribución.

Para ello se utilizan accesorios específicos que básicamente consisten en:

- Separadores de gotas
- Purgadores

1.4.1 SEPARADORES DE GOTAS

Son accesorios de tubería que provocan, por su geometría, la deposición de las gotas que arrastra el vapor. Suelen tener una geometría laberíntica. Al final del recorrido y en su parte más baja, están dotados de una salida para el líquido separado del vapor. El vapor saliente de este tipo de trampa, lo hace libre de gotas de agua.

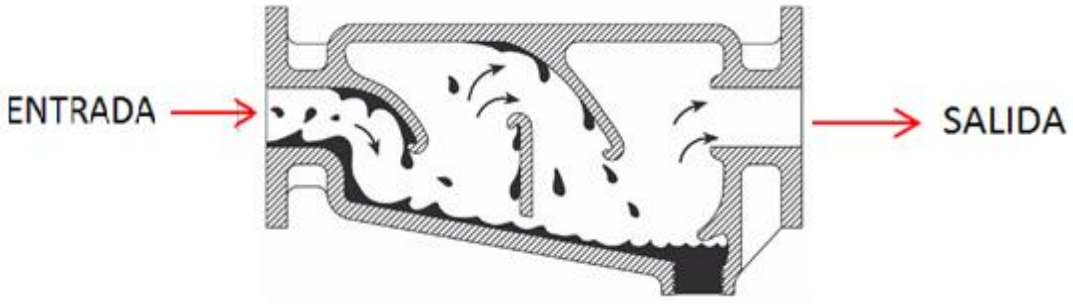


Fig. 1-5: SEPARADOR DE GOTAS (FUENTE: (SARCO, DISTRIBUCION DEL VAPOR, 1998))

Este tipo de accesorio suele emplearse con bastante frecuencia en la salida de la caldera.
Un separador evacuará tanto las gotitas de agua de las paredes de la tubería como la humedad suspendida en el vapor. La presencia y efecto del golpe de ariete puede erradicarse montando un separador en la tubería principal de vapor y con frecuencia será una alternativa más económica que alterar la tubería para vencer este fenómeno.

1.4.2 TRAMPAS (PURGADORES)

Una trampa o purgador es un accesorio que permite evacuar los condensados formados en el circuito de vapor, fuera de éste a la red de condensado.

Los condensados se sitúan en los puntos más bajos del circuito y por tanto en estos puntos es donde hay que proceder a su evacuación. La evacuación puede realizarse de una manera simple mediante una válvula manual, pero esta operativa no es adecuada pues exige atención continua de un operario en todos los puntos de la red y con cierta periodicidad. Por lo tanto se requiere de trampas automáticas que se encargan de manera periódica de mantener el circuito de vapor libre de condensados.

CLASIFICACIÓN DE LAS TRAMPAS

Existen varios tipos de trampas según su principio de funcionamiento. Cada tipo tiene sus aplicaciones específicas según su punto de instalación y condiciones de uso, entre estos se tiene:

- Trampas Termostáticas
- Trampas Mecánicas
- Trampas Termodinámicas

1.4.2.1 TRAMPAS TERMOSTATICAS

Las trampas termostáticas trabajan con cambios de temperatura. La temperatura del vapor saturado viene fijada por supresión. Cuando se produce el intercambio, el vapor cede su entalpía de evaporación, produciendo condensado a la temperatura del vapor. Cualquier pérdida de calor posterior significa que la temperatura de este condensado disminuye. Un purgador termostático capta la temperatura y posiciona la válvula en relación al asiento para descargar el condensado.

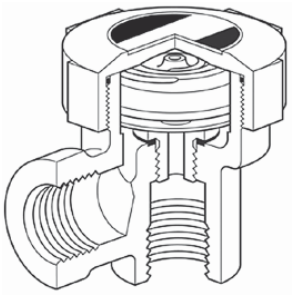


Fig. 1-6: PURGADOR TERMOSTATICO BIMETALICO (FUENTE: (SARCO, REFERNCIA TECNICA CALDERAS Y ACCESORIOS, 1999))

PRINCIPALES CARACTERISTICAS:(regionales, 2007)

- Puede trabajar en procesos con presión constante o modulante
- La descarga del condensado y/o aire (gases no–condensables) es intermitente
- No hay fugas de vapor vivo, ya que trabaja por temperatura
- El tiempo de vida útiles aceptable
- Cuando existe contra-presión en la línea de retorno, la trampa puede quedar abierta
- La suciedad puede obstruirlos orificios de descarga
- No resiste los golpes de ariete
- Abre solamente cuando el condensado está sub-enfriado o hay presencia de aire y gases no condensables en la línea.

1.4.2.2 TRAMPAS MECÁNICAS

Las trampas mecánicas trabajan con cambios de densidad del fluido. Basan su funcionamiento en la diferencia de densidad entre el vapor y el condensado.
Existen dos tipos de trampas mecánicas que son:

- De flotador
- De balde invertido

a) TRAMPA TIPO FLOTADOR:

Estos purgadores tienen una cámara con un flotador o boya donde se acumula el condensado. La boya (flotador) sube en presencia de condensado para abrir una válvula.

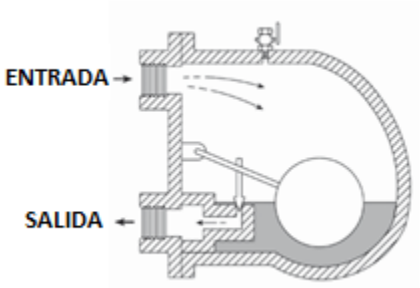


Fig. 1-7: PURGADOR MECANICO DE BOYA (FUENTE: (SARCO, REFERNCIA TECNICA CALDERAS Y ACCESORIOS, 1999))

PRINCIPALES CARACTERISTICAS: (regionales, 2007)

- Excelente para trabajar en procesos con presión modulante
- La descarga del condensado es continua
- No hay fugas de vapor vivo en operación normal
- El tiempo de vida útil es alto con una adecuada instalación
- Cuando existe contra-presión en la línea de retorno, disminuye su capacidad de descarga de condensado
- La suciedad puede obstruir la descarga de condensado de la trampa
- No resiste los golpes de ariete
- Absorbe amplias variaciones en el flujo de condensado.

b) **TRAMPA MECANICA DE BALDE INVERTIDO:**

Las trampas de balde (cubeta) invertido han mostrado pérdidas menores bajo condiciones de baja carga. Esto se debe a las pérdidas de vapor a través del orificio de venteo.

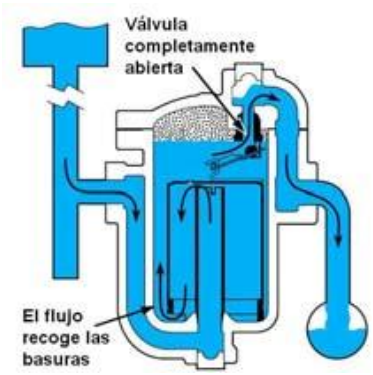


Fig. 1-8: PURGADOR MECANICO DE BALDE INVERTIDO (FUENTE: (regionales, 2007))

FORMA DE OPERACIÓN:

1) Al arranque, el balde está abajo y la válvula está completamente abierta.

2) El vapor que entra en el balde invertido y sumergido, causa que éste flote y cierre la válvula de descarga.

3) Cuando el condensado empieza a llenar el balde, éste comienza a jalar la palanca de la válvula.

4) Al momento que la válvula se abre, la fuerza de la presión a través de ella se reduce, y el balde se hunde rápidamente, lo que abre la válvula completamente.

PRINCIPALES CARACTERISTICAS: (regionales, 2007)

- Excelente para trabajar en procesos con presión constante o casi-constante
- La descarga del condensado es intermitente
- No hay fugas de vapor vivo en operación normal
- El tiempo de vida útil de la trampa es alto
- Cuando existe contra-presión en la línea de retorno, disminuye su capacidad de descarga de condensado
- La suciedad se acumula en el fondo de la trampa y puede ser descargada en la apertura
- Es muy resistente a los golpes de ariete
- Absorbe pequeñas variaciones en el flujo de condensado.

1.4.2.3 TRAMPAS TERMODINAMICAS

Las trampas termodinámicas trabajan con cambios en la dinámica del fluido. El funcionamiento de los purgadores termodinámicos depende en gran medida de la capacidad de formación de revaporizado del condensado.

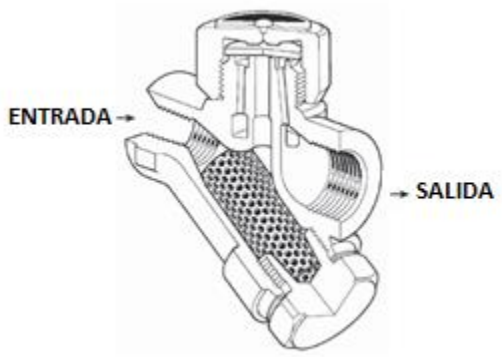


Fig. 1-9: PURGADOR TERMODINAMICO (FUENTE: (SARCO, REFERNCIA TECNICA CALDERAS Y ACCESORIOS, 1999))

FUNCIONAMIENTO DE UNA TRAMPA TERMODINAMICA

Al arrancar, el condensado y el aire entran a la trampa y pasan por la cámara de calentamiento, alrededor de la cámara de control, y a través de los orificios de entrada. Este flujo separa el disco de los orificios y permite que el condensado fluya por los conductos de salida.

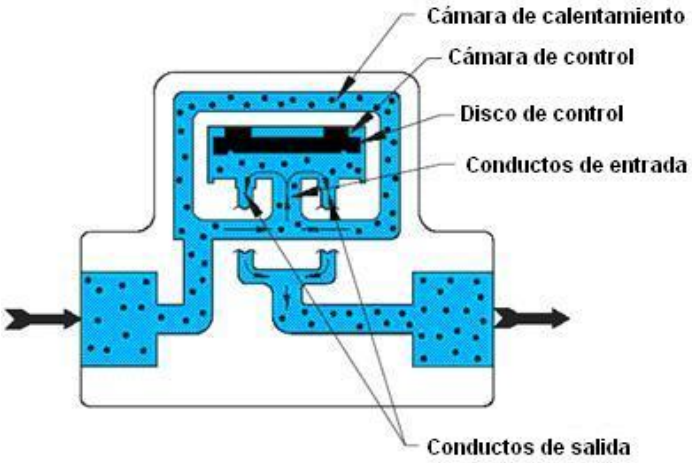


Fig. 1-10: PRIMERA ETAPA EN EL FUNCIONAMIENTO DE UNA TRAMPA TERMODIAMICA (FUENTE: (regionales, 2007))

El vapor ingresa por los conductos de entrada y fluye hasta debajo del disco de control. La velocidad de flujo a lo largo de la cara del disco se incrementa, produciéndose una reducción en la presión que jala al disco hacia al asiento, cerrando la trampa

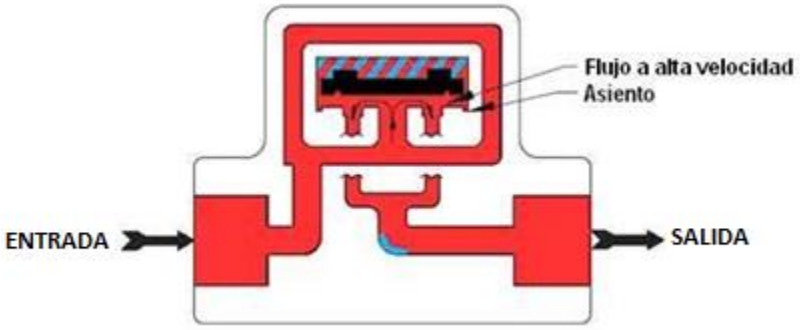


Fig. 1-11: SEGUNDA ETAPA EN EL FUNCIONAMIENTO DE UNA TRAMPA TERMODIAMICA (FUENTE: (regionales, 2007))

El disco se apoya en las dos caras concéntricas del asiento, cerrando los conductos de entrada, atrapando el vapor y condensado arriba del disco. Hay una purga controlada del vapor y vapor flash en la cámara de control, para ayudar a mantener la presión en la cámara de control. Cuando la presión arriba del disco se reduce, la presión a la entrada separa el disco de su asiento. Si existe condensado, se descarga y básicamente se repite el ciclo.

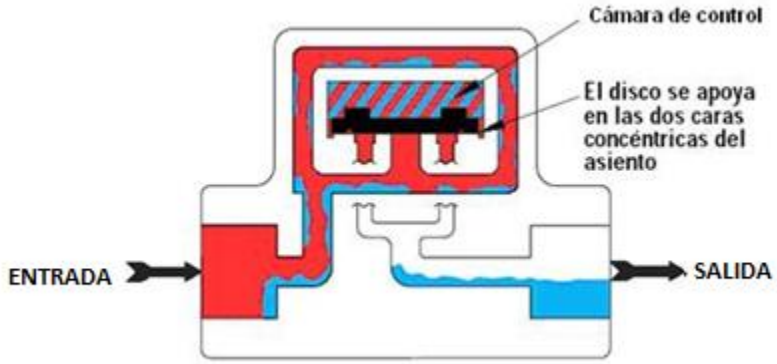


Fig. 1-12: TERCERA ETAPA EN EL FUNCIONAMIENTO DE UNA TRAMPA TERMODIAMICA (FUENTE: (regionales, 2007))

LAS VENTAJAS DE ESTE TIPO DE PURGADOR PUEDEN RESUMIRSE EN:

- Son compactos, sencillos, ligeros.
- Pueden descargar grandes cantidades de aire en las puestas en marcha si la presión de entrada crece lentamente.
- Este tipo de purgador se puede usar con vapor a alta presión y vapor recalentado sin afectarle en su funcionamiento los golpes de ariete ni vibraciones.
- Ofrece una gran resistencia a la corrosión debido a su fabricación enteramente en acero inoxidable.

- Como el disco es la única parte móvil, se puede realizar el mantenimiento de una manera sencilla sin tener que retirar el purgador de la línea.

La utilización de trampas es el método más eficaz de drenar el condensado de un sistema de distribución de vapor.

Las trampas o purgador es usados para drenar la línea deben ser adecuados para el sistema, y tener la capacidad suficiente para evacuar la cantidad de condensado que llegue a ellos, bajo las presiones diferenciales presentes en cada momento.

1.4.3 ELIMINADORES DE AIRE

Otro accesorio que se emplea ampliamente en las redes de vapor son los eliminadores de aire de la instalación. Puesto que el aire tiene un efecto muy importante sobre la transferencia de calor. Una capa de aire de 1 micra de espesor puede ofrecer la misma resistencia al paso del calor que una capa de agua de 25 micras de espesor, o una capa de hierro de 2 mm, o una capa de cobre de 17 mm. Es, por tanto, de suma importancia eliminar el aire del sistema. (SARCO, REFERNCIA TECNICA CALDERAS Y ACCESORIOS, 1999)

Un eliminador de aire automático es una válvula que trabaja termostáticamente y se instala en un lugar donde le llega el vapor y aire pero no el condensado. Se recomienda que los eliminadores de aire y su tubería de conexión estén sin aislamiento para que trabajen correctamente.

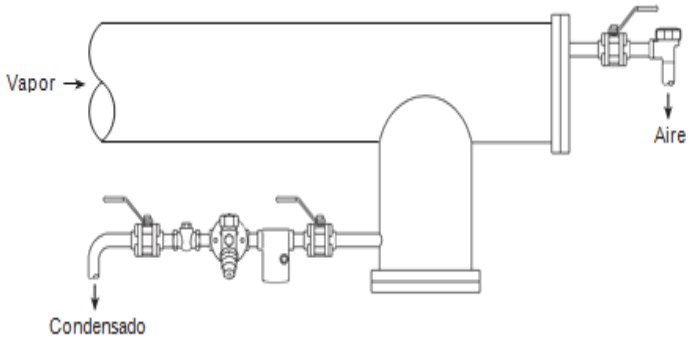


Fig. 1-13: EJEMPLO DE LA COLOCACION DE UN PURGADOR DE AIRE (FUENTE: (JUNTA DE CASTILLA Y LEON, 2010))

1.5 GOLPE DE ARIETE

El golpe de ariete se produce cuando el condensado en lugar de ser purgado en los puntos bajos del sistema, es arrastrado por el vapor a lo largo de la tubería, y se detiene bruscamente al impactar contra algún obstáculo del sistema. Las gotas de condensado acumuladas a lo largo de la tubería, acaban formando una bolsa líquida de agua que será arrastrada por la tubería a la velocidad del vapor. Un esquema de este efecto se muestra en la figura siguiente:

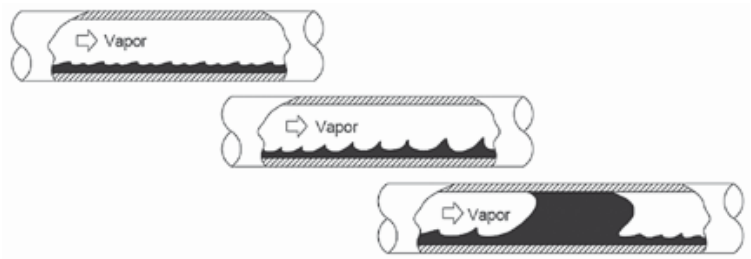


Fig. 1-14: FORMACION DE UNA BOLSA LIQUIDA (FUENTE: (SARCO, REFERNCIA TECNICA CALDERAS Y ACCESORIOS, 1999))

Esta bolsa de agua es incompresible y, cuando discurre a una velocidad elevada, tiene una energía cinética considerable.

Cuando se obstruye su paso, a causa de una curva u otro accesorio de tubería, la energía cinética se convierte en un golpe de presión que es aplicado contra el obstáculo.

Normalmente se produce un ruido de golpe, que puede ir acompañado del movimiento de la tubería. En casos serios, los accesorios pueden incluso romperse con un efecto casi explosivo, con la consecuente pérdida de vapor vivo en la rotura, creando una situación peligrosa.

Afortunadamente, el golpe de ariete se puede evitar si se toman las medidas oportunas para que no se acumule el condensado en la tubería.

1.6 PRESIÓN

La presión a la que el vapor debe distribuirse está básicamente determinada por el equipo de la planta que requiere una mayor presión.

El vapor perderá una parte de su presión al pasar por la tubería, a causa de la pérdida de carga en la misma y a la condensación por la cesión de calor a la tubería, se deberá prever este margen a la hora de decidir la presión inicial de distribución en cabeza de instalación.

Resumiendo, cuando se selecciona la presión de trabajo, se debe tener en cuenta lo siguiente:

- Presión requerida en el punto de utilización.
- Caída de presión a lo largo de la tubería debida a la resistencia al paso del fluido.
- Pérdidas de calor en la tubería.

El vapor a alta presión presenta un volumen específico menor que el vapor a baja presión. Por tanto, si el vapor se genera en la caldera a una presión muy superior a la requerida por su aplicación, y se distribuye a esta presión superior, el tamaño de las tuberías de distribución será mucho menor para cualquier caudal.

A continuación podemos observar este punto:

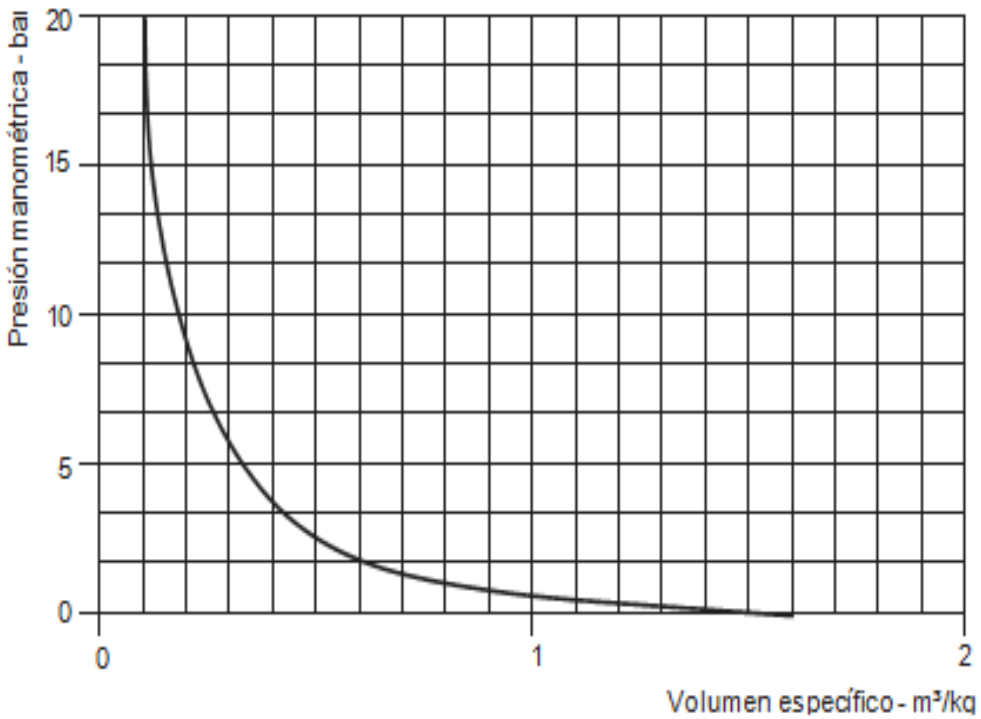


Fig. 1-15: VAPOR SATURADO SECO RELACION PRESION/VOLUMEN ESPECÍFICO (FUENTE: (SARCO, REFERNCIA TECNICA CALDERAS Y ACCESORIOS, 1999))

VENTAJAS DE LA GENERACIÓN Y DISTRIBUCIÓN DE VAPOR A UNA PRESIÓN ELEVADA:

- Se requieren tuberías de distribución de vapor de menor diámetro.
- Menores pérdidas energéticas al presentar una superficie de intercambio menor
- Menor coste de las líneas de distribución.
- Menor coste de accesorios de tubería y mano de obra de montaje.
- Menor coste del aislamiento.
- Vapor más seco en el punto de utilización, debido al efecto de aumento de fracción seca que tiene lugar en cualquier aumento de presión.
- La capacidad de almacenamiento térmico de la caldera aumenta.

Si se distribuye a altas presiones, será necesario reducir la presión de vapor en cada zona o punto de utilización del sistema, con el fin de que se ajuste a lo que la aplicación requiere.

El método más común de reducir la presión es la utilización de una estación reductora de presión.

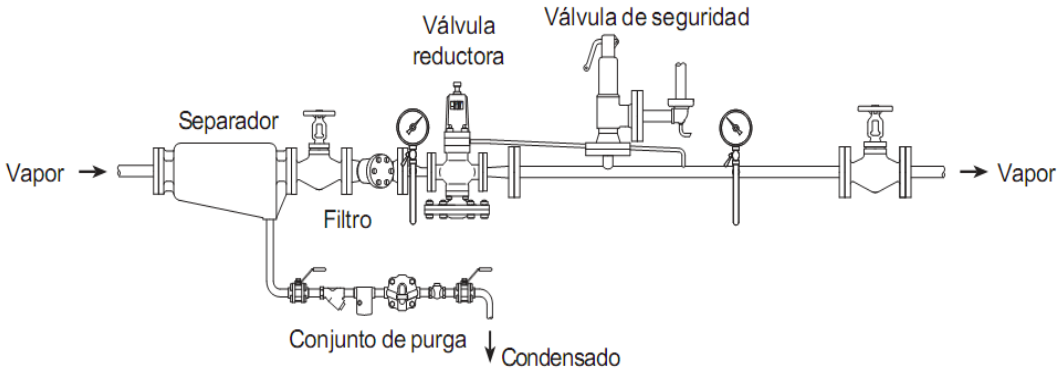


Fig. 1-16: ESTACION REDUCTORA DE PRESION (FUENTE: (SARCO, REFERNCIA TECNICA CALDERAS Y ACCESORIOS, 1999))

Antes de la válvula reductora se utiliza un separador para eliminar el agua que arrastra el vapor que entra, permitiendo que sólo el vapor seco saturado pase a través de la válvula reductora. (SARCO, REFERNCIA TECNICA CALDERAS Y ACCESORIOS, 1999)

Otros elementos que constituyen una estación reductora de presión son:

- *La primera válvula de aislamiento*: para cerrar el sistema y poder realizar tareas de mantenimiento
- *El primer manómetro*: para ver la presión de alimentación.
- *El filtro*: para mantener limpio el sistema
- *El segundo manómetro*: para ajustar y ver la presión aguas abajo
- *La segunda válvula de aislamiento*: para establecer la presión aguas abajo en condiciones sin carga.

1.7 VELOCIDAD

Para tuberías de distribución de vapor saturado seco, la experiencia demuestra que son razonables las velocidades entre 25-40m/s, pero deben considerarse como el máximo sobre la cual aparecen el ruido y la erosión, particularmente si el vapor es húmedo.

Incluso estas velocidades pueden ser altas en cuanto a sus efectos sobre la caída de presión. En líneas de suministro de longitudes considerables, es frecuentemente necesario restringir las velocidades a 15m/s, si se quieren evitar grandes caídas de presión.(SARCO, REFERNCIA TECNICA CALDERAS Y ACCESORIOS, 1999)

1.8 SALA DE MÁQUINAS

Según el RITE (Reglamento de instalaciones Térmicas de la edificación) una sala de máquinas se da cuando la potencia térmica de la instalación supera los 70 kw. (LUIS JUTGLAR, 2012)

Una sala de máquinas debe tener una normativa para la colocación de los equipos y su correcta ventilación, además para el mantenimiento de estos, a continuación presentamos un esquema en el cual se presentan algunas características especiales:

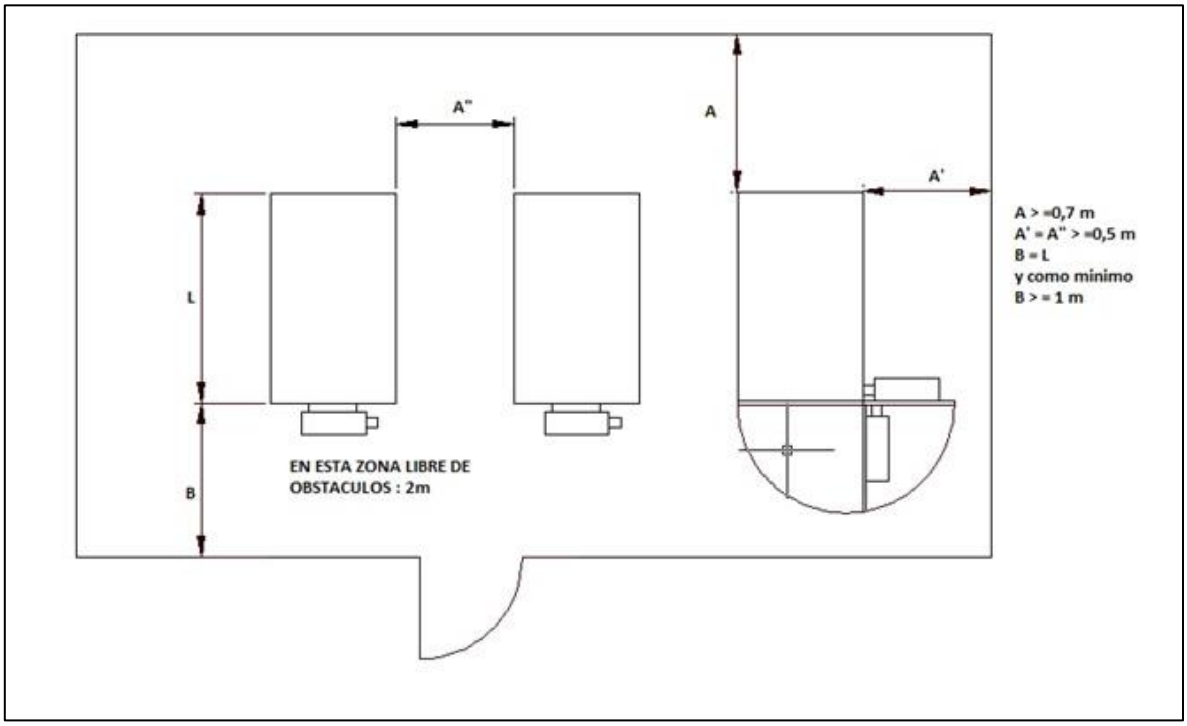


Fig. 1-17: VISTA EN PLANTA DE UNA SALA DE MAQUINA (FUENTE: (LUIS JUTGLAR, 2012))

Como en nuestro estudio los equipos que conforman nuestra sala de máquinas son calderas entonces, vamos a explicar brevemente de que se tratan.

Las calderas son la parte más importante del circuito de vapor, después de todo, es donde se crea el vapor. Una caldera puede definirse como un recipiente en el que se transfiere la energía calorífica de un combustible a un líquido. En el caso de vapor saturado, la caldera proporciona también energía calorífica para producir un cambio de la fase de líquido a vapor.

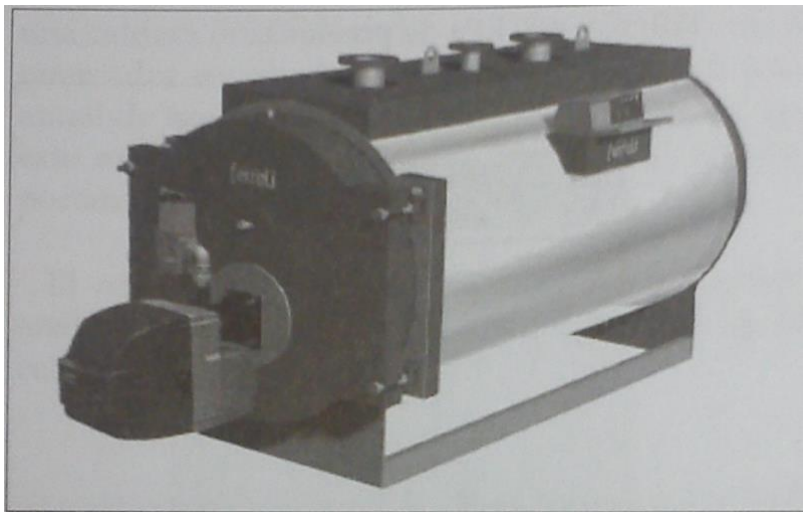


Fig. 1-18: IMAGEN DE UNA CALDERA (FUENTE: (LUIS JUTGLAR, 2012))

En consecuencia la caldera es un generador de vapor y se pueden clasificar en:

- Calderas pirotubulares
- Calderas acuotubulares

1.8.1 CALDERAS PIROTUBULARES:

El calor es transferido desde los gases de combustión, que fluyen por el interior de los tubos, al agua que los rodea.

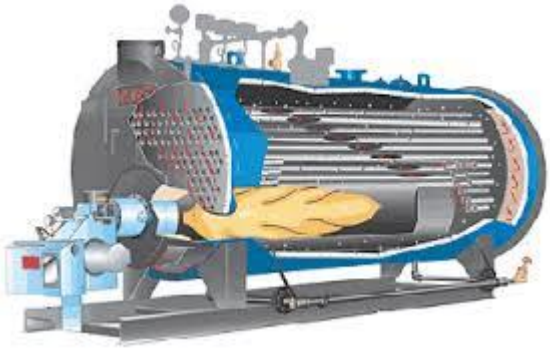


Fig. 1-19: GRAFICA DE UNA CALDERA PIROTUBULAR (FUENTE: (Bernal, 2011))

1.8.2 CALDERAS ACUOTUBULARES:

Una caldera acuotubular consta básicamente de tambores y de tubos. Los tubos a través de los cuales circula el agua y en los que circula el vapor generado están fuera de los tambores, estos son utilizados solo para almacenar agua y vapor, por lo que pueden ser mucho más pequeños en diámetro que el tambor de una caldera pirotubular y pueden soportar mayores presiones

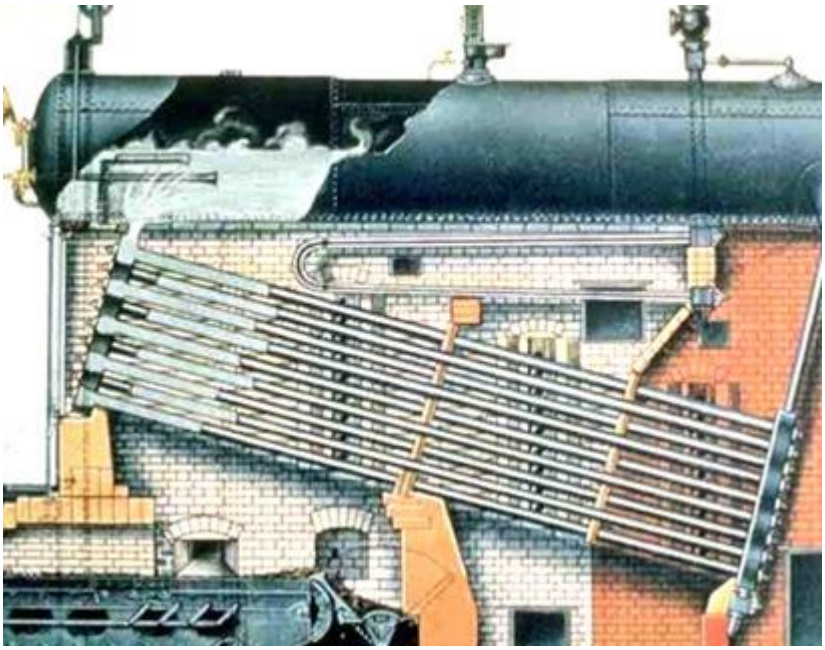


Fig. 1-20: GRAFICA DE UNA CALDERA ACUOTUBULAR (FUENTE: (Bernal, 2011))

Al ser la caldera una parte fundamental de toda instalación térmica, esta está normada para garantizar la seguridad de las personas y la infraestructura, esta norma es UNE 9001. (Normativa en la cual fundamenta que una caldera para una entidad hospitalaria debe ser construida con normas ASME)

1.9 PARTES CONSTITUTIVAS DE LA CALDERA

En forma general una caldera está constituida por los siguientes elementos principales:

- Superficies Evaporativas o Caldera propiamente dicha.
- Hogar.
- Quemador
- Conductosparalaalimentacióndeaireparalacombustiónydeevacuaciónde los gases productos de la combustión, incluyendo la chimenea.
- Equipos y Mecanismos Auxiliares (Tanques de Alimentación, Bombas de alimentación, tratamiento de agua. Ventiladores de Tiro inducido y forzado, etc.)

Fig. 1-21: ESQUEMA DE UNA CALDERA Y SUS PARTES CONTITUTIVAS (FUENTE: (Bernal, 2011))

COMPONENTES DE SEGURIDAD DE UNA CALDERA

- Válvulas de Seguridad o Alivio
- Detector de llama o Foto celda
- Control de presión de seguridad o límite
- Control auxiliar de bajo nivel de agua
- Alarmas tipo acústica o visual
- Con el fin de la mayor eficiencia en la utilización de la energía del combustible, las calderas pueden contar con otras superficies de calentamiento tales como:

    - Economízadores
    - Sobrecalentador
    - Calentadores de Aire

El cuerpo de caldera, está formado por un cuerpo cilíndrico de disposición horizontal, incorpora interiormente un paquete multitubular de transmisión de calor y una cámara superior de formación y acumulación de vapor.
La circulación de gases se realiza desde una cámara frontal dotada de bridas de adaptación, hasta la zona posterior donde termina su recorrido en otra cámara de salida de humos.
El acceso al cuerpo lado gases, se realiza mediante puertas atornilladas y abisagradas en la cámara frontal y posterior de entrada y salida de gases, equipadas con bridas de conexión. El conjunto completo y con sus accesorios, se asienta sobre un soporte deslizante y bancada de sólida y firme construcción suministrándose como unidad compacta y dispuesta a entrar en funcionamiento tras realizar las conexiones e instalación

1.10 TUBERIAS

Probablemente el estándar de tuberías más común es el derivado del American Petroleum Institute (API), donde las tuberías se clasifican según el espesor de pared de tubería, llamado Schedule (cedula).

Estos Schedules están relacionados con la presión nominal de la tubería, y son un total de once, comenzando por 5 y seguido de 10, 20, 30, 40, 60, 80, 100, 120, 140, hasta el Schedule 160. Para tuberías de diámetro nominal 150 mm y menores, el Schedule 40 (denominado a veces 'standard weight'), es el más ligero de los especificados. Sólo los Schedule 40 y 80 cubren la gama completa de medidas nominales desde 15 mm hasta 600 mm y son los Schedule Utilizados más comúnmente para instalaciones de tuberías de vapor.

TABLA 2: TAMAÑO DE TUBERIAS (FUENTE: (JUNTA DE CASTILLA Y LEON, 2010))

Tamaño de tubería (mm)		15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150
Diámetro (mm)	Schedule40	15,8	21,0	26,6	35,1	40,9	52,5	62,7	77,9	102,3	128,2	154,1
	Schedule80	13,8	18,9	24,3	32,5	38,1	49,2	59,0	73,7	97,2	122,3	146,4
	Schedule160	11,7	15,6	20,7	29,5	34,0	42,8	53,9	66,6	87,3	109,5	131,8
	DIN2448	17,3	22,3	28,5	37,2	43,1	60,3	70,3	82,5	107,1	131,7	159,3

1.11 DERIVACIONES

Las derivaciones transportarán el vapor más seco siempre que las conexiones tomen el vapor de la parte superior de la tubería principal. Si la toma es lateral, o peor aún, de la parte inferior, transportarán el condensado, comportándose como un pozo de goteo. El resultado de esto es un vapor muy húmedo que llega a los equipos.

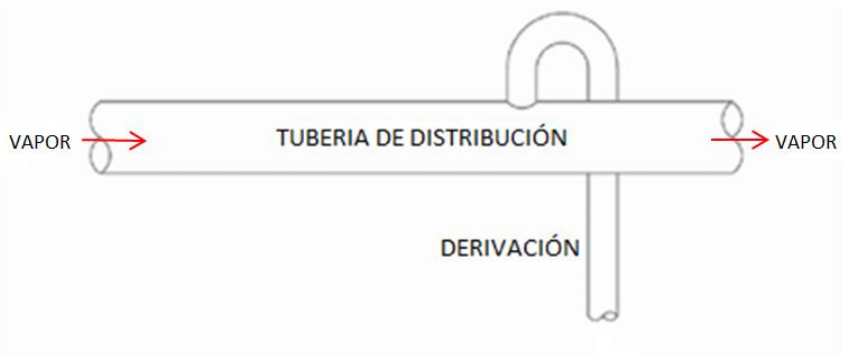


Fig. 1-22: MODO CORRECTO DE EJECUTAR UNA DERIVACION EN UNA TUBERIA (FUENTE: (SARCO, REFERNCIA TECNICA CALDERAS Y ACCESORIOS, 1999))

1.12 FILTROS

Hay que tener en cuenta que en toda tubería por la que circula un fluido, éste arrastra consigo partículas de todo tipo:

En el caso de tuberías nuevas, estas partículas pueden proceder de fragmentos de arena de la fundición, del embalaje, virutas metálicas del mecanizado, trozos de varilla de soldar, tuercas y tornillos de montaje.

En el caso de tuberías viejas tendremos óxido, y en zonas de aguas duras, depósitos de carbonatos.

Todas estas partículas arrastradas por el vapor a elevadas velocidades, producen en los equipos abrasión y atascos que pueden dejar los inutilizados de forma permanente.

Por lo tanto, lo más conveniente es montar un simple filtro en la tubería delante de cada purgador, aparato de medida, válvula reductora y válvula de control. La sección de un filtro típico se muestra es la figura siguiente:

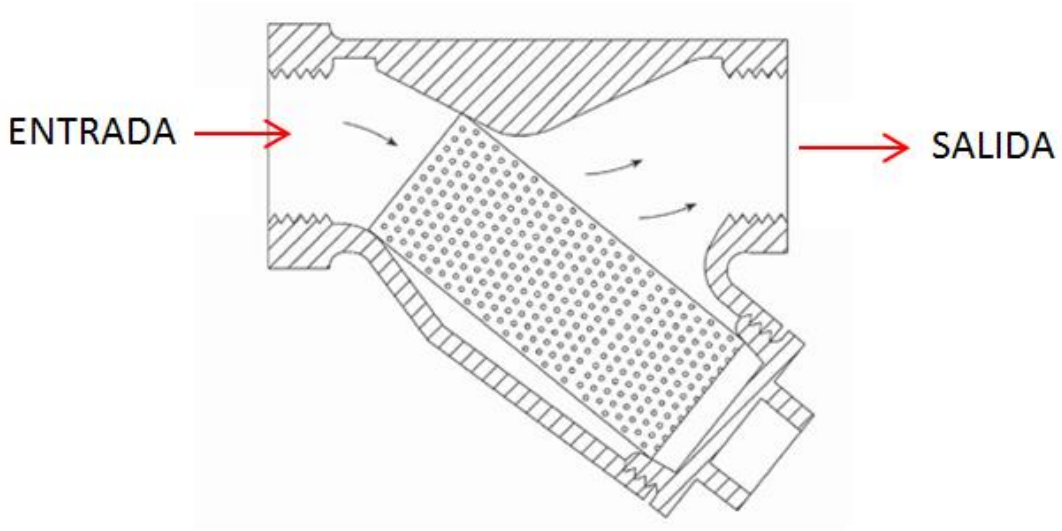


Fig. 1-23: FILTRO EN LINEA (FUENTE: (SARCO, REFERNCIA TECNICA CALDERAS Y ACCESORIOS, 1999))

1.13 DILATACIÓN

Las tuberías siempre se instalan a temperatura ambiente. Cuando transportan fluidos calientes, como agua o vapor, funcionan a temperaturas superiores y por lo tanto, se expanden, especialmente en longitud, al pasar de temperatura ambiente a la temperatura de trabajo. Esto creará tensiones en ciertas zonas del sistema de distribución, como las juntas de las tuberías, que pueden llegar a romperse. La dilatación puede calcularse mediante la siguiente ecuación.

$$DILATACIÓN = L * \Delta_T * \partial$$ [1]

$$L = LONGITUD\ DE\ TUBERIA\ ENTRE\ ANCLAJES\ (m)$$
$$\Delta_T = DIFERENCIA\ DE\ TEMPERATURA\ ℃$$
$$\partial = COEFICINTE\ DE\ DILATACION\ ENTRE\ \left(\frac{mm}{m℃}\right) * 10^{-3}$$

TABLA 3: COEFICIENTES DE DILATACION *∂* (FUENTE: (SARCO, REFERNCIA TECNICA CALDERAS Y ACCESORIOS, 1999))

MATERIAL		RANGO DE TEMPERATURA ℃						
	<0	**0-100**	**0-200**	**0-315**	**0-400**	**0-485**	**0-600**	**0-700**
ACERO SUAVE	**12.8**	**14.0**	**15.0**	**15.6**	**16.2**	**17.8**	**17.5**	**-**
ACERO ALEADO	**13.8**	**14.4**	**15.1**	**15.8**	**16.6**	**17.3**	**17.6**	**-**
ACERO INOX	**9.4**	**20.0**	**20.9**	**21.2**	**21.8**	**22.3**	**22.7**	**23.0**

1.13.1 ACCESORIOS DE DILATACIÓN:

Para absorber las dilataciones pueden utilizarse diversos procedimientos y accesorios los cuales ponemos a continuación:

- CURVA COMPLETA: Esto es simplemente una vuelta completa de la tubería y es preferible montarla horizontalmente que en posición vertical, para evitar que se acumule el condensado en su interior.

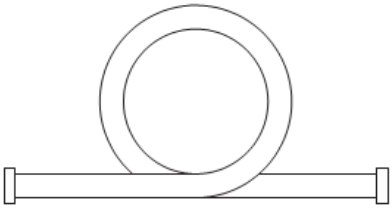


Fig. 1-24: CURVA COMPLETA (FUENTE: (SARCO-03, 1999; SARCO, REFERNCIA TECNICA CALDERAS Y ACCESORIOS, 1999))

[1](LUIS JUTGLAR, 2012); PAG 136.

- LIRA O HERRADURA: Cuando se dispone de espacio algunas veces se utiliza este tipo de accesorio. Lo mejor es montarla horizontalmente para que la curva y la tubería estén en el mismo plano por las mismas razones que la curva cerrada.

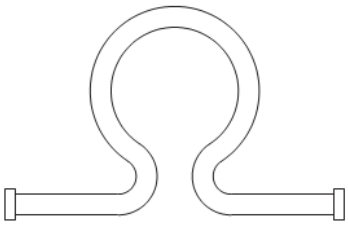


Fig. 1-25: LIRA O HERRADURA (FUENTE: ((LUIS JUTGLAR, 2012))

- CURVAS DE DILATACION: También denominados bucles de dilatación, se trata de dar un tramo de tubería en la forma en que sean compatibles con la dilatación. A continuación podremos observar los valores que se pueden absorber en tales conjuntos.

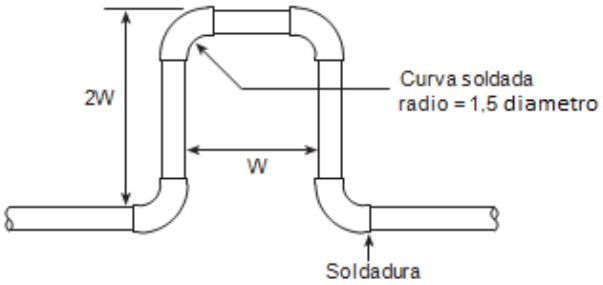


Fig. 1-26: CURVA DE DILATACION (FUENTE:(SARCO, REFERNCIA TECNICA CALDERAS Y ACCESORIOS, 1999))

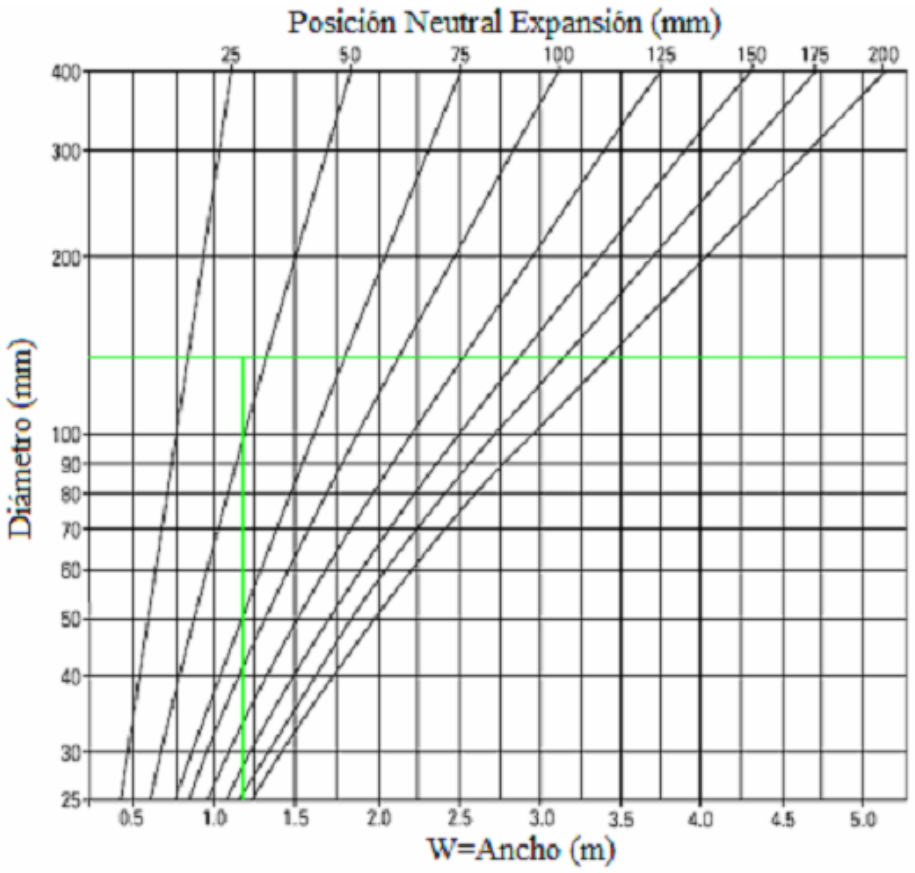


Fig. 1-27: DIAGRAMA PARA DETERMINAR W EN FUNCION DE LA EXPANSIÓN (FUENTE: (SARCO, REFERNCIA TECNICA CALDERAS Y ACCESORIOS, 1999))

- JUNTAS DESLIZANTES: Se usan frecuentemente por el reducido espacio que ocupan, pero es imprescindible que la tubería esté rígidamente anclada y guiada. Si no es así, la presión de vapor que actúa sobre la sección transversal del casquillo de la junta, tiende a provocar un movimiento en oposición a las fuerzas debidas a la expansión de la tubería. Si no está bien alineada, el casquillo se curvará, por lo que también será necesario un mantenimiento regular del prensa estopas.

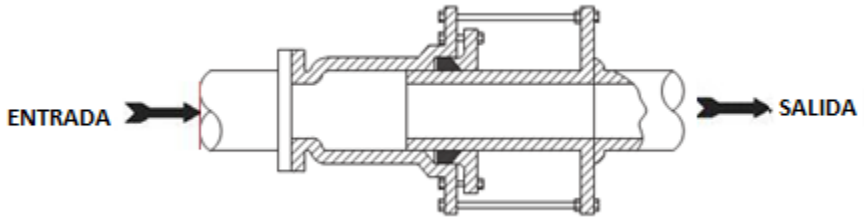


Fig. 1-28: JUNTA DESLIZANTE (FUENTE: (SARCO, REFERNCIA TECNICA CALDERAS Y ACCESORIOS, 1999))

- FUELLES: También llamados juntas tipo acordeón; un simple fuelle tiene la ventaja de ser un accesorio que se monta en la línea y no requiere empaquetadura, como en el caso de la junta deslizante. Pero presenta las mismas desventajas que la junta deslizante en cuanto que la presión interna tiene tendencia a alargar el accesorio, por lo que los anclajes y las guías deben ser capaces de soportar estas fuerzas.

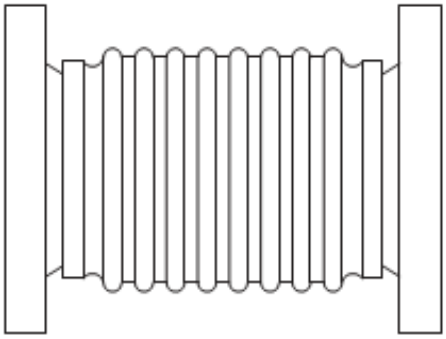


Fig. 1-29: JUNTA TIPO ACORDEON (FUELLE) (FUENTE: (LUIS JUTGLAR, 2012))

Una vez que hemos demostrado los diverso tipos de juntas y uniones para la dilatación de la tubería nosotros recomendamos el bucle de dilatación, pues es sencillo de armarlo, no requiere mayor esfuerzo en su cálculo y sobre todo no necesitamos importarlo pues los demás accesorios de dilatación antes mencionados no existen en el mercado, lo cual lleva a gastos extras para su adquisición.

1.14 SOPORTES

Sabiendo que la tubería va a tener dilataciones debido a que por ella va a fluir vapor a temperaturas mayores que la temperatura ambiente es necesario tomar en cuenta la flexibilidad de la tubería; al tener que colocar la tubería en una disposición requerida para el fluido esta debe estar soportado o apoyado en algún elemento, este elemento debe ser capaz de permitir la dilatación de la tubería sin mayores cambios en la geometría de este, para ello se han diseñado los soportes tipo patín, los cuales son un apoyo tipo deslizante ideal para la tubería, pues permite el movimiento en dos direcciones; para las tuberías de acero, los patines deben estar fabricados en material férrico y para tuberías de cobre, deben ser de material no férrico. Es bueno montar una abrazadera a las tuberías soportadas por patines, atornillándolas a un soporte cada no más de 6 m, para mantener la tubería alineada mientras se dilata y se contrae.

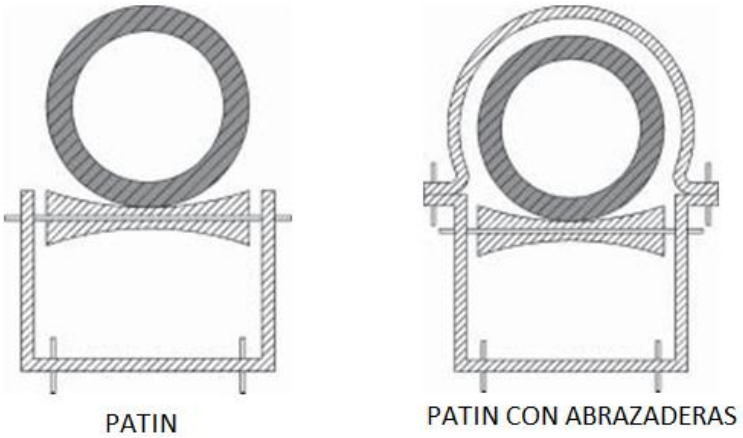


Fig. 1-30: SOPORTES TIPO PATIN (FUENTE: (SARCO, REFERNCIA TECNICA CALDERAS Y ACCESORIOS, 1999))

1.14.1 DISTANCIA ENTRE SOPORTES DE TUBERIA:

La frecuencia de los soportes de tubería variará de acuerdo con el diámetro de la tubería; el material (acero cobre); y si está en posición horizontal o vertical.
Generalmente los soportes de tuberías deben cumplir la BS3974, Parte 1, 1974: 'Soportes colgados, deslizantes y de patín' Algunos puntos importantes son:

- Los soportes deben ir montados en las uniones de tuberías, (curvas, 'T', válvulas y bridas), y a intervalos no mayores a los mostrados en la tabla que hay más abajo. La razón de colocar los soportes en las uniones, es para eliminar las tensiones en juntas roscadas o con bridas.
- Cuando hay dos o más tuberías soportadas por un accesorio común, la distancia entre los puntos de soporte debe ser la adecuada para la tubería de menor tamaño.
- Cuando el movimiento vaya a ser considerable, como entramos de tubería recta de longitud superior a 15m, los soportes deberán ser de tipo patín como se mencionó anteriormente.

La siguiente tabla puede utilizarse como guía cuando calcule la distancia entre soportes de tubería acero y de cobre.

TABLA 4: SOPORTES RECOMENDADOS PARA TUBERIAS (FUENTE: (SARCO, REFERNCIA TECNICA CALDERAS Y ACCESORIOS, 1999))

Diámetro nominal (mm) Acero/Cobre		Intervalo de recorrido horizontal (m)		Intervalo de recorrido vertical (m)	
ø interior	ø exterior	Acero suave	Cobre	Acero suave	Cobre
12	15		1,0		1,2
15	18	2,0	1,2	2,4	1,4
20	22	2,4	1,4	3,0	1,7
25	28	2,7	1,7	3,0	2,0
32	35	2,7	1,7	3,0	2,4
40	42	3,0	2,0	3,6	2,4
50	54	3,4	2,0	4,1	2,4
65	67	3,7	2,0	4,4	2,9
80	76	3,7	2,4	4,4	3,2
100	108	4,1	2,7	4,9	3,6
125	133	4,4	3,0	5,3	4,1
150	159	4,8	3,4	5,7	
200	194	5,1		6,0	
250	267	5,8		5,9	

1.15 AISLAMIENTO

Básicamente los aislamientos térmicos son materiales que se utilizan con el fin de conservar el calor o controlar la temperatura. La energía en forma de calor tiene un valor monetario, representado en la economía de los combustibles, si nosotros seguimos los principios de la termodinámica podemos observar que el calor se desplaza de zonas calientes a zonas con menor temperatura y este sería el caso en los ductos pues estos al contener vapor estarían más calientes que el ambiente en el que están instaladas, por consiguiente sin un debido aislamiento de los materiales tendríamos recursos energéticos ineficientes.

Su utilización básicamente es para:

- Evitar pérdidas por transferencia en equipos de proceso, y redes de distribución.
- Conservar condiciones fisicoquímicas de los fluidos,
- Proteger a los operadores y evitar la transmisión de calor a otros equipos.

Entre los principales materiales aislantes que tenemos en el mercado son:

- Lana de Vidrio AW
- Cañuela Fibra de vidrio
- Silicato de Calcio
- Lana Mineral de Roca

La fibra de vidrio es una fibra mineral fabricada con millones de filamentos de vidrio unidos con un aglutinante. El espacio libre con aire atrapado entre las fibras aumenta la resistencia a la transmisión de calor.

Utilizaremos la fibra de vidrio debido a su facilidad de adquisición en el mercado, además de presentar un excelente desempeño como aislante térmico.

Coeficiente de conductividad térmica fibra de vidrio: 0,032 W/(m·ºK) a 0,044 W/(m·ºK) (anexo 13)

1.15.1 PARTES DEL AISLAMIENTO

Las partes principales que conforman un sistema técnico de aislamiento para una tubería que conduce vapor son:

1. Tubería
2. Cañuelas
3. Alambre, cinta o banda.
4. Recubrimiento exterior

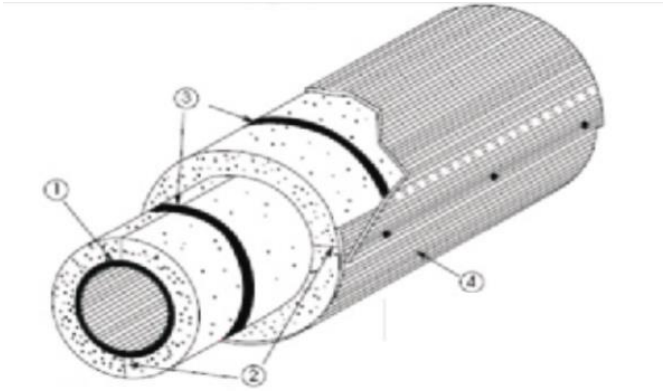


Fig. 1-31: ESQUEMA DEL AISLAMIENTO EN UNA TUBERIA (FUENTE:(CAÑUELAS, 2013))

CAPITULO 2

2 ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS

2.1 ANÁLISIS DE LAS NORMATIVAS A UTILIZAR

Al tratarse nuestro proyecto de un Sistema de Distribución de Vapor para un hospital, los equipos a los que se va abastecer de vapor para su funcionamiento deben cumplir un cierto nivel de calidad y normas mínimas para su uso, ya que estos van a ser utilizados para la atención de salud de personas que reciben algún tipo de atención médica, y en algunos de los casos van a ser utilizados dentro de áreas críticas o dar servicios a materiales que tienen un alto nivel de contaminación por lo cual deben cumplir ciertas expectativas que están dadas bajo norma de fabricación y de manejo.

Lamentablemente dentro de nuestro país todavía no existen normas o códigos que establezcan o de parámetros específicos de construcción o características técnicas para equipos de uso médico dentro de las áreas en las cuales está dirigida este trabajo como son cocina, lavandería, esterilización y calentamiento de agua de uso sanitario.

La única norma dada por el INEN en nuestro país es el "**CÓDIGO DE PRACTICA PARA LIMPIEZA, DESINFECCIÓN Y ESTERILIZACIÓN EN ESTABLECIMIENTOS DE SALUD"** la cual nos habla de los distintos procedimiento para la limpieza, desinfección y esterilización en establecimientos de salud, en la cual hace cita de las características de que deben cumplir ciertos equipos para estas áreas, además de las características y las ventajas de la utilización del vapor húmedo para la esterilización y sus ventajas en este uso.

La tabla presentada a continuación es un extracto de la tabla presentada en el anexo número 1 se observan las características de los diferentes medios y métodos de esterilización usados y descritos en el código dado por el INEN:

TABLA 5: : CARACTERISTICAS DE ANTISEPTICOS, DESINFECTANTES Y ESTERILIZANRES (FUENTE: (INEN, 2001))

Producto	Activopara	Vida útil	Indicaciones	Riesgos	Precauciones
Calor Húmedo.	**Bacterias, hongos, virus y esporas.**	**--**	**Ropa, instrumental, caucho y vidrio.**	**Ninguno.**	**Mantener libre la cámara de aire. Verificación del proceso con controles biológicos. Almacenar el material estéril en un área restringida, seca, y limpia.**

"La esterilización con vapor de agua saturado a presión es el método reconocido universalmente como el más efectivo y de menor costo para esterilizar la mayoría de objetos, equipos e instrumentos que se utilizan en los establecimientos de salud; sin embargo, la esterilización por vapor de agua es inapropiada para objetos plásticos con bajo punto de fusión u otros objetos susceptibles de corrosión.

Todo organismo viviente, incluyendo las esporas, son destruidos con vapor de agua saturado a presión.

Requisitos. - Para realizar la esterilización con vapor de agua saturado a presión se requiere cumplir las siguientes especificaciones:

- Temperatura: mínima 121 °C y máxima 132 °C.
- Presión: 121°C a 103,4 kPa. (15lb/pul^{2}) y 132°C a 206,8 kPa. (30 lb/pul^{2})
- Tiempo: 121 °C a 103,4 kPa, durante 15 minutos y 132 °C a 206,8 kPa, durante 5 minutos."(INEN, 2001)

2.2 LAVADO DE UTENSILIOS DE COCINA (INEN, 2001)

LIMPIEZA DE VAJILLA, CUBIERTOS Y SIMILARES

Estos artículos se deben limpiar en el local o locales donde se encuentra el servicio de alimentación; si se emplean máquinas de lavado, emplear agua potable a temperatura de 60°C durante 20 segundos, utilizar detergente o jabón según lo especifique el fabricante de la máquina y luego para el enjuague, utilizar agua potable a temperatura de 80°C, durante 10 segundos.

2.3 LAVADO Y SECADO DE ROPA (INEN, 2001)

LAVADO – CENTRIFUGADO

Antes de lavar la ropa usada se debe clasificar en ropa blanca y ropa de color.
Lavar la ropa usada blanca no contaminada en una máquina diferente a la utilizada para procesar la ropa contaminada. En los establecimientos de salud donde haya una sola lavadora, se debe desinfectar primeramente esta máquina antes de proceder a lavar la ropa no contaminada, en caso de no haber utilizado cloro.
En el proceso de lavado, utilizar de tres a cuatro ciclos:
En el primer ciclo utilizar detergente enzimático y en el segundo, detergente alcalino. La temperatura del agua debe mantenerse entre 40°C y 60°C.
En el ciclo de enjuague, utilizar como desinfectante y blanqueador el hipoclorito de sodio comercial al 5,25%, (equivalente al 2% de cloro activo) de 2,5% a 5% (500 mg/l. A 1000 mg/l), de acuerdo al grado de contaminación.
En el ciclo de enjuague final, agregar el neutralizante y el suavizante.
Lavar la ropa usada blanca contaminada, siguiendo el procedimiento descrito en el numeral c.1.3. Considerar el primer ciclo como prelavado, emplear únicamente agua fría para remover los fluidos y completar el proceso con los otros tres ciclos; utilizar agua caliente a la temperatura de 71°C, a fin de obtener la desinfección adecuada.

2.4 SECADO

La ropa grande (plana) como: sábanas, cubrecamas, campos, toallas y fundas de almohada, deben ser secadas en el rodillo o calandria, y la ropa mediana o pequeña (procesadas), deben ser secadas en las máquinas secadoras.

2.4.1 PLANCHADO Y REVISIÓN

La ropa grande, debe ser planchada en el rodillo o calandria.
La ropa mediana y pequeña, debe ser planchada en las prensas de vapor, o con plancha manual.

Como en el país no tenemos todas las normas para vapor puesto que recién están tratando de implementar las normas de hospitales seguros, los cuales están guiados por las normas de la OMS. Y de Canadá tenemos que regirnos en normas de países hermanos para poder realizar la tesis por lo que utilizaremos las normas del Instituto Mexicano de Seguridad Social 2004

2.5 PRESIONES

En ninguna norma ecuatoriana se hace referencia a las presiones recomendadas para el funcionamiento de los equipos de uso hospitalarios que funcionen con vapor, ya que estos equipos tienen su funcionamiento muy particular de cada uno en función de su marca y modelo.
Las Presiones especificadas por el Instituto Mexicano del Seguro Social en base a su utilización son las siguientes:(INSTITUTO MEXICANO DE SEGURRIDAD SOCIAL, 2004)

- 8,8 kg/ cm2 (125 lbf./ pulg2) en líneas de alimentación a los equipos de lavandería
- 5,3 kg/cm2 (75 lbf./pulg2) en líneas de alimentación a los equipos de lavandería.
- 1,05 kg/cm2 (14 lbf./pulg2) en líneas particulares de alimentación a los equipos de cocina, calefacción, humidificación, lavadores, esterilizadores de cómodos.

2.6 TIPOS DE EQUIPOS A VAPOR

2.7 CALENTAMIENTO DE AGUA DE USO SANITARIO

El uso de agua caliente dentro de instituciones prestadoras de servicios de salud es de suma importancia ya que ya que esta nos permite brindar a los pacientes satisfacción en su hospedaje mientras es trato de sus dolencias, además de permitir dar servicio a ciertos tratamiento de rehabilitación física y realizar procedimientos médicos con mayor calidad y eficiencia, el agua caliente también es usada como medio de desinfección primaria en la limpieza de instrumental médico y en el uso de servicio como cocina y esterilización ya que ciertos equipos de estas áreas los requieren como materia prima para su funcionamiento.
Se propone el uso de unidades centralizadas de calentamiento de agua por medio de vapor, para evitar la instalación excesiva de equipos en áreas puntuales y el uso de otros medios de calentamiento como lo son eléctricos o gas.

2.7.1 INTERCAMBIADORES DE CALOR

El calentamiento de agua de uso sanitario por medio de intercambiadores de vapor es una de las aplicaciones más comúnmente utilizadas en los lugares donde se cuenta con planta central de distribución de vapor, ya que este sistema brinda muchas ventajas por sus facilidad de manejo en los intercambiadores de calor y por las ventajas económicas, y la facilidad de calentar grandes volúmenes de agua con gran seguridad y de forma estéril.

2.7.2 INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS (Spirax Sarco, 1999)

El conjunto del sistema de intercambiador de tubos corrugados utiliza vapor para calentar con precisión agua caliente a baja temperatura, agua caliente doméstica o agua caliente para procesos. Los sistemas pueden personalizarse para cualquier servicio de calefacción desde 10 Kw. a más de 1 MW y se suministran totalmente ensamblados y probados listos para su instalación.

Fig. 2-1: KIT DE SISTEMA DE INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS TIPO PHS-C (FUENTE: (Spirax Sarco, 1999))

El intercambiador de calor de tubos está fabricado totalmente en acero inoxidable. El agua fluye por los tubos corrugados generando una turbulencia para un coeficiente alto de transferencia de calor.

Las conexiones de los extremos del intercambiador se retiran con facilidad para examinar y limpiar los tubos.

2.7.3 INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS (Spirax Sarco, 1999)

El conjunto del sistema de intercambiador de placas utiliza vapor para calentar con precisión agua caliente a baja temperatura, agua caliente doméstica o agua caliente para procesos. Los sistemas pueden personalizarse para cualquier servicio de calefacción desde 10 Kw. a más de 2 MW. y se suministran totalmente ensamblados y probados listos para su instalación.

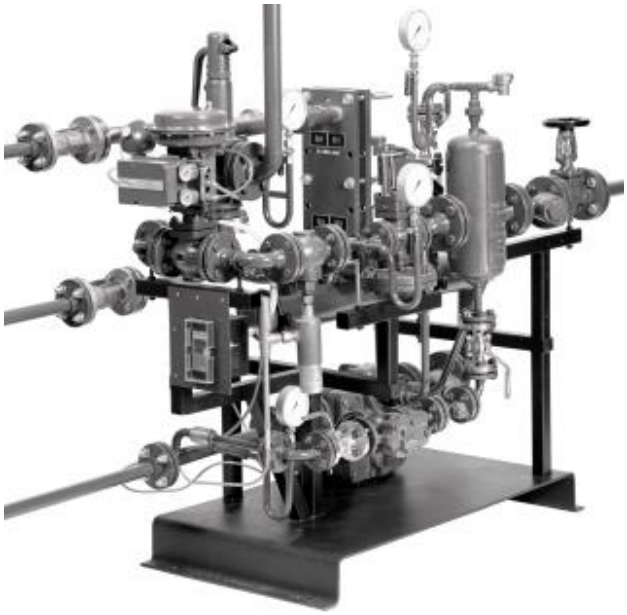


Fig. 2-2: SISTEMA DE INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS TIPO PHS-P (FUENTE: (Spirax Sarco, 1999))

Para una transferencia de calor eficiente con un tamaño compacto se usa un intercambiador de calor de placas con todas las partes húmedas en acero inoxidable. El intercambiador está diseñado para extraer el calor del condensado para máxima eficiencia y para evitar la formación de re vaporizado. El intercambiador se puede desmantelar fácilmente para su inspección o limpieza de las superficies de transferencia de calor.

VENTAJAS Y DESVENTAJAS

Unas de las principales ventajas del uso de equipo de intercambio de calor a través de vapor en el calentamiento de agua frente a otros métodos de calentamiento como eléctricos o a gas es la facilidad del método su esterilidad al no estar en contacto el vapor con el método de intercambio, además de la facilidad de mantenimiento del sistema al ser un sistema mayormente mecánico.

Entre el sistema de calentamiento de tubos o placas la principal diferencia y ventaja que presenta el sistema de placas es que es un sistema más compacto y que es capaz de absorber mayor cantidad de calor ya que puede absorber el calor del condesado siendo un sistema más eficiente.
Ambos sistemas se pueden conseguir con facilidad en el mercado y se deben pedir bajo las condiciones que se requieran en las dimensiones requeridas y se lo entrega con 45 días a partir de su pedido.

2.8 LAVANDERIA

Es una de las áreas de mayor cuidado dentro de los establecimientos de salud, ya que aquí se procesa y se realiza el manejo de ropa sucia utilizada en las áreas de hospitalización, pediatría, emergencia y quirófano siendo estas dos últimas áreas donde se maneja lencería y ropa de pacientes y personal médico sucia y e muchas ocasiones contaminadas con presencia de sangre y restos de tejidos los cuales necesitan un trato muy especial en su primer lavado para retirar los excesos de sangre y tejidos para después ser pasados a lavadoras especiales las que trabajan con agua caliente y intercambio de calor interno para garantizar la correcta desinfección de las prendas .
Otro de los equipos utilizados dentro del área de lavandería son las planchas las mismas que pueden ser de gran envergadura para poder realizar el trabajo en sabanas y campos quirúrgicos los cuales pueden ser gran tamaño.

2.8.1 CALANDRIA DE PLANCHADO

También llamado rodillo de planchado

Fig. 2-3: RODILLOS DE PLANCHADOINDUSTRIAL (FUENTE: (Primus Laundry, 2010))

Las calandrias de planchado deben contar con las siguientes características mínimas:

- Gran superficie de contacto entre el rodillo y la ropa en el perímetro
- Cilindro cromado para una mejor conducción del calor

• Protección automática de las manos y paro de emergencia para una mayor seguridad
• Enfriamiento automático del rodillo
• Microprocesador de fácil manejo con 20 programas
• Indicador de la velocidad de planchado y de la temperatura
• Movimiento regresivo del rodillo
• Motor accionado por variador de frecuencia
• Filtros de polvo de fácil extracción
• Posibilidad de ahorro de espacio colocándose contra la pared: salida frontal
• Calentamiento eléctrico, a gas o a vapor

2.8.2 SECADORA

Equipos utilizados para el secado de la ropa, en el caso del equipo que va a ser utilizado en el Hospital San Juan de Dios es un equipo d gran dimensión debido a la gran cantidad de personas que van a ser atendidas en la misma.

Fig. 2-4: SECADORA INDUSTRIAL (FUENTE: (MAXIDRY, 2012))

CARACTERÍSTICAS DE LA SECADORA INDUSTRIAL:(MAXIDRY, 2012)

• El tamaño de la canalización varía con condiciones de la instalación.
• La presión estática del extractor no debe ser ningún menos de 0 y no debe exceder la columna del agua del 0.3" (0.74 mb.).

Notas del secador del vapor:

• El tamaño de instalar tubos al secador varía con condiciones de la instalación. Fábrica del contacto para la ayuda.
• Los secadores del vapor se deben proporcionar limpio, seco, regulado 80 psi +/- 10 psi (bar 5.5 +/- 0.69 bar) de suministro de aire.

TABLA 6: CARACTERISTICAS DE SECADOR A VAPOR (FUENTE: (MAXIDRY, 2012)**)**

CAPACIDAD MÁXIMA (PESO EN SECO)			120lb	54.43kg
DIÁMETRO DEL TAMBOR			44-5/8”	113.35cm
PROFUNDIDAD DEL TAMBOR			42-1/8”	107.00cm
VOLUMEN DEL TAMBOR			38.10cupie	1,078.87L
MOTOR TAMBOR/IMPULSOR			3/4hp	0.56kW
MOTOR SOPLADOR/VENTILADOR			3 hp	2.24kW
APERTURA DE PUERTA (DIÁMETRO)			31-3/8”	79.69cm
ALTURA DEL ASOLERA DEL APUERTA			25-7/8”	65.72cm
CONEXIÓN DE AGUA			3/4”-11.5NH (Norte América)	
			3/4”B.S.P.T. (Norte América Exterior)	
SECADORES POR CONTENEDOR 20’/40’			3/7	
SECADORES POR FURGÓN 48’/53’			9/10	
Gas	VOLTAJE DISPONIBLE		208-575V 3ø 3,4w 50/60Hz	
	PESO NETO APROXIMADO		1,440lb	653.17kg
	PESO DE EMBARQUE APROXIMADO		1,580lb	716.67kg
	CIRCULACIÓN DE AIRE 60Hz		2,150cfm	60.88cmm
	50Hz		1,791cfm	50.71cmm
	ENTRADA DE CALOR		375,000Btu/hr	94,498kcal/hr
	CONEXIÓN DE SALIDA (DIÁMETRO)		14”	35.56cm
	CONEXIÓN DE AIRE COMPRIMIDO		N/A	
	VOLUMEN DE AIRE COMPRIMIDO		N/A	
	CONEXIÓN TUBERÍA DE ENTRADA		1”F.N.P.T.	
			1”F.B.S.P.T. (Sólo CE)	
Eléctrico	VOLTAJE DISPONIBLE		208-575V 3ø 3,4w 50/60Hz	
	PESO NETO APROXIMADO		1,440lb	653.17kg
	PESO DE EMBARQUE APROXIMADO		1,580lb	716.67kg
	CIRCULACIÓN DE AIRE 60Hz		2,150cfm	60.88cmm
	50Hz		1,791cfm	50.71cmm
	CONEXIÓN DE SALIDA (DIÁMETRO)		14”	35.56cm
	CONEXIÓN DE AIRE COMPRIMIDO		N/A	
	VOLUMEN DE AIRE COMPRIMIDO		N/A	
	POTENCIA DEL HORNO			
	kW	Btu/hr	kcal/hr	
	72	245,700	61,900	
	75.6	258,000	65,000	
Vapor*	VOLTAJE DISPONIBLE		208-575V 3ø 3,4w 50/60Hz	
	PESO NETO APROXIMADO		1,735lb	786.98kg
	PESO DE EMBARQUE APROXIMADO		1,875lb	850.48kg
	CIRCULACIÓN DE AIRE 60Hz		2,150cfm	60.88cmm
	50Hz		1,791cfm	50.71cmm
	CONSUMO DE VAPOR		209,35lb/hr	204.12kg/hr
	PRESIÓN OPERATIVO DE VAPOR		125psimáx	8.62bar
	CONEXIÓN DE SALIDA (DIÁMETRO)		14”	35.56cm
	CONEXIÓN DE AIRE COMPRIMIDO		1/8”N.P.T.	
	VOLUMEN DE AIRE COMPRIMIDO		4.25cfh	0.12cmh
	HP CALDERA (CARGA NORMAL)		13Bhp	

2.8.3 LAVADORAS

Fig. 2-5: LAVADORA INDUSTRIAL DE ALTAS REVOLUCIONES DE BARRERA SANITARIA
(FUENTE: (Primus Laundry, 2010))

Las lavadoras para uso hospitalario deben contar con las siguientes características básicas:

• Sin anclaje, alta centrifugación
• Marco, rodamientos y tambor sobredimensionados
• Interior y exterior del tambor de acero inoxidable
• Válvula de desagüe de gran dimensión (Ø76mm - MB16) (2x Ø76 mm – MB 2633 44 66)
• Fácil acceso a todas las partes de la máquina
• Motor accionado por variador de flaquencia
• Jabonera
• Apertura extra amplia de la puerta para una fácil carga y descarga de ropa

2.9 ESTERILIZACIÓN

Es el áreas de la cual depende gran parte de la esterilidad de los procedimientos y de los equipos e insumos médicos que se utilizan para la atención, por este motivo es que los equipos que se utilicen para realizar la esterilización deben garantizar la temperatura adecuada para llegar al punto de esterilización y mantenerse por el tiempo requerido para este procedimiento en los diferentes equipos a ser procesados.

2.9.1 ESTERILIZADOR (OPS, 2008)

Un esterilizador a vapor tiene los siguientes componentes principales:

RECIPIENTE DE ALTA PRESIÓN CON TAPA JUNTA

El envase o recipiente sólido donde el agua se calentará en los equipos de vapor bajo presión se llama autoclave.
El espacio donde se ponen los objetos a ser esterilizados se llama cámara esterilizadora.
Para evitar escapes entre el recipiente y la tapa el esterilizador cuenta con una junta entre ambos.
Además, tiene un mecanismo de cerradura con tornillos, o caso contrario, un sistema tipo bayoneta compuesta de autoclaves pequeñas y portátiles.

VÁLVULA DE CONTROL DE PRESIÓN

La válvula de control de presión se encuentra sobre la base para mantener el nivel de vapor deseado. De ser necesario, este permitirá el escape de cierta cantidad de vapor. En las unidades modernas este instrumento es un sensor depresión para el vapor y un sensor de temperatura para el calor.

VÁLVULA DE SEGURIDAD

Es útil cuando existe la posibilidad que la válvula de control no funcione bien. Si ello ocurre, no habrá escape del vapor, y la presión de éste podría subir tanto que podría explosionar. En ese caso, la válvula de seguridad permitirá el escape del vapor. En algunos países esta válvula de seguridad es obligatoria por ley.

MECANISMO DE EXPULSIÓN DEL AIRE

Llamado también *purgador*. Las autoclaves modernas están equipadas con un sistema de expulsión de aire que opera mediante una pieza o fuelle, relleno con una mezcla de agua y alcohol.

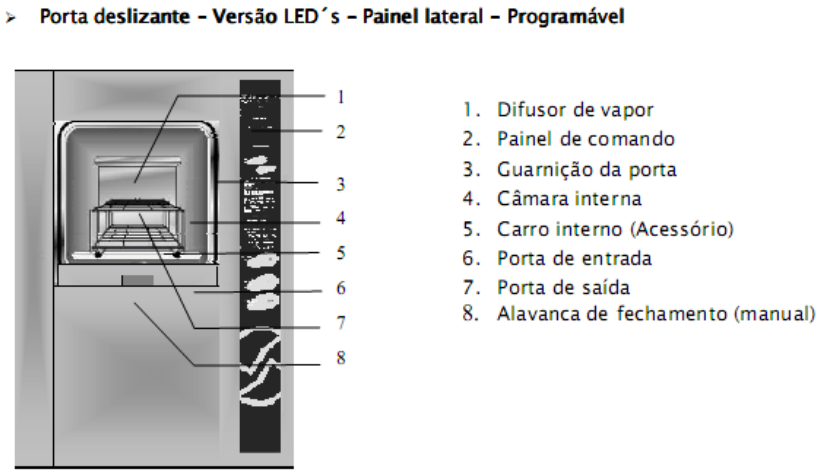


Fig. 2-6: ESTERILIZADOR A VAPOR (FUENTE: (SERCON, 2012))

VENTAJAS Y DESVENTAJAS

Una de las grandes ventajas que presentan los equipos de esterilización que utilizan como medio de calentamiento el vapor es que no presentan problemas al momento de aumentar su temperatura por que utilizan un sistema de intercambio de calor propio y no presentan los inconvenientes o requerimientos que presentan los equipos eléctricos ya que estos necesitan de estabilidad eléctrica durante todo el proceso de trabajo para garantizar la correcta esterilidad de los materiales a trabajar.

2.10 COCINA

En las casa prestadoras de servicios de salud la preparación de alimentos es una de las tareas a las cuales se presta un gran interés, ya que la calidad de alimentos así como los procedimientos de preparación de estos tienen que ser llevados con gran asepsia para garantizar la calidad de alimentos que son servidos a los pacientes por parte de las instituciones de salud.

2.10.1 MARMITA (MIMSA, 2010)

Sirven para cocinar grandes volúmenes, las marmitas son utilizadas en la industria de procesamiento de alimentos para realizar diferentes procesos en los que se involucren transferencias de calor de forma indirecta, entre éstos procesos se encuentran, elaboración de varios productos, leche condensada, salsas, etc., además también se pueden realizar procesos de pasteurización lenta y procesos de cocción de alimentos entre otros.

La marmita, está conformada por una estructura construida en su totalidad en acero inoxidable AISI 304, el cuerpo tiene forma toriesférica (cilindro rematado en esfera), en la parte inferior posee una chaqueta que le permite realizar una transferencia térmica de forma directa. La chaqueta tiene una entrada de agua y una salida para realizar procesos de recirculación.

Fig. 2-7: MARMIA A VAPOR (FUENTE: (MIMSA, 2010))

FUNCIONAMIENTO:

Consiste básicamente en una cámara de calentamiento conocida como camisa o chaqueta de vapor, que rodea el recipiente donde se coloca el material que se desea calentar. El calentamiento se realiza haciendo circular el vapor a cierta presión por la cámara de calefacción, en cuyo caso el vapor es suministrado por la caldera.

2.10.2 MESAS CALIENTES (EHO, 2009)

Los restaurantes, cafeterías, servicios de alimentos e incluso de carros de comida, utilizan mesas de vapor en sus operaciones diarias. Si bien la cantidad de usos puede ser limitada, la forma en cómo se utilizan y se mantienen, puede marcar la diferencia entre la comida servida de forma adecuada y la que no lo es. Los trabajadores nuevos en el ambiente de la cocina deben estar capacitados en todos los aspectos de requisitos de uso y mantenimiento para obtener los mejores resultados.

Fig. 2-8: MESA CALIENTE (FUENTE: (GASTRODIREC EUROPA S.A., 2011))

USO PRINCIPAL

El principal uso de la mesa de vapor de comida es mantener los alimentos calientes antes de servir. La comida que cae por debajo de una temperatura de 140 grados Fahrenheit (60 °C) está en riesgo de contraer bacterias, por lo que es imprescindible mantener todos los productos alimenticios en o por encima de esta temperatura durante el servicio, para prevenir enfermedades transmitidas en los alimentos. Las mesas de vapor no pueden utilizarse para calentar alimentos fríos, sólo para mantener los alimentos que han sido adecuadamente calentados en un horno de caldera de vapor, o en una estufa o plancha.

Servir alimentos calientes

Las mesas de vapor también proporcionan una plataforma para servir directamente a la comida caliente, como se observa a menudo en una cafetería o restaurante. Los trabajadores pueden aumentar la eficiencia de la mesa de vapor y evitar que la

comida cambie de temperatura, manteniendo la mesa de vapor cubierta cuando no sirvan y sacando con regularidad las bandejas si el servicio es lento.
Tipos de mesas de vapor
Mientras que algunos restaurantes y cafeterías tienen unidades estacionarias de mesa de vapor, muchas operaciones itinerantes como camiones de comidas o alimentos, poseen mesas de vapor más pequeñas y portátiles que mantienen el calor por electricidad o usando alcohol en gel portátil. También pueden llamarse mesa de excoriación, pero tienen el mismo diseño básico y función que una mesa de vapor permanente. Las tablas de vapor comerciales por lo general poseen un tamaño estándar de 12 por 20 pulgadas (30 x 50 cm), y pueden tener un máximo de cinco espacios, pero se utilizan unidades más pequeñas que se ven a menudo en carros ambulantes de alimentos como los de perros calientes.

FUNCIÓN Y MANTENIMIENTO
La mayoría de las mesas de vapor trabajan calentando una pequeña cantidad de agua en un pozo abierto de la mesa e insertando una bandeja de comida caliente en el pozo. Cuando estas mesas se usan durante varias horas en el transcurso del día, a menudo es necesario añadir más agua al pozo, ya que el agua se evapora con el calor después de un periodo de tiempo. Debido a que estas unidades no calientan los alimentos directamente, permanecen relativamente limpios, pero tienen que limpiarse y desinfectarse al final de la jornada de trabajo. El agua que queda en el pozo debe desecharse, y secarse, luego debes desinfectarla antes de su uso posterior, para evitar el crecimiento de bacterias.

2.11 ANÁLISIS DE CONSUMOS DE VAPOR

2.11.1 ANÁLISIS DE LOS DATOS DE CONSUMO

Los equipos a utilizar deben cumplir con los requerimientos de consumo exigidos por el Hospital San Juan de Dios, para consideraciones de diseño se ha tomado los datos proporcionados por el mismo hospital en sus proyecciones económicas y de atención el cual nos arroja el siguiente resumen de datos en cuanto ocupación en diferentes áreas médicas como en el personal que va a laborar en esta institución.

TABLA 7: PROYECCIÓN DE OCUPACIÓN DEL HOSPITAL SAN JUAN DE DIOS (FUENTE: ASOGALENICA S.A.)

Proyección de Ocupación del Hospital San Juan de Dios	
Camas de Hospitalización	**30**
Camas de Emergencia	**4**
Quirófanos	**3**
Cuidados Intensivos y Neonatología	**12**
Total de Camas	**49**
Personal médico y Administrativo	**13**
Ocupación Total	**62**

2.11.2 CONSUMO DE VAPOR EN LAVANDERÍA

Los consumos presentados a continuación son tomados de datos proporcionados por Martimpex S.A empresa Guayaquileña especializada en equipos de lavandería para diferentes usos y en especial para servicios hospitalarios, estos equipos están fabricados bajo normas internacionales y certificaciones para este tipo de usos además que esta empresa se encuentra certificada como proveedora de equipos al sistema público de salud como para el sistema hospitalario del IESS.

Las características de estos equipos han sido seleccionadas en función de los niveles de ocupación previstos para el hospital anteriormente mencionado.

TABLA 8: CONSUMO DE VAPOR EN LAVANDERÍA (FUENTE: AUTORES)

Consumo de vapor para Lavandería				
N de Equipos	**Equipo**	**Consumo individual**	**Consumo (lb/h)**	**Presión de Trabajo (psi)**
1	**Rodillo de Planchado**	**275,2**	**275,2**	**100**
2	**Lavadora**	**91**	**182**	**116,03**
1	**Secadora**	**209,35**	**209,35**	**100**
	Consumo Total (lb/h)		**666,55**	**116,03**

2.11.3 CONSUMO DE VAPOR PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE

Los cálculos realizados para la obtención de la cantidad de vapor requerido para el calentamiento de agua de uso sanitario de personas hospitalizadas, está dado en función de las tablas y las formulas proporcionados en el libro "Calderas Industriales y Marinas " del autor Ángel Vargas Zúñiga.

Este libro nos da los valores de 4 gal/h de agua caliente por personas hospitalizada para fines de alimentación, la presente formula es utilizada para el cálculo de vapor requerido para calentar agua en función del número de personas hospitalizadas:

(N de personas) x (4 gal/h) x (0,065 CC/(gal/h)) = vapor requerido en CC

En el libro antes mencionado también nos da los valores de 4,5 gal/h de agua caliente por personas hospitalizada para fines de fisioterapia y otros usos, la presente formula es utilizada para el cálculo de vapor requerido para calentar agua en función del número de personas hospitalizadas:

(N de personas) x (4,5 gal/h) x (0,065 CC/ (gal/h)) = vapor requerido en CC

El factor de conversión utilizado para pasar de CC a lb/h es:

1 CC = 34,5 lb/h

Para motivos de cálculo de consumo de agua para alimentación se consideró el número de 49 personas hospitalizadas como proyección de atención a plena carga en el hospital, pero para el cálculo de consumo de agua caliente para fisioterapia y otros usos como agua caliente de uso sanitario, se consideró el número de 80

personas que engloba los pacientes hospitalizados y el personal médico que pasan las 24 horas en servicio de atención médica.

TABLA 9: CONSUMO DE VAPOR HIDROSANITARIO (FUENTE: AUTORES)

Consumo de vapor para Producción de Agua Caliente					
Para personas Hospitalizadas (Régimen alimenticio 4 gal/h de agua)					
N de personas	*** 4 (gal/h)**	**x 0,065 (gal/cal/h))**	**Consumo total en CC**	**Consumo total en lb/h**	
34	**4**	**0,065**	**8,84**	**304,98**	
Para personas Hospitalizadas (fisioterapia y otros usos 4,5 gal/h de agua)					
N de personas	*** 4,5 (gal/h)**	**x 0,065 (gal/cal/h))**	**Consumo total en CC**	**Consumo total en lb/h**	**Presión de Trabajo (psi)**
46	**4,5**	**0,065**	**13,455**	**464,1975**	**115,94**
		Consumo Total (lb/h)		**769,1775**	**115,94**

2.11.4 CONSUMO DE VAPOR EN ESTERILIZACIÓN

Al no contar con datos de proveedores de equipos de esterilización que nos sirvan para determinar el consumo de vapor de estos equipos en el Hospital San Juan de Dios nos hemos servido de las recomendaciones dadas por el Instituto Mexicano del Seguro Social, que en su norma nos habla de datos proporcionados por AMSCO para esterilizadores:

TABLA 10: CONSUMOS DE VAPOR PARA ESTERILIZACION (FUENTE: (INSTITUTO MEXICANO DE SEGURRIDAD SOCIAL, 2004))

MEDIDAD DEL ESTERILIZADOR	FORMA DE EXTRACCION DEL AIRE	TIPO	CONSUMO DE VAPOR Lb/h.
16*26	**GRAVEDAD**	**CONVENCIONAL**	**25**
16*16*26	**GRAVEDAD**	**CONVENCIONAL**	**35**
16*16*26	**GRAVEDAD**	**ALTA VELOCIDAD**	**50**
20*38	**GRAVEDAD**	**CONVENCIONAL**	**45**
20*20*38	**GRAVEDAD**	**CONVENCIONAL**	**60**
20*20*38	**GRAVEDAD**	**ALTA VELOCIDAD**	**75**
24*36*36	**GRAVEDAD**	**CONVENCIONAL**	**80**
24*36*36	**GRAVEDAD**	**ALTA VELOCIDAD**	**140**
24*36*36	**CON BOMBA**	**VACAMATIC**	**190**
24*36*48	**GRAVEDAD**	**CONVENCIONAL**	**105**
24*36*48	**GRAVEDAD**	**ALTA VELOCIDAD**	**165**
24*36*48	**CON BOMBA**	**VACAMATIC**	**255**
24*36*60	**GRAVEDAD**	**CONVENCIONAL**	**140**
24*36*60	**GRAVEDAD**	**ALTA VELOCIDAD**	**200**
24*36*60	**CON BOMBA**	**VACAMATIC**	**335**

De esta tabla se han elegido dos esterilizadores de dimensiones 20x20x38 que cumplen con los requerimientos previstos por el Hospital para que cubran las necesidades en las áreas de críticas (quirófanos, cuidados intensivos, neonatología, y emergencia), los cuales van a ser instalados en un área de esterilización centralizada.

TABLA 11: CONSUMO DE VAPOR EN ESTERILIZACIÓN (FUENTE: AUTORES)

Consumo de vapor para Esterilización				
N de Equipos	**Equipo**	**Consumo individual**	**Consumo (lb/h)**	**Presión de Trabajo(psi)**
2	**Esterilizadores**	**80**	**160**	**75**
	Consumo Total (lb/h)		**160**	**75**

2.11.5 CONSUMO DE VAPOR EN EQUIPOS DE COCINA

Los datos de consumo para los equipos de cocina presentados a continuación son dados por la empresa proveedora Termalimex compañía quiteña que nos facilitó los datos en función de las necesidades requeridas por el Hospital San Juan de Dios para satisfacer las necesidades de consumo, de la provisión de comida para el hospital.

TABLA 12: CONSUMO DE VAPOR EN COCINA (FUENTE: AUTORES)

Consumo de vapor para Cocina				
N de Equipos	**Equipo**	**Consumo individual**	**Consumo (lb/h)**	**Presión de Trabajo (Psi)**
2	**Marmita**	**68,64**	**137,28**	
1	**Mesa caliente**	**105**	**105**	
1	**Lavadora de Loza**	**55**	**55**	
1	**Plancha de vapor**	**60**	**60**	
	Consumo Total (Lb/h)		**357,28**	**15**

CAPITULO 3

3 SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN

Como hemos enunciado en el capítulo 1, el empleo del vapor como fluido térmico lleva implícito un esquema básico consistente en un punto de generación, un punto de utilización y entre ellos debe disponerse de una red de tuberías que los enlazan y son el medio de transporte de un punto al otro.

3.1 DESCRIPCIÓN DE NUESTRA RED DE VAPOR

Debemos determinar las dimensiones desde el punto de salida, como están dispuestas las tuberías, cuales son los consumos de los equipos, la dimensión de todos los ramales y finalmente el espesor del aislante, para ello podemos parametrizar de la siguiente manera:

1. Dimensionar el caldero
2. Diseño de la red de vapor
3. Evaluar los consumos
4. Dimensionamiento de la tubería
5. Dimensionamiento del aislante

3.2 DIMENSIONAR EL CALDERO

Para poder dimensionar el caldero lo que debemos hacer es tomar primero los consumos sumados de los equipos que requieren vapor, para ello sectorizamos por áreas de trabajo, los cuales nos dan los equipos y estos a su vez su requerimiento individual, esto lo resumimos en la siguiente tabla:

TABLA 13: RESUMEN DE LOS EQUIPOS A UTILIZAR Y EL CONSUMO REQUERIDO (FUENTE: (AUTORES))

Consumo Total de Vapor			
Área	**Equipo**	**Consumo (lb/h)**	**Presión de trabajo (PSI)**
lavandería	**lavadora de ropa**	**182**	**116,03**
	secadora	**209,35**	**100**
	rodillo de planchado	**275,2**	**100**
esterilización	**esterilizador (autoclave)**	**160**	**75**
Agua caliente	**intercambiador**	**769,1775**	**115,94**
cocina	**marmitas**	**137,28**	**15**
	lavadora de loza	**55**	**15**
	plancha de vapor	**60**	**15**
	mesa caliente	**105**	**15**
total consumo de vapor		**1953,0075**	**116,03 (Psi máxima)**

Si bien estos datos nos sirven preliminarmente para poder dimensionar un caldero estos no serían los datos más eficientes, pues estos nos darían calderos muy sobredimensionados, ya que los requerimientos de trabajo en instituciones de salud son por intervalos los cuales hemos logrado determinar mediante la consulta con instituciones de salud pública en las ciudades de Quito y Cuenca; a continuación presentamos un cuadro en el que demostramos los tiempos de trabajo por secciones, para esto hemos obtenido la ayuda de los respectivos jefes de mantenimiento de dichas instituciones:

TABLA 14: TIEMPOS DE TRABAJO PARA CADA AREA DEL HOSPITAL (FUENTE: AUTORES)

TIEMPO DE TRABAJO EN LOS HOSPITALES			
HOSPITAL:	VICENTE CORRAL MOSCOSO (CUENCA)		
AREA DE TRABAJO	INICIO	FIN	TOTAL TIEMPO
LAVANDERIA	6:00	15:00	9
COCINA	6:00	15:00	9
ESTERILIZACIÓN	6:00	15:00	9
HIDROSANITARIA	0:00	0:00	24
REFERENCIA:	ING. ANDRES ORDOÑEZ		
HOSPITAL:	JOSE CARRASCO ARTEAGA (CUENCA)		
AREA DE TRABAJO	INICIO	FIN	TOTAL TIEMPO
LAVANDERIA	7:00	15:00	8
COCINA	7:00	15:00	8
ESTERILIZACIÓN	7:00	15:00	8
HIDROSANITARIA	0:00	0:00	24
REFERENCIA:	TNLG: ROBERTO CEBALLOS		
HOSPITAL:	ENRIQUE GARCES (SUR DE QUITO)		
AREA DE TRABAJO	INICIO	FIN	TOTAL TIEMPO
LAVANDERIA	7:00	16:00	9
COCINA	7:00	16:00	9
ESTERILIZACIÓN	7:00	16:00	9
HIDROSANITARIA	0:00	0:00	24
REFERENCIA:	ING. PEDRO TOBAR		

Como podemos observar la única sección que trabaja continuamente es la hidrosanitaria, los demás tienen un rango de operación entre 8 y 9 horas, con base en estos datos nos debemos plantear coeficientes de simultaneidad para cada sección, de esto presentamos la siguiente tabla:

TABLA 15: COEFICIENTES DE SIMULTANEIDAD EN BASE A LAS HORAS DE TRABAJO POR CADA SECCION (FUENTE: AUTORES)

COEFICIENTES DE SIMULTANEIDAD			
AREAS DE TRABAJO	**HORAS**	**PORCENTAJE**	**COEFICIENTE**
TIEMPO DE TRABAJO DEL HOSPITAL	**24**	**100**	**1**
TIEMPO DE TRABAJO EN LAVANDERIA	**9**	**37,5**	**0,375**
TIEMPO DE TRABAJO DE COCINA	**9**	**37,5**	**0,375**
TIEMPO DE TRABAJO EN ESTERILIZACION	**9**	**37,5**	**0,375**
TIEMPO DE TRABAJO EN HIDROSANITARIA	**24**	**100**	**1**

Ahora con esto coeficientes de simultaneidad procedemos a calcular los consumos reales; para esto tomamos los consumos sumados de cada sección y los multiplicamos por nuestros coeficientes:

TABLA 16: CONSUMO REAL REQUERIDO POR LOS EQUIPOS PARA NUESTRO HOSPITAL. (FUENTE: AUTORES)

AREA	CONSUMO	COEFICIENTE DE SIMULTANEIDAD	CONSUMO FINAL
Lavandería	**666,55**	**0,375**	**249,95625**
Agua Caliente	**769,1775**	**1**	**769,1775**
Esterilización	**160**	**0,375**	**60**
Cocina	**357,28**	**0,375**	**133,98**
Consumo Total (lb/h)			**1213,11375**

El consumo que tenemos ahora nos servirá para calcular la dimensión de nuestra caldera.

Otro dato muy importante es la proyección o el tiempo estimado de vida que deberíamos darle a nuestra caldera, para esto nos referimos a los proveedores y vemos que el tiempo estimado de vida útil de una caldera con normativas es de 25 años[2], además del crecimiento o la proyección que tiene el hospital a futuro, para esto hemos consultado con el Dr. Alejandro Pineda, el cual es el presidente ejecutivo de ASOGALENICA (empresa propietaria del hospital), el cual según los documentos enviados a la CFN (Corporación Financiera Nacional) pretenden crecer junto con la población a 25 años dado estos datos, hemos optado por requerir los datos de habitantes al INEC (Instituto Nacional de Estadísticas y Censos), para esto nos vamos a la página web del INEC[3], pagina gubernamental de Ecuador y vemos la población que tiene Cuenca según el censo de 2012 y su respectiva proyección a 25 años. (ANEXO 10), de esto tenemos que la población crecerá un 50.45% por lo tanto la demanda crecerá un 50.45%.

[2](PICHINCHA), 19 AL 22 DE SEPTIEMBRE DE 2011).Cap.2
[3]ww.inec.gob.ec

Además de estos datos necesitamos saber los datos atmosféricos de la ciudad de Cuenca para ello recurrimos a las oficinas de la DAC (Dirección de Aviación Civil), ubicados en el aeropuerto Mariscal Lamar de la misma ciudad; los cuales nos brindaron ciertos datos:

TABLA 17: DATOS GEOGRAFICOS DE LA CIUDAD DE CUENCA. (FUENTE: AUTORES)

	DATOS
Ciudad	**Cuenca**
Altura	**2525 m sobre nivel del mar**
Presión Atmosférica	**754 mbar**
Temperatura Promedio	**16 °C**
Velocidad del Viento	**Predominante 6 Nudos dirección NE**

Como en los anteriores datos tenemos la presión en PSI transformamos la presión de Cuenca de mbar a Psi y tenemos 10.933PSI

A continuación procedemos con los cálculos:

CONSUMO REQUERIDO DEL HOSPITAL (lb/h)	1213,11375	(lb/h)
CRECIMIENTO DE LA DEMANDA DE VAPOR EN 25 AÑOS	606,556875	(lb/h)
TOTAL DE CONSUMO DE VAPOR EN 25 AÑOS	**1819,67063**	**(lb/h)**

Ahora de lb/h a BHP (boiler horse power)

$$= \frac{1819.67063}{34.5} = 52.7440761\ BHP$$ [4]

Entonces tenemos 52.74 BHP que es el valor neto que necesitamos a nivel del mar; Como la instalación es en la ciudad de Cuenca; tenemos:

TABLA 18: VALORES DE PRESIÓN Y TEMPERATURA. (FUENTE: AUTORES)

cuenca	**p1=**	**10,93**	**psi**
mar	p2=	14,7	psi
cuenca	T1=	60,8	ºF
mar	T2=	70	ºF

[4](SARCO, REFERNCIA TECNICA CALDERAS Y ACCESORIOS, 1999).Pag.34.

Aplicamos la ecuación general de los gases:

$$P1 * \frac{V1}{T1} = P2 * \frac{V2}{T2}$$ [5]

Donde tenemos:

TABLA 19: DIFERENCIAL DE VOLUMEN. (FUENTE: AUTORES)

cuenca	**p1=**	**10,93**	**psi**	**10,93**	**PSI**
Mar	p2=	14,7	psi	14,7	PSI
cuenca	T1=	60,8	ºF	520,47	ºR
Mar	T2=	70	ºF	530	ºR
V1/V2=				**1,32**	

Ahora elevamos la necesidad de vapor por 1.32 debido a la diferencia de alturas con lo que tenemos:

52,7440761 *1,32= **69,6611587 BHP**

Ahora por un margen de seguridad debido a perdidas y otros motivos utilizo un factor del 10%[6], elevo esta necesidad a 79.66 BHP con lo cual la caldera que requiero es de **80 BHP**, pues una de 79.66 no existe en el mercado y la menor seria de 60 BHP con lo que no podríamos operar nuestros equipos.
Ahora bien como ya hemos citado antes por requerimientos de la OMS (Organización Mundial de la Salud), no podemos tener solo una caldera sino dos de la misma dimensión por motivos de seguridad en el abastecimiento.

3.3 DISEÑO DE LA RED DE VAPOR

Para el diseño y la distribución de los ramales de tuberías tanto principales como sus derivaciones, hemos tomado como referencia la ubicación que estuvo predeterminada en el diseño arquitectónico de la edificación el cual en la actualidad está casi completo, para esto hemos estado ínsito en la edificación y hemos adquirido los planos originales que nos proporcionaron en las oficinas ejecutivas del hospital, pues así tendremos todas las distancias correctas que corresponden a nuestra red.

[5](PICHINCHA), 19 AL 22 DE SEPTIEMBRE DE 2011) Cap.1
[6](PICHINCHA), 19 AL 22 DE SEPTIEMBRE DE 2011)Cap. 1

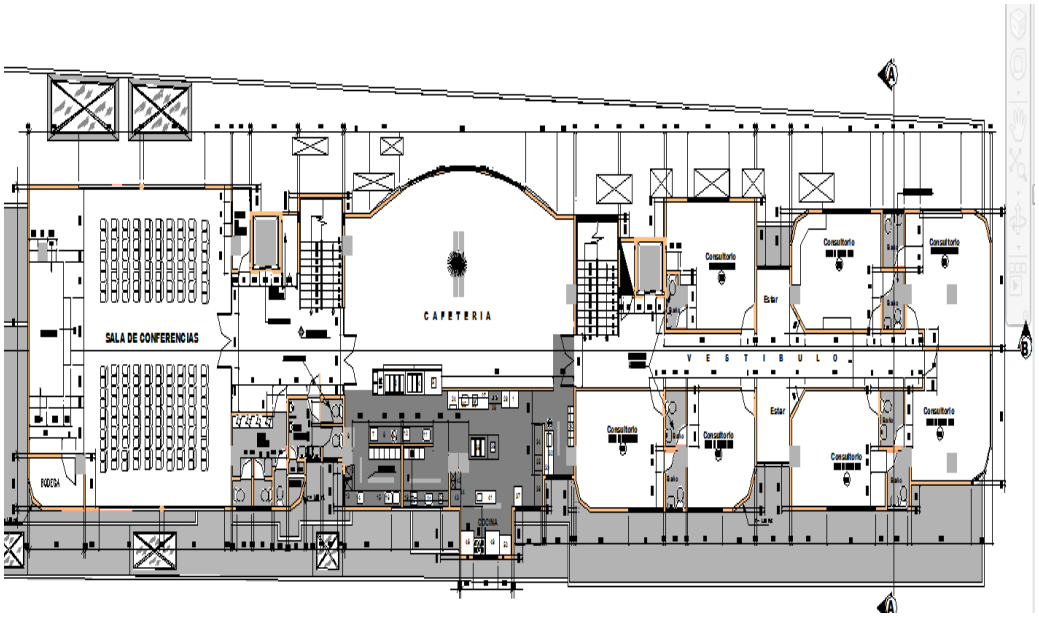


Fig. 3-1: EJEMPLO DE LOS PLANOS FACILITADOS DEL HOSPITAL EN AUTOCAD (FUENTE: (ASOGALENICA S.A.))

Una vez con los planos en formato dwg. (Archivo de AutoCAD) hemos procedido a levantar nuestros planos (ANEXO 3), y posteriormente a levantar una perspectiva isométrica esquematizada para tener una mejor proyección de cómo es nuestra red desde la casa de fuerza hasta los equipos en sus distintos niveles, además esto ayuda para poder contabilizar los accesorios que intervienen en la red tales como codos, tés, sistemas de reducción, etc., longitudes de tubería y demás dispositivos.

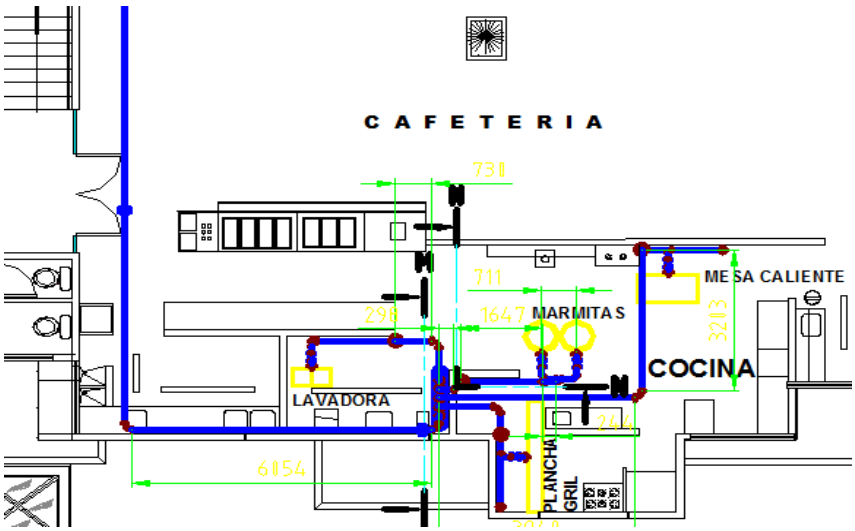


Fig. 3-2: EJEMPLO DE PROYECCION DE RED DE TUBERIA PARA LA SECCION DE COCINA (FUENTE: AUTORES)

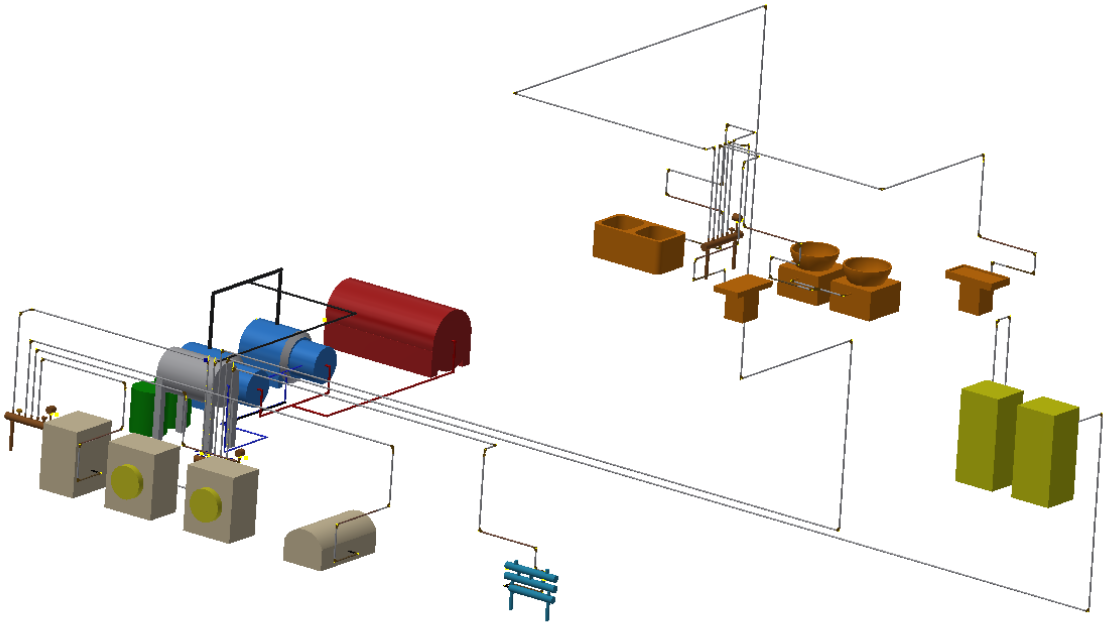


Fig. 3-3: ESQUEMA ISOMETRICO DE LA RED DE VAPOR (FUENTE: AUTORES)

3.4 EVALUAR LOS CONSUMOS

En el capítulo 2 ya hemos realizado el análisis de los consumos y los equipos a utilizar, pero los datos de los equipos como los caudales y las presiones requeridas de vapor se proporcionan en su mayoría en unidades del Sistema Ingles motivo por el cual nos hemos visto en la necesidad de transformar estas unidades a del Sistema Internacionales "SI", para ello hemos elaborado un pequeño calculo basándonos en las siguientes cifras:

- Caudal en unidades masa:

  1 lb/h=0.454Kg/h [7]

- Presión
  1 Psi= 0.069 bar [8]

Partiendo de estos datos procedemos a realizar los cálculos respectivos y presentamos un resumen de los equipos a utilizar con sus respectivos consumos:

[7] Apéndice B /B-14 flujo de fluidos CRANE
[8] Apéndice B /B-14 flujo de fluidos CRANE

TABLA 20: RESUMEN DE LAS PRESIONES DE TRABAJO Y CONSUMOS PARA LAS AREAS REQUERIDAS (FUENTE: AUTORES)

AREA	CONSUMO		PRESIONES DE TRABAJO	
	lb/h	**kg/h**	**Psi**	**bar**
lavandería	**666,55**	**281.73**	**116,03**	**8,00607**
lavadora de ropa	**182**	**82,628**	**116,03**	**8,00607**
secadora	**209,35**	**95,0449**	**100**	**6,9**
rodillo de planchado	**275,2**	**124,9408**	**100**	**6,9**
esterilización	**160**	**72,64**	**75**	**5,175**
hidrosanitaria	**769,1775**	**349,206585**	**115,94**	**8**
cocina	**357,28**	**156.75**	**15**	**1,035**
lavadora de loza	**55**	**24,97**	**15**	**1,035**
marmitas	**137,28**	**62,32512**	**15**	**1,035**
mesa caliente	**105**	**47,67**	**15**	**1,035**
plancha de vapor	**60**	**27,24**	**15**	**1,035**

Como podemos observar en esta tabla no solo tenemos los datos de los equipos sino también de las secciones de lavandería y de cocina porque como estas secciones tienen algunos artefactos que requieren vapor, sus ramales correspondientes deben llegar primero a un colector (manifull) y desde estos salen ramales secundarios a los equipos respectivos.

3.5 DIMENSIONAMIENTO DE LA TUBERIA

Básicamente la línea de distribución de vapor desde la casa de máquinas y más concretamente desde el manifull principal hasta los equipos constan de tuberías o redes principales y red de derivación en la que consta un sistema armado para la reducción de vapor y un sistema para el trampeo, así también de un sistema adaptación al equipo, pues nuestro objetivo es diseñar la red desde su origen hasta el lugar donde se requiere el vapor; como todos los equipos requieren el mismo esquema de sistemas hemos procedido a dar una longitud equivalente a los accesorios que lo conforman, pues esta longitud es independiente de su diámetro, así como de sus caudales y temperaturas; a continuación presentamos un esquema de la forma en que llega la red de vapor hasta el equipo:

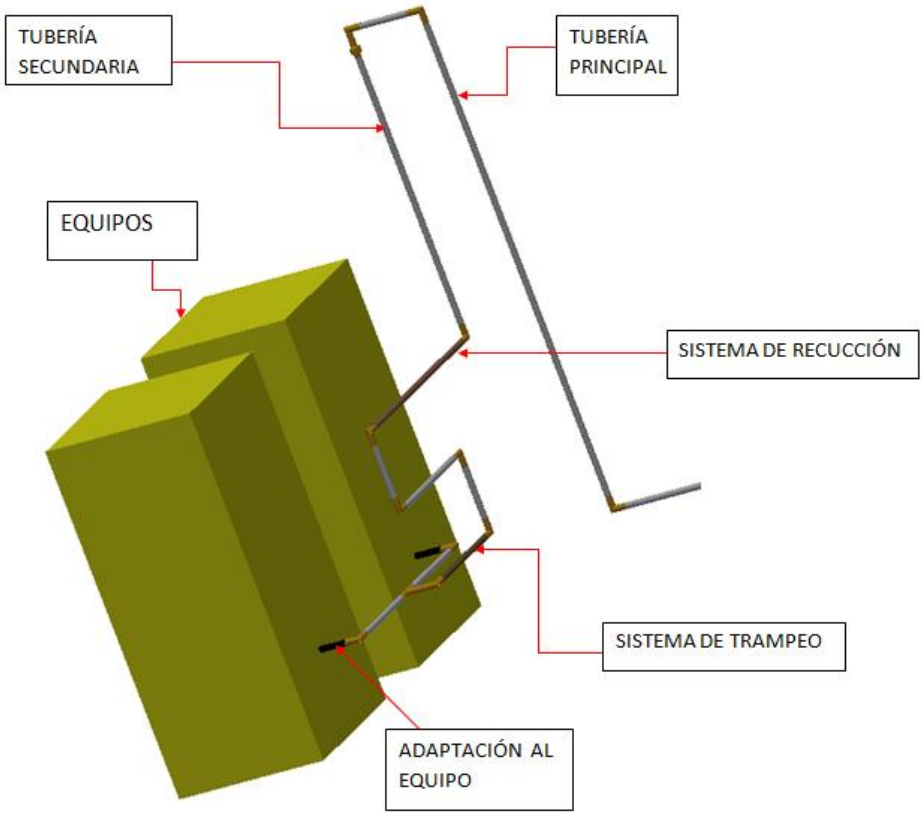


Fig. 3-4: ESQUEMA DE LA RED DE VAPOR A UN EQUIPO (FUENTE: AUTORES)

A continuación con el esquema con el que llegan los diferentes ramales hasta los equipos procedemos a realizar el cálculo respectivo de las longitudes equivalentes de tubería:

TABLA 21: LONGITUDES EQUIVALENTES DE LOS DIVERSOS SISTEMAS QUE INTERVIENEN EN LA RED DE VAPOR (FUENTE: AUTORES)[9]

SISTEMA	ACCESORIO	CANTIDAD	LONGITUD EQUIVALENTE	TOTAL	m
JUNTA DE DILATACION	JUNTA DE DILATACION	1	75	75	7,5
LONGITUD TOTAL					7,5
ADAPTACION AL EQUIPO	NUDO UNIVERSAL	1	0	0	0
	VALVULA DE COMPUERTA	1	7	7	0,7
	CODO 90°	1	32	32	3,2
	NEPLOS	2	100	200	0,2
LONGITUD TOTAL					4,1
SISTEMA DE TRAMPEO	VALVULA CHECK	1	170	170	17
	TRAMPA TERMODINAMICA	1	200	200	20
	FILTRO	1	200	200	20
	NUDO UNIVERSAL	2	0	0	0
	VALVULA DE COMPUERTA	2	7	14	1,4
LONGITUD TOTAL					58,4
SISTEMA REDUCTOR DE PRESION	TRAMPA DE VAPOR	1	200	200	20
	VALVULA DE COMPUERTA	5	7	35	3,5
	SEPARADOR	1	100	100	10
	VALVULA DE GLOBO	1	350	350	35
	MANOMETRO	2	350	700	70
	VALVULA DE SEGURIDAD	1	100	100	10
	VALVULA REDUCTORA DE PRESION	1	200	200	20
	FILTRO	1	200	200	20
	CODO 90°	3	32	96	9,6
	CURVATURA 180°	1	75	75	7,5
	TE	6	20	120	12
	NEPLO	4	100	400	0,4
	TRAMOS DE TUBERIA	1	1231	1231	1,231
LONGITUD TOTAL					219,231
TRAMOS DE TUBERIA PARA SISTEMA REDUCTOR	TUBO	2	183	366	0,366
	TUBO	1	403	403	0,403
	TUBO	1	146	146	0,146
	TUBO	1	190	190	0,19
	TUBO	1	126	126	0,126
LONGITUD TOTAL					1,231

A continuación planteo una tabla con los valores de longitud total de tubería para cada equipo y sección, para poder observar todos los elementos que constituyen la dimensión de la longitud de tubería, debemos ver (ANEXO 5), pues en ellos se detalla el accesorio, la cantidad y su Le. (Longitud equivalente), correspondiente.

[9] La tabla deriva de la tabla de accesorios y longitudes equivalentes del los apéndices del libro de Azevedo Álvarez, Manual de Hidráulica, Harla México, 1975, Pag.694 y 695.

TABLA 22: TABLAS CORRESPONDIENTES A LAS LONGITUDES DE TUBERIA (FUENTE: AUTORES)

SECCION	LONGITUD [m]
LAVANDERÍA	**34,721**
LAVADORA DE ROPA	**316,222**
SECADORA	**305,443**
RODILLO	**315,706**
ESTERILIZACIÓN	**97,494**
ESTERILIZADOR	**317,177**
HIDROSANITARIA	**27,867**
INTERCAMBIADOR	**299,219**
COCINA	**121,877**
MARMITAS	**328,605**
PLANCHA CALIENTE	**313,046**
MESA CALIENTE	**318,645**
LAVADORA DE LOZA	**318,333**

Una vez obtenidas las longitudes totales de la tubería procedo al realizar los cálculos pertinentes para determinar el diámetro de la tubería; para ello necesito unos datos iníciales los cuales obtengo de las tablas de vapor (ANEXO 4), pues los datos de caudal, consumo del equipo los obtuve anteriormente, el dato de entrega de presión de la caldera me lo dan los proveedores al haber solicitado una proforma para un caldero de 80 BHP. (ANEXO 2).

Las tuberías se pueden seleccionar basándose en una de las dos características:

- Velocidad del fluido
- Caída de presión

3.5.1 DIMENSIONADO DE LAS TUBERIAS SEGÚN LA VELOCIDAD DE VAPOR:

Si se dimensiona la tubería en función de la velocidad, entonces los cálculos se basan en el volumen de vapor que se transporta con relación a la sección de la tubería.

A continuación desarrollamos el proceso matemático para determinar el diámetro de tubería para la sección de lavandería:

TABLA 23: DATOS DE ORIGEN. (FUENTE: AUTORES)

Datos de Origen			
consumo del equipo	**presión**	**8,625**	**[bar]**
Temperatura (Anexo 4)		**173,588**	**[°C]**
entrega del caldero (Anexo 2)	**presión**	**8,625**	**[bar]**
longitud de tubería		**34,721**	**[m]**
caudal másico	**Qm**	**281,7297**	**[kg/h]**
rugosidad de tubería	**ε**	**0,05**	**[mm]**
presión media		**8,625**	**[bar]**
densidad (Anexo 4)	**ρ**	**4,46846**	**[kg/m^3]**
viscosidad dinámica (Anexo 4)	**μ**	**0,0148038**	**[cp]**

La presión media es la suma de las presiones de caldera y del equipo, luego dividida para 2 [10]

Una vez obtenidos estos datos de las tablas de vapor procedo a la primera ecuación para obtener el caudal volumétrico:

$$Q = \frac{Qm}{\rho} \qquad 11$$

Q= 63,0484999 [m^3/h]

De la ecuación de velocidad de un fluido puedo determinar el primer diámetro para comenzar una iteración

$$v = \frac{4 * Q}{\pi * D^2} \qquad 12$$

Como podemos observar tengo dos incógnitas la velocidad y el diámetro pero para poder comenzar mis iteraciones utilizo 15 m/s [13], pues es una velocidad a la que me debo restringir para tener menores pérdidas; por lo tanto puedo despejar D y obtengo:

Di= 38,5563184[mm]

A continuación obtengo la viscosidad cinemática:

[10](JUNTA DE CASTILLA Y LEON, 2010)Pag.48.
[11](JUNTA DE CASTILLA Y LEON, 2010)Pag.48
[12](CRANE, 1998)Pag.3-2
[13](SARCO, DISTRIBUCION DEL VAPOR, 1998) Pag.9

$$\vartheta = \frac{\mu}{\rho}$$ [14]

Dónde: σ= 3,31295346 [cSt]

Procedo a determinar el tipo de flujo que tengo:

Reynolds :

$$R = \frac{\rho * v * D}{\mu} = 10^3 \frac{v * D}{\vartheta} = \frac{4 * 10^6}{3.6} * \frac{Q}{\pi * D * \sigma}$$ [15]

R=174570,752

Si R<2000 flujo laminar y si R>2000 flujo turbulento [16]

Como tengo un flujo turbulento el factor de fricción viene dado por la fórmula de White – Colebrook

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2log\left(\frac{\epsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{R\sqrt{fo}}\right)$$ [17]

Donde despejo f y fo =0.0025 para comenzar un proceso iterativo hasta que f se estabilice.

Primer f=0.0024

Reemplazo este f en fo y nuevamente procedo al cálculo donde f final es

f=0.02227841

Ahora procedo a determinar la rugosidad relativa

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0.0012968$$ [18]

[14](CRANE, 1998)Pag.3-2
[15](CRANE, 1998)Pag.3-2
[16](JUNTA DE CASTILLA Y LEON, 2010)Pag.34
[17](Streeter, 2000)Pag.290

Ahora procedo a determinar el factor de perdida hf con la ecuación de Darcy-Weisbach

$$hf = f * \frac{L}{D} * \frac{v^2}{2g} = f * \frac{L}{D^5} * \frac{8*Q^2}{\pi^2 g}$$ [19]

$$hf = 230.072276[mcv] = 0.10085355\ [bar]$$

Despejo f de la formula anterior

$$f = hf * \frac{D^5 * \pi^2 * g}{8 * L * Q^2}$$

Si el factor de carga k

$$k = hf * \frac{\pi^2 * g}{8 * L * Q^2}$$ [20]

Entonces reemplazando $f = k * D^5$

Si finalmente reemplazo esta última fórmula en 13 tenemos:

$$\frac{1}{\sqrt{k * D^5}} = -2log\left(\frac{\varepsilon/Di}{3.7} + \frac{2.51}{\frac{4Q}{\pi D\vartheta}\sqrt{kDi^5}}\right)$$ [21]

Donde despejo D y Di=38.55 para poder comenzar el proceso iterativo hasta que D se estabilice
Entonces D=29.8 [mm]

Como este diámetro no es comercial nosotros tenemos que acercarlo al diámetro comercial más próximo para ello hemos realizado la siguiente tabla:

[18](JUNTA DE CASTILLA Y LEON, 2010).Pag.33.
[19](Streeter, 2000)Pag.295
[20](Streeter, 2000)Pag.296.
[21](JUNTA DE CASTILLA Y LEON, 2010)Pag.48.

TABLA 24: DIAMETROS COMERCIALES (FUENTE: AUTORES)[22]

DIAMETRO NOMINAL	DIAMETRO EXTERIOR [m]	DIAMETRO INTERIOR [m]	ESPESOR [m]
1/2	**0,0213**	**0,0158**	**0,0028**
3/4	**0,0267**	**0,0209**	**0,0029**
1	**0,0334**	**0,0266**	**0,0034**
1 1/4	**0,0422**	**0,0351**	**0,0036**
1 1/2	**0,0483**	**0,0409**	**0,0037**
2	**0,0603**	**0,0437**	**0,0039**
2 1/2	**0,0730**	**0,0627**	**0,0052**
3	**0,0889**	**0,0779**	**0,0055**
4	**0,1143**	**0,1023**	**0,0060**

Por lo que procedo a realizar nuevamente el cálculo desde la ecuación 8 con el diámetro de 35.1mm para ello me da una velocidad de 18.09m/s y una pérdida de 0.16 bar; y nuevamente tengo un diámetro de 26.6mm con lo que realizo nuevamente un proceso iterativo desde la ecuación 8 con el nuevo diámetro comercial de 26.6 y obtengo una velocidad de 31.51m/s, una pérdida de 0.67 bar, y un nuevo diámetro de 19.3mm; nuevamente regreso a la ecuación 8 y con el diámetro más próximo que es de 20.9mm o 21mm, pero ahora tengo pérdidas de 2.09 bar, si verifico los datos con respecto a perdidas nosotros "podemos perder hasta 3 bar en presión en una red de tubería"[23]; como esta es una red principal nosotros optamos por la de 1" cuyo diámetro interior es de 26.6 ya que una derivación secundaria (el rodillo de planchado), tendrá un diámetro semejante.
Para poder observar todos los cálculos y sus respectivas corridas (iteraciones) debo ir al Anexo 5, y revisar la corrida correspondiente a cada sección.

A continuación se adjunta una tabla en la que están resumidos los resultados que hemos obtenido en nuestra red de vapor:

[22] Datos obtenidos de la tabla de diámetros de tubería del manual Diseño y Calculo de Redes de Vapor.Pag.23.
[23](JUNTA DE CASTILLA Y LEON, 2010)Pag.59.

TABLA 25: TABLA DE RESULTADOS EN LA QUE TENEMOS DIAMETROS, PERDIDAS Y VELOCIDADES. (FUENTE: AUTORES)

sección	presión requerida	diámetro de tubería [mm]	hf. [bar]	v [m/s]
LAVANDERIA	**8,625**	**26,6**	**0,67**	**31,51**
secadora	**6,9**	**21**	**2,71**	**18,85**
lavadora de ropa	**8**	**21**	**2,1**	**15,33**
calandria	**6,9**	**26,6**	**1,46**	**15,44**
ESTERILIZACIÓN	**8,625**	**21**	**0,48**	**15,03**
esterilización	**5,175**	**21**	**1,96**	**16,11**
HIDROSANITARIA	**8,625**	**35,1**	**0,18**	**22,43**
intercambiador	**8**	**35,1**	**2,22**	**23,23**
COCINA	**8,625**	**21**	**2,6**	**28,13**
mesa caliente	**1,035**	**21**	**1,32**	**16,23**
marmita	**1,035**	**21**	**2,19**	**21,22**
plancha caliente	**1,035**	**15,8**	**1,83**	**16,38**
Lavadora de loza	**1,035**	**15,8**	**1,57**	**15,02**

Para verificar los datos obtenidos matemáticamente hemos validado los datos con un software libre que nos proporcionaron los miembros de TLV Compañía Especialista en vapor Empresa Japonesa que mediante su página web[24], proporciona calculadoras para aplicaciones de ingeniería; también hemos validado mediante el software de EREN (ente regional de la energía de Castilla de León) mediante su página web [25], desde allí se puede descargar la aplicación PTC de vapor gratuitamente para Excel.

[24] http://www.tlv.com/global/LA/corporate-profile/profitable-partnership.html

[25] http://www.energia.jcyl.es/web/jcyl/Energia/es/Plantilla100Detalle/1267710822752/1267710822752/1284165891989/Redaccion

Fig. 3-5: SIMULACION EN EL PROGRAMA PARA CALCULO DE VAPOR DE TLV (FUENTE: TLV)

En esta aplicación podemos ingresar los datos que hemos obtenido anteriormente para nuestro cálculo matemático, y los resultados que obtenemos son semejantes a los que teníamos mediante el proceso matemático, además una ventaja es que nos proporciona directamente la tubería comercial que deberíamos utilizar en nuestro diseño.

Cálculo del diametro minimo uniforme de una tuberia para flujo de vapor saturado o recalentado

EREN

PROPIEDADES DE LA TUBERIA					
rugosidad absoluta	ε	0,05	mm	acero laminado nuevo	mm
rugosidad relativa	ε/D	0,001902530			
diametro interior	D	26	mm		
longitud tuberia recta	L	35	m		
longitud equivalente de accesorios	La	0	m	Manual	0 m
longitud equivalente total	Le	35	m		
PROPIEDADES DEL VAPOR		*Resueltas según industrial standard IAPWS-IF97*			
presion manométrica en cabeza	P	8,62	barg	presión media del tramo 8,29 barg	
temperatura media del tramo	T	178	°C		
temperatura saturación media	Ts	176,75	°C		
densidad media	ρ	4,782185	kg/m³		
viscosidad dinámica media	μ	0,014968	cP (mPa)		
viscosidad cinemática media	υ	3,129898	cSt		
PROPIEDADES DE TRANSPORTE		*Resueltas mediante ecuaciones de Darcy-Weisbach y White-Colebrook*			
caudal volumétrico	Q	58,91	m³/h		
caudal masico	Qm	281,73	kg/h	No corregir de condensacion	
caudal masico corregido	Qmc	281,73	kg/h		
velocidad	v	30,17	m/s		
número de Reinolds	R	2,53E+05			
factor de fricción	fc	0,023847			
PERDIDA DE CARGA MAX. ADMISIBLE	h	1429,63	mcv		
PERDIDA DE CARGA MAX. ADMISIBLE	h	0,67	barg	presión en cola 7,95 barg	

MENU

Fig. 3-6.SIMULACION EN PROGRAMA PTC DE VAPOR PARA DETERMINAR EL DIAMETRO DE LA TUBERIA (FUENTE: EREN)

Como podemos observar los valores son muy semejantes pues no me permiten ingresar la longitud con todos sus decimales pero podemos observar que la temperatura (T) es correcta, la velocidad es similar y el diámetro es semejante.

3.6 RELACIÓN ENTRE EL CÁLCULO Y EL SOFTWARE

TABLA 26: DIFERENCIA ENTRE LOS DIAMETROS OBTENIDOS MATEMATICAMENTE Y LOS QUE NOS PROPORCIONA EL SOFTWARE TLV (FUENTE: AUTORES)

sección	CALCULO MATEMATICO	CALCULO CON SOTWARE	DIFERENCIA DEL DIAMETRO [mm]
	diámetro de tubería[mm]	**diámetro de tubería[mm]**	
LAVANDERIA	**26,6**	**26,64**	**-0,04**
secadora	**21**	**20,93**	**0,07**
lavadora de ropa	**21**	**20,93**	**0,07**
rodillo	**26,6**	**26,64**	**-0,04**
ESTERILIZACIÓN	**21**	**20,92**	**0,08**
esterilizador	**21**	**20,92**	**0,08**
HIDROSANITARIA	**35,1**	**35,05**	**0,05**
intercambiador	**35,1**	**35,05**	**0,05**
COCINA	**21**	**20,92**	**0,08**
mesa caliente	**21**	**20,93**	**0,07**
marmita	**21**	**20,93**	**0,07**
plancha caliente	**15,8**	**15,79**	**0,01**
Lavadora de loza	**15,8**	**15,79**	**0,01**

Como podemos observar la diferencia que tenemos entre el cálculo y el software es ínfimo, los valores son muy semejantes, dándonos un error porcentual pequeño, pues la diferencia se encuentra en centésimas con respecto a nuestra propuesta.

3.7 DIMENSIONAMIENTO DEL AISLANTE

Para poder obtener el dimensionamiento adecuado del aislante determinamos primero el flujo de calor que tenemos en la tubería desnuda y de ese resultado tomaremos como máximo flujo de calor con aislante el 10% en interiores de edificios y el 5% en exteriores.[26] Según el reglamento de instalaciones térmicas de la edificación en el apartado 3.4.2.1.1.

[26](ATECYR, 2007).Pag.18.

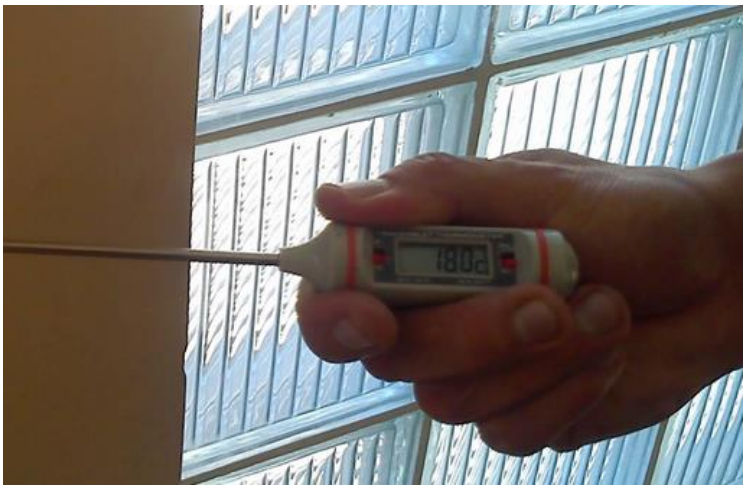


Fig. 3-7. FOTO DE LAS MEDICIONES CON EL TERMOMETRO (FUENTE: AUTORES)

Un dato muy importante es la temperatura ambiente a la que van a estar las tuberías en el interior y exterior del edificio, para ello hemos tomado la temperatura con un termómetro.

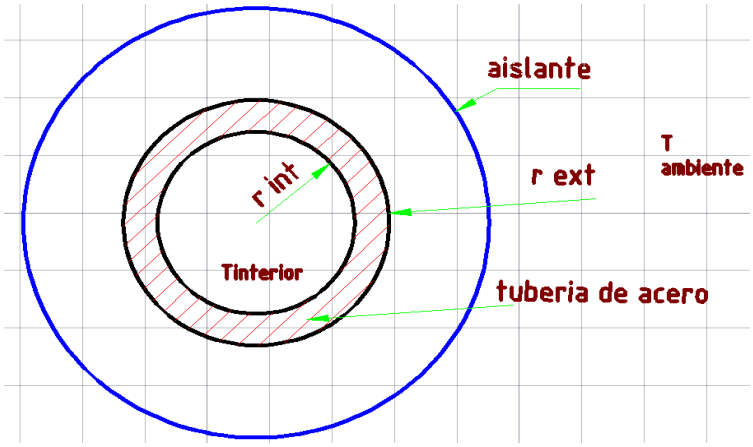


Fig. 3-8: ESQUEMA DE LA SECCION TRANSVERSAL DE LA TUBERIA MAS EL AISLANTE (FUENTE: AUTORES)

Para poder comenzar con el cálculo del aislamiento primero procedemos a colocar los datos de la tubería a evaluar:

TABLA 27: DATOS DE LA TUBERIA PARA DOSIFICAR VAPOR A LA SECCION DE LAVANDERIA
(FUENTE: AUTORES)

DATOS			
DIÁMETRO DE TUBERIAS	**nominal**	**1**	**Pulg.**
	INTERIOR	**0,0266**	**[m]**
	ESPESOR	**0,0034**	**[m]**
	EXTERIOR	**0,0334**	**[m]**
TEMPERATURA AMBIENTE		**18**	**[˚C]**
TEMPERATURA DEL FLUIDO		**173,588**	**[˚C]**
TIPO DE TUBERIA	**HORIZONTAL**		**si**
cte Stefan-Boltzman	**σ**	**5,67E-08**	**[W/m^2*K^4]**
coeficiente de emisión[27]	**ε**	**0,9**	
conductividad	**k**	**0,04**	**[W/m˚C]**

Ahora como la primera sección transversal del sistema en evaluación es tubería de acero la resistencia térmica de este es casi insignificante por lo que:

$$Ra = 0.001 \frac{m}{W°C}$$ [28]

Una vez que tenemos los datos de temperatura del interior de la tubería y de la temperatura ambiente entonces procedemos a obtener un ΔT:

$$\Delta T = T_{int} - T_{amb}$$ [29]

Ahora procedemos a evaluar el tipo de régimen del fluido para ello tenemos:

- Tipo de Régimen en interiores de edificios

$$D_{ext}^3 * \Delta T$$ [30]

Como nosotros estamos evaluando el tramo de tubería en el interior de un edificio tenemos:

$$D_{ext}^3 * \Delta T = 0.00529716\, m^3°C$$

$$si \leq 10 m^3°C \rightarrow flujo\ laminar$$

[27](ATECYR, 2007): Pag.18.
[28](Yunus, 2007) Pag.188.
[29] (JUNTA DE CASTILLA Y LEON, 2010).Pag.77
[30](JUNTA DE CASTILLA Y LEON, 2010):Pag.77

[31]

$si > 10m^3°C$ →*flujo turbulento*

luego tenemos que evaluar el coeficiente h convectivo para ello :

- Tubería Horizontal

$$h_{conv} = 1.25\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}} \rightarrow laminar$$

[32]

$$h_{conv} = 1.21\sqrt[3]{\Delta T} \rightarrow turbulento$$

- Tubería Vertical

$$h_{conv} = 1.32\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}} \rightarrow laminar$$

[33]

$$h_{conv} = 1.74\sqrt[3]{\Delta T} \rightarrow turbulento$$

- *Tipo de Régimen en exterior de edificios:*

  Como también tenemos que evaluar tramos de tubería que deberán estar en el exterior del hospital también colocamos en esta tesis las variables matemáticas que corresponden a esta determinada característica:

  - **Para tubería horizontal y vertical:**

$v * D$

$$\boldsymbol{si \leq 0.00855\ m^2/s \rightarrow laminar}$$

[34]

$$\boldsymbol{si} > 0.00855\ \boldsymbol{m^2/s \rightarrow turbulento}$$

[31](JUNTA DE CASTILLA Y LEON, 2010).Pag.77
[32](JUNTA DE CASTILLA Y LEON, 2010).Pag.77.
[33](JUNTA DE CASTILLA Y LEON, 2010).Pag.77
[34](JUNTA DE CASTILLA Y LEON, 2010).Pag.78

A continuación el coeficiente h convectivo para exteriores de edificios tanto laminar, como flujo turbulento:

$$h_{conv} = \frac{0.0081}{D} + 3014\sqrt{\frac{v}{D}} \rightarrow laminar$$ [35]

$$h_{conv} = 8.9\frac{v^{0.9}}{D^{0.1}} \rightarrow turbulento$$

Como la sección que estamos analizando es tubería horizontal en el interior, tenemos:

$$h_{conv} = 10.32\ \frac{W}{m^{2}°C}$$

Una vez que tenemos el h convectivo necesitamos determinar el coeficiente h de radiación:

$$h_{rad} = \varepsilon * \vartheta\left(TK_{sup} + TK_{amb}\right)\left({TK_{sup}}^{2} + {TK_{amb}}^{2}\right)$$ [36]

$$h_{rad} = 10.70\ \frac{W}{m^{2}°C}$$

Ahora sumamos los coeficientes y tenemos:

$$h_1 = h_{conv} * h_{rad}$$

$$h_1 = 21.033\frac{W}{m^{2}°C}$$

Ahora debemos determinar la resistencia del cilindro:

$$R_{conv-cili} = \frac{1}{2\pi rh}$$ [37]

$$R_{conv-cilin} = 0.45\ \frac{m}{W°C}$$

Finalmente tenemos el flujo de calor lineal de la tubería desnuda:

[35](JUNTA DE CASTILLA Y LEON, 2010).Pag.78
[36](Yunus, 2007).Pag.190.
[37](Yunus, 2007).Pag.189

q/h=$\dot{Q}$ depende de la bibliografía estudiada tendremos como flujo de calor una de estas expresiones matemáticas.

$$\frac{q}{h} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$ [38]

$$\frac{q}{h} = 343.39 \frac{W}{m}$$

Si tenemos en cuenta los parámetros del RITE (reglamento de instalaciones térmicas de la edificación), tendremos que evaluar el flujo de calor máximo permisible a través de la tubería con aislante el cual sería; "10% en interiores y 5% en exteriores" [39]

$$10\% \frac{q}{h} = 34.3 \frac{W}{m}$$

Este dato que obtuvimos es la máxima perdida que podríamos permitirnos.

Una vez que determinamos los datos de flujo en la tubería desnuda procedemos a realizar los cálculos respectivos para llegar a obtener el espesor adecuado, para ello debemos determinar primero la resistencia de capa cilíndrica del espesor para ello nos imponemos un espesor **e**, con el cual realizaremos la primera evaluación:

$$R_{cap-cili} = \frac{ln \frac{r_{ext}}{r_{int}}}{2\pi k}$$ [40]

$$e = 0.02\ m$$

$$r_{ext} = \frac{D_{int}}{2} + esp_{tub} + esp_{imp} = 0.0367\ m$$

$$r_{int} = \frac{D_{int}}{2} + esp_{tub} = 0.0167\ m$$

$$R_1 = 3.13\ \frac{m}{W°C}$$

[38](ATECYR, 2007).Pag.18
[39](ATECYR, 2007).Pag.18. (código de la construcción para edificaciones).
[40](Yunus, 2007).Pag.189

También para facilidad en la resolución de las posteriores ecuaciones evaluamos un nuevo diámetro D1 el cual incluye el espesor que nos impusimos:

$$D_1 = r_{ext} * 2 = 0.0734\ m$$

Ahora para poder seguir necesitamos un "Ts" temperatura de superficie del aislante, para ello nos valemos de la siguiente ecuación; colocando inicialmente los datos de la tubería desnuda:

$$Ts = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{hD_1}{2k} * ln\frac{D_1}{D_{int}} + 1}$$ [41]

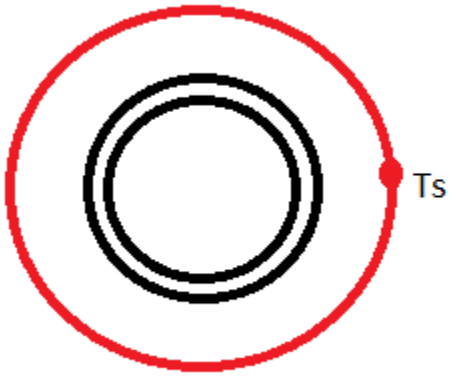


Fig. 3-9: ESQUEMA GRAFICO DE LA TEMPERATURA DE SUPERFICIE DEL AISLANTE (FUENTE: AUTORES)

$$Ts = 25.55\ °C$$

Con el Ts obtenido procedemos a determinar nuevamente el tipo de régimen en el que nos encontramos:

$$D^3 * \Delta T = 0.0029\ m^3 °C$$

Nuevamente podemos ver que es un flujo laminar y a continuación determinamos los coeficientes respectivos:

$$h_{con} = 3.98\ \frac{W}{m^2 °C}$$

[41](JUNTA DE CASTILLA Y LEON, 2010).Pag.80

$$h_{rad} = \varepsilon * \vartheta\left(TK_{sup} + TK_{amb}\right)\left({TK_{sup}}^2 + {TK_{amb}}^2\right)$$

$$h_{rad} = 5.23\ \frac{W}{m^2{}^\circ C}$$

Sumamos los coeficientes:

$$h_{ext} = 9.21\ \frac{W}{m^2{}^\circ C}$$

Obtenemos la resistencia incluida la capa aislante y tenemos:

$$R_{conv-cili} = \frac{1}{2\pi r h}$$

$$R_f = 0.47\ \frac{m}{W{}^\circ C}$$

Finalmente obtenemos el primer flujo de calor con un espesor de 20mm y tenemos:

$$\frac{q}{h} = \frac{T_{int} - T_{amb}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{con-int}} + \sum \frac{\ln\left(\frac{r_{int}+1}{r_{int}}\right)}{2\pi k} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$ [42]

$$\frac{1}{2\pi r_{int} h_{con-int}} \approx 0$$

$$\frac{q}{h} = \frac{\Delta T}{Ra + R1 + Rf}$$

$$\frac{q}{h} = 43.16 \frac{W}{m}$$

[42](Yunus, 2007).Pag.152

Una vez que tengo el flujo de calor comparo con El resultado de la ecuación 31 y determinamos que este valor es mayor al máximo permisible por lo que debo elevar el espesor del aislante, mediante un proceso iterativo hasta obtener un flujo de calor (q/h≈ 10%); posterior ha ese dato procedemos a determinar un Ts con los valores de h_{ext} y D_{ext}, que en primera instancia nos dará:
Ts=31.4°C

Vuelvo a calcular desde el tipo de régimen y obtengo un q/h=34.41 W/m; nuevamente corrijo el Ts con los datos actuales y obtengo un Ts=29.84 °C y nuevamente vuelvo a calcular desde la ecuación 28 (el tipo de régimen), y obtengo un q/h=34.3 [W/m], en consecuencia **$e_{mínimo}$=31mm.**

Para poder validar estos datos hemos verificado ingresando los datos en el software libre AISLAM.

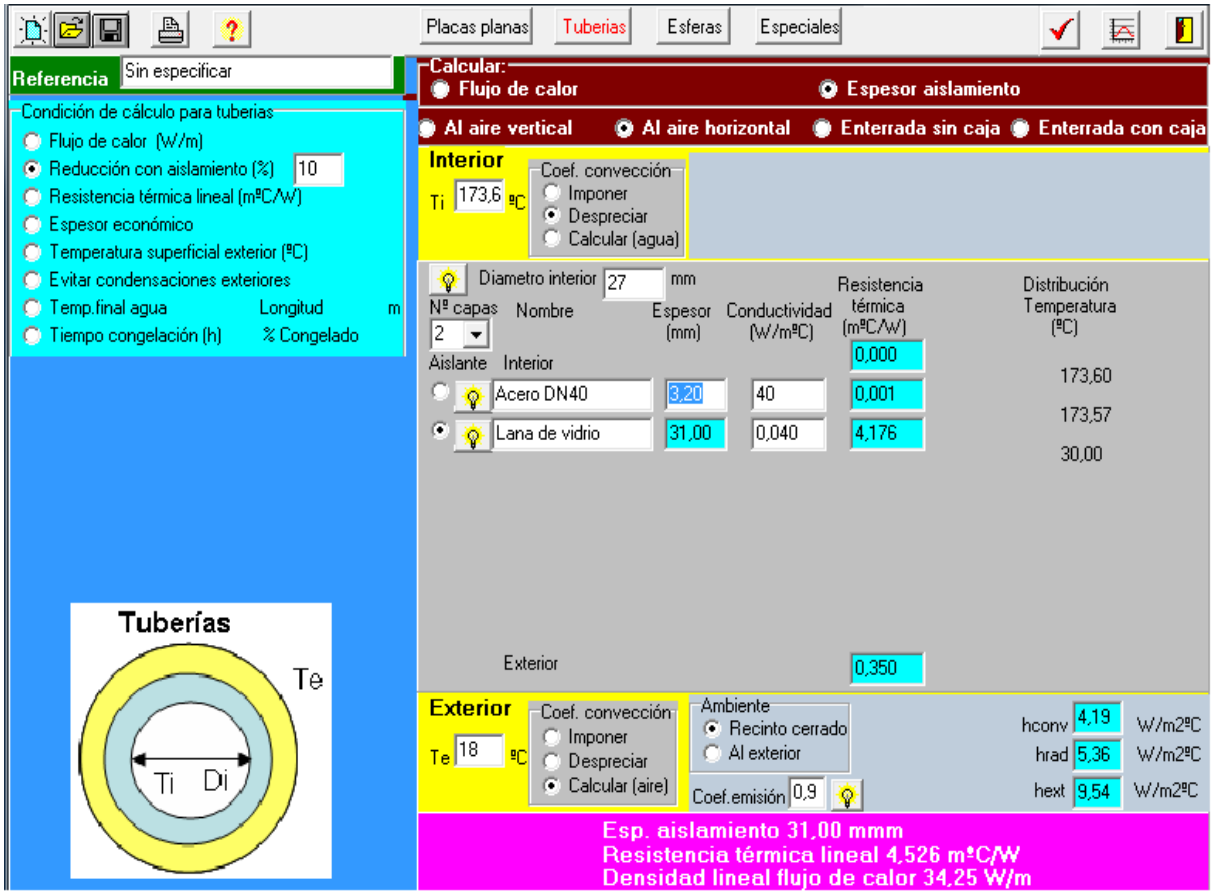


Fig. 3-10: SIMULACION EN PROGRAM AISLAM PARA DETERMINAR ESPESOR DE AISLANTE (FUENTE: EREN)

Como podemos ver en el software tenemos datos muy semejante a los obtenidos de manera matemática, el error producido es en décimas, esto se debe a que en el programa no podemos ingresar un diámetro de tubería exacto, además el flujo de calor y las temperaturas no podemos ingresarlas con todos los decimales.

Una ventaja de este programa es que tiene una aplicación para impresión y presentación la cual podemos observar en el Anexo 9.

3.8 RELACIÓN DEL AISLANTE ENTRE EL CÁLCULO Y EL SOFTWARE

Una vez obtenidos los datos en el software y matemáticamente procedemos a realizar una tabulación que detallamos a continuación:

TABLA 28: DIFERENCIA ENTRE LOS ESPESORES CALCULADOS Y LOS OBTENIDOS DESDE EL SOFTWARE FLV

SECCIÓN	DIAMETRO DE TUBERIA	ESPESOR DE AISLANTE CALCULADO [mm]	ESPESOR DE AISLANTE SOFTWARE [mm]	FLUJO LINEAL DE CALOR CALCULADO [W/m]	FLUJO LINEAL DE CALOR SOFTWARE [W/m]
LAVANDERIA	**1**	**31**	**31**	**35,3**	**34,25**
LAVADORA DE ROPA	**3/4**	**36**	**35,9**	**28,58**	**28,65**
SECADORA	**3/4**	**36**	**36,5**	**27,6**	**27,8**
RODILLO	**1**	**32**	**31,8**	**33,4**	**34**
ESTERILIZACIÓN EXTERIOR	**3/4**	**35**	**35,3**	**30,3**	**29,6**
ESTERILIZACIÓN	**3/4**	**35**	**35,3**	**28,8**	**29**
ESTERILIZADOR	**3/4**	**36**	**37,1**	**26,8**	**26,7**
HIDROSANITARIA EXTERIOR	**1 1/4**	**28**	**27,9**	**43,2**	**43,8**
HIDROSANITARIA	**1 1/4**	**28**	**28,1**	**43,1**	**42,4**
INTERCAMBIADOR	**1 1/4**	**29**	**28,6**	**42,7**	**41,8**
COCINA EXTERIOR	**3/4**	**35**	**35,3**	**30,3**	**29,6**
COCINA	**3/4**	**35**	**35,3**	**29,2**	**29**
MARMITAS	**3/4**	**41**	**41,5**	**22,06**	**22,1**
MESA CALIENTE	**3/4**	**41**	**41,5**	**22,06**	**22,1**
LAVADORA DE LOZA	**1/2**	**26**	**26,5**	**24,07**	**23,85**
PLANCHA CALIENTE	**1/2**	**26**	**26,5**	**24,07**	**23,85**

Una vez calculados los espesores para mi tubería y obtenidos los máximos flujos de calor para cada una de estas procedemos a seleccionar nuestro aislante comercial, los cuales en nuestra industria se dan en dos dimensiones espesores de 1” y de 1 ½” [43](bajo pedido), por lo cual procedemos a evaluar las pérdidas de calor con estos espesores pues como en el caso de las marmitas y mesas calientes tenemos un espesor mayor al comercial motivo por el cual tenemos que verificar cual sería nuestra perdida de calor.

[43] Datos obtenidos de las empresas “la llave” y “Mafrico” (distribuidores de aislamientos)

Para ello procedemos a calcular nuevamente los flujos de calor que tendríamos con los espesores comerciales y verificar si estamos en el rango establecido; para ello presentamos la siguiente tabla:

TABLA 29: RELACION ENTRE EL ESPESOR DE AISLANTE CALCULADO Y EL COMERCIAL

SECCION	ESPESOR DE AISLANTE CALCULADO [mm]	ESPESOR DE AISLANTE COMERCIAL [pulg]	FLUJO DE CALOR CON ESPESORES COMERCIALES	FLUJO DE CALOR MAXIMO CALCULADO
LAVANDERIA	**31**	**1 1/2**	**30,87**	**35,3**
LAVADORA DE ROPA	**36**	**1 1/2**	**27**	**28,58**
SECADORA	**36**	**1 1/2**	**26,49**	**27,6**
RODILLO	**32**	**1 1/2**	**29,99**	**33,4**
ESTERILIZACIÓN	**35**	**1 1/2**	**27,27**	**28,8**
ESTERILIZADOR	**36**	**1 1/2**	**25,74**	**26,8**
HIDROSANITARIA	**28**	**1 1/2**	**35,5**	**43,1**
INTERCAMBIADOR	**29**	**1 1/2**	**35,14**	**42,7**
COCINA	**35**	**1 1/2**	**27,89**	**29,2**
MARMITAS	**41**	**1 1/2**	**22,54**	**22,06**
MESA CALIENTE	**41**	**1 1/2**	**22,54**	**22,06**
LAVADORA DE LOZA	**26**	**1**	**24,53**	**24,07**
PLANCHA CALIENTE	**26**	**1**	**24,53**	**24,07**

Como podemos observar con el espesor escogido estamos cumpliendo con nuestro máximo flujo de calor, y en los equipos que van a cocina los cuales tienen un espesor comercial menor al calculado tenemos una pérdida de calor muy próxima a la calculada, pues la variación es en décimas lo que no nos representa una mayor pérdida con respecto al ahorro por concepto de instalación.

Finalmente presentamos un cuadro de resultados para la tubería a utilizar en la red y el aislamiento adecuado para esta.

TABLA 30: TUBERIA Y AISLANTE A UTILIZAR PARA LA RED DE VAPOR EN EL HOSPITAL SAN JUAN DE DIOS

SECCIÓN	DIAMETRO NOMINAL DE TUBERIA [PULG]	ESPESOR DE AISLANTE COMERCIAL [PULG]
LAVANDERIA	**1**	**1 1/2**
LAVADORA DE ROPA	**3 / 4**	**1 1/2**
SECADORA	**3 / 4**	**1 1/2**
RODILLO	**1**	**1 1/2**
ESTERILIZACIÓN	**3 / 4**	**1 1/2**
ESTERILIZADOR	**3 / 4**	**1 1/2**
HIDROSANITARIA	**1 ¼**	**1 1/2**
INTERCAMBIADOR	**1 ¼**	**1 1/2**
COCINA	**3 /4**	**1 1/2**
MARMITAS	**3 / 4**	**1 1/2**
MESA CALIENTE	**3 / 4**	**1 1/2**
LAVADORA DE LOZA	**1 / 2**	**1**
PLANCHA CALIENTE	**1 / 2**	**1**

CAPITULO 4

4 ANÁLISIS DE LOS COSTOS

En la presente sección presentaremos un ejemplo del costo total para cada sección del hospital, en la cual determinamos los accesorios, sistemas, y demás partes que integran nuestra red de vapor, para ello pedimos proformas a la empresa "La Llave", de ella tenemos dos datos importantes las longitudes de tubería y la longitud de cada cañuela para poder aislar las mismas, además es preciso determinar que el aislante incluye foil (lamina de aluminio protectora del aislante).

TABLA 31: LONGITUDES DE TUBERIA Y AISLANTE (FUENTE: AUTORES)

ARTICULO	DIMENSION
TUBERIA DE ACERO CEDULA 40	**5.8 m**
CAÑUELA	**0.91 m**

Para determinar los costos de cada sección procedemos a separar los cálculos por diámetros de tubería, pues para cada diámetro los accesorios y componentes son iguales, mas sus dimensiones y costos difieren según sus dimensiones y cantidades:

4.1 JUNTAS DE EXPANSIÓN

Para determinar los costos de las juntas de expansión, vamos a separar por dímetros de tubería y a continuación presentaremos unos cuadros en los cuales determinamos el tipo de accesorio, el tamaño, la cantidad total requerida en la red y su valor:

4.1.1 JUNTA DE EXPANSION PARA TUBERIA DE ¾"

TABLA 32: COSTO JUNTAS DE EXPANSION 3/4". (FUENTE: AUTORES)

ACCESORIOS	MODELO / TIPO	LONG.	CANT.	CANTIDAD COMERCIAL	valor unitario	valor total
CODOS 90°	**MARCA TUPY CODO ROSCADO ACERO NEGRO CLASE 150 3/4"x90°**	**0**	**4**	**4**	**0,93**	**$ 3,72**
AISLANTE	**CANUELA CON FOIL OWENS CORNING**	**5,75m**	**6,31**	**7**	**4,37**	**$ 27,62**
TUBERIA	**TUB Sin Costura ASTM/A53/A106 C40 3/4"**	**3,75m**	**0,65**	**1**	**13,33**	**$ 8,53**
					TOTAL	**$39,87**

4.1.2 JUNTA DE EXPANSION PARA TUBERIA DE 1”

TABLA 33: COSTO JUNTAS DE EXPANSION 1". (FUENTE: AUTORES)

ACCESORIOS	MODELO / TIPO	LONG.	CANT.	CANTIDAD COMERCIAL	valor unitario	valor total
CODOS 90°	**MARCA TUPY CODO ROSCADO ACERO NEGRO CLASE 150 1"x90°**	**0**	**4**	**4**	**1,32**	**$ 5,28**
AISLANTE	**CANUELA CON FOIL OWENS CORNING**	**3m**	**3,3**	**4**	**4,59**	**$ 18,36**
TUBERIA	**TUB Sin Costura ASTM/A53/A106 C40 1"**	**2m**	**0,34**	**1**	**19,39**	**$ 19,39**
					TOTAL	**$43,03**

4.1.3 JUNTA DE EXPANSION PARA TUBERIA DE 1 ¼”

TABLA 34: COSTO JUNTAS DE EXPANSION *1 ¼”*. (FUENTE: AUTORES)

ACCESORIOS	MODELO / TIPO	LONG.	CANT.	CANTIDAD COMERCIAL	valor unitario	valor total
CODOS 90°	**MARCA TUPY CODO ROSCADO ACERO NEGRO CLASE 150 1-1/4"x90°**	**0**	**4**	**4**	**2,03**	**$ 8,12**
AISLANTE	**CANUELA CON FOIL OWENS CORNING**	**4,5m**	**4,95**	**5**	**5,57**	**$ 27,85**
TUBERIA	**TUB Sin Costura ASTM/A53/A106 C40 1-1/4"**	**2,5m**	**0,43**	**1**	**23,39**	**$ 23,39**
					TOTAL	**$59,36**

4.2 SISTEMAS DE TRAMPEO

Para determinar los costos de los sistemas de trampeo, vamos a separar por dímetros de tubería y a continuación presentaremos unos cuadros en los cuales determinamos el tipo de accesorio, el tamaño, la cantidad y su valor:

4.2.1 SISTEMA DE TRAMPEO PARA TUBERIA DE ½”

TABLA 35: COSTO SISTEMA DE TRAMPEO 1/2”. (FUENTE: AUTORES)

ACCESORIO	MODELO / TIPO	CANTIDAD	valor unitario	valor total
CHECK	**VALVULA CHECK 1/2" CUERPO BRONCE CLASE 150S 1/2" NPT MODELO: T-433-Y 1/2**	**1**	**87**	**$ 87,00**
TRAMPA	**MODELO: TD52L TRAMPA TERMODINAMICA SPIRAX SARCO**	**1**	**179**	**$ 179,00**
FILTRO	**W/20 MESH SCREEN SPIRAX SARCO**	**1**	**39,82**	**$ 39,82**
NUDO	**MARCA TUPY UNION SIMPLE ROSCADO ACERO NEGRO CLASE 150 1/2"x90°**	**2**	**0,57**	**$ 1,14**
VALVULA DE COMPUERTA	**VALVULA COMPUERTA 1/2" CUERPO BRONCE CLASE 150S 1/2" NPT MODELO: T-134 1/2**	**2**	**69,23**	**$ 138,46**
			TOTAL	**$ 445,42**

4.2.2 SISTEMA DE TRAMPEO PARA TUBERIA DE 1”

TABLA 36: COSTO SISTEMA DE TRAMPEO 1”. (FUENTE: AUTORES)

ACCESORIO	MODELO / TIPO	CANTIDAD	valor unitario	valor total
CHECK	**VALVULA CHECK 3/4" CUERPO BRONCE CLASE 150S 3/4" NPT MODELO: T433B 3/4**	**1**	**99,78**	**$ 99,78**
TRAMPA	**MODELO: TD52 TRAMPA TERMODINAMICA SPIRAX SARCO**	**1**	**260**	**$ 260,00**
FILTRO	**W/20 MESH SCREEN SPIRAX SARCO**	**1**	**42,16**	**$ 42,16**
NUDO	**MARCA TUPY UNION SIMPLE ROSCADO ACERO NEGRO CLASE 150 3/4"x90°**	**2**	**0,79**	**$ 1,58**
VALVULA DE COMPUERTA	**VALVULA COMPUERTA 3/4" CUERPO BRONCE CLASE 150S 3/4" NPT MODELO: T-134 3/4**	**2**	**80,15**	**$ 160,30**
			TOTAL	**$ 563,82**

4.2.3 SISTEMA DE TRAMPEO PARA TUBERIA DE ¾”

TABLA 37: COSTO SISTEMA DE TRAMPEO 3/4”. (FUENTE: AUTORES)

ACCESORIO	MODELO / TIPO	CANTIDAD	valor unitario	valor total
CHECK	**VALVULA CHECK 1" CUERPO BRONCE CLASE 150S 1" NPT MODELO: T-433-Y 1**	**1**	**141**	**$ 141,00**
TRAMPA	**MODELO: TD52 TRAMPA TERMODINAMICA SPIRAX SARCO**	**1**	**359**	**$ 359,00**
FILTRO	**W/20 MESH SCREEN SPIRAX SARCO**	**1**	**43,78**	**$ 43,78**
NUDO	**MARCA TUPY UNION SIMPLE ROSCADO ACERO NEGRO CLASE 150 1"x90°**	**2**	**1,1**	**$ 2,20**
VALVULA DE COMPUERTA	**VALVULA COMPUERTA 1" CUERPO BRONCE CLASE 150S 1" NPT MODELO: T-134 1**	**2**	**100,56**	**$ 201,12**
			TOTAL	**$ 747,10**

4.2.4 SISTEMA DE TRAMPEO PARA TUBERIA DE 1 ¼”

TABLA 38: COSTO SISTEMA DE TRAMPEO *1 ¼”*. (FUENTE: AUTORES)

ACCESORIO	MODELO / TIPO	CANTIDAD	valor unitario	valor total
CHECK	**VALVULA CHECK 1-1/4" CUERPO BRONCE CLASE 150S 1-1/4" NPT MODELO: T473Y 1-1/4**	**1**	**202**	**$ 202,00**
TRAMPA	**MODELO: B4-125 TRAMPA DE BALDE INVERTIDO SPIRAX SARCO**	**1**	**730**	**$ 730,00**
FILTRO	**W/20 MESH SCREEN SPIRAX SARCO**	**1**	**53**	**$ 53,00**
NUDO	**MARCA TUPY UNION SIMPLE ROSCADO ACERO NEGRO CLASE 150 1-1/4"x90°**	**2**	**2,47**	**$ 4,94**
VALVULA DE COMPUERTA	**VALVULA COMPUERTA 1-1/4" CUERPO BRONCE CLASE 150S 1-1/4" NPT MODELO: T-134 11/4**	**2**	**155,81**	**$ 311,62**
			TOTAL	**$ 1.301,56**

4.3 BRIDAS

Para determinar los costos de las bridas, vamos a separar por dímetros de tubería y a continuación presentaremos unos cuadros en los cuales determinamos el tipo de accesorio, el tamaño, la cantidad y su valor:

4.3.1 BRIDAS PARA TUBERIA DE ½”

TABLA 39: COSTO BRIDAS 1/2". (FUENTE: AUTORES)

ACCESORIO	MODELO / TIPO	CANTIDAD	valor unitario	valor total
BRIDA	**MARCA TUPY BRIDA ROSCADO ACERO NEGRO CLASE 150 1/2"x90°**	**2**	**8,29**	**$ 16,58**
SOLDADURA	**SOLDARURA E6011**	**1 KG**	**3**	**$ 3,00**
			TOTAL	**$ 19,58**

4.3.2 BRIDAS PARA TUBERIA DE ¾”

TABLA 40: COSTO BRIDAS 3/4". (FUENTE: AUTORES)

ACCESORIO	MODELO / TIPO	CANTIDAD	valor unitario	valor total
BRIDA	**MARCA TUPY BRIDA ROSCADO ACERO NEGRO CLASE 150 3/4"x90°**	**2**	**16,8**	**$ 33,60**
SOLDADURA	**SOLDARURA E6011**	**1 KG**	**3**	**$ 3,00**
			TOTAL	**$ 36,60**

4.3.3 BRIDAS PARA TUBERIA DE 1”

TABLA 41: COSTO BRIDAS 1". (FUENTE: AUTORES)

ACCESORIO	MODELO / TIPO	CANTIDAD	valor unitario	valor total
BRIDA	**MARCA TUPY BRIDA ROSCADO ACERO NEGRO CLASE 150 1"x90°**	**2**	**19,43**	**$ 38,86**
SOLDADURA	**SOLDARURA E6011**	**1 KG**	**3**	**$ 3,00**
			TOTAL	**$ 41,86**

4.3.4 BRIDAS PARA TUBERIA DE 1 ¼”

TABLA 42: COSTO BRIDAS 1 ¼”. (FUENTE: AUTORES)

ACCESORIO	MODELO / TIPO	CANTIDAD	valor unitario	valor total
BRIDA	**MARCA TUPY BRIDA ROSCADO ACERO NEGRO CLASE 150 1-1/4"x90°**	**2**	**29,85**	**$ 59,70**
SOLDADURA	**SOLDARURA E6011**	**1 KG**	**3**	**$ 3,00**
			TOTAL	**$ 62,70**

4.4 ADAPTACIONES

Como las adaptaciones a los equipos son de la misma dimensión de tubería tendremos un solo cuadro representativo de estas y detallamos a continuación:

TABLA 43: COSTO ADAPTADORES. (FUENTE: AUTORES)

ACCESORIO	MODELO / TIPO	CANTIDAD	valor unitario	valor total
REDUCTOR	**MARCA TUPY REDUCTOR SIMPLE ROSCADO ACERO NEGRO CLASE 150 A 1/2"**	**1**	**0,6**	**$ 0,60**
NUDO UNIVERSAL	**MARCA TUPY UNION SIMPLE ROSCADO ACERO NEGRO CLASE 150 1/2"x90°**	**1**	**0,57**	**$ 0,57**
VALVULA DE COMPUERTA	**VALVULA COMPUERTA 1/2" CUERPO BRONCE CLASE 150S 1/2" NPT MODELO: T-134 1/2**	**1**	**69,23**	**$ 69,23**
CODO 90˚	**MARCA TUPY CODO ROSCADO ACERO NEGRO CLASE 150 1/2"x90°**	**1**	**0,59**	**$ 0,59**
NEPLOS	**TUB Sin costura ASTM/A53/A106 C40 1/2"**	**10 cm**	**0,25**	**$ 0,25**
			TOTAL	**$ 71,24**

4.5 SISTEMA REDUCTOR DE PRESIÓN

Para determinar los costos de los sistemas de reducción de presión, vamos a separar por dímetros de tubería y a continuación presentaremos unos cuadros en los cuales determinamos el tipo de accesorio, el tamaño, la cantidad y su valor:

4.5.1 SISTEMA REDUCTOR DE PRESIÓN PARA TUBERIA DE ½”

TABLA 44: COSTO REDUCTORES DE PRESIÓN 1/2". (FUENTE: AUTORES)

ACCESORIO	MODELO / TIPO	CANTIDAD	valor unitario	valor total
TRAMPA DE VAPOR	**MODELO: TD52L TRAMPA TERMODINAMICA SPIRAX SARCO**	**1**	**179**	**$ 179,00**
VALVULA DE COMPUERTA	**VALVULA COMPUERTA 1/2" CUERPO BRONCE CLASE 150S 1/2" NPT MODELO: T-134 1/2**	**5**	**69,23**	**$ 346,15**
SEPARADOR	**S1 SEPARATOR DUCTILE IRON 1/2 SPIRAX SARCO**	**1**	**378**	**$ 378,00**
VALVULA DE GLOBO	**VALVULA GLOBO 1/2" CUERPO BRONCE CLASE 150S 1/2" NPT MODELO: T-235-Y-1/2**	**1**	**50**	**$ 50,00**
MANÓMETRO CROMADO	**CARATULA DE 2,5", CONEXIÓN INFERIOR DE 1/4" NPT; RANGO 0-200 PSI**	**2**	**16**	**$ 32,00**
VALVULA DE SEGURIDAD	**MODELO: 6010DCM01-AM0140 MARCA KUNKLE SAFETY VALVE F6010 1/2"x1"**	**1**	**118**	**$ 118,00**
VALVULA REDUCTORA DE PRESION	**SPIRAX SARCO MODELO 25P CON PILOTO RESORTE AZUL RANGO 20-130 PSI**	**1**	**1133**	**$ 1.133,00**
FILTRO	**W/20 MESH SCREEN SPIRAX SARCO**	**1**	**39,82**	**$ 39,82**
CODO 90˚	**MARCA TUPY CODO ROSCADO ACERO NEGRO CLASE 150 1/2"x90°**	**3**	**0,59**	**$ 1,77**
CURVATURA 180˚	**MARCA TUPY CODO ROSCADO ACERO NEGRO CLASE 150 1/2"x180°**	**1**	**1,19**	**$ 1,19**
TE	**MARCA TUPY TEE ROSCADO ACERO NEGRO CLASE 150 1/2"x90°**	**6**	**0,79**	**$ 4,74**
TUBERIA	**TUB Sin costura ASTM/A53/A106 C40 1/2"**	**1,231 m**	**14,7 c/tubo**	**$ 3,12**
			TOTAL	**$ 2.286,79**

4.5.2 SISTEMA REDUCTOR DE PRESIÓN PARA TUBERIA DE ¾”

TABLA 45: COSTO REDUCTORES DE PRESIÓN 3/4". (FUENTE: AUTORES)

ACCESORIO	MODELO / TIPO	CANTIDAD	valor unitario	valor total
TRAMPA DE VAPOR	**MODELO: TD52 TRAMPA TERMODINAMICA SPIRAX SARCO**	**1**	**260**	**$ 260,00**
VALVULA DE COMPUERTA	**VALVULA COMPUERTA 3/4" CUERPO BRONCE CLASE 150S 3/4" NPT MODELO: T-134 3/4**	**5**	**80,15**	**$ 400,75**
SEPARADOR	**S1 SEPARATOR DUCTILE IRON 3/4 SPIRAX SARCO**	**1**	**393**	**$ 393,00**
VALVULA DE GLOBO	**VALVULA GLOBO 3/4" CUERPO BRONCE CLASE 300S 3/4" NPT MODELO: T-275-Y 3/4**	**1**	**168**	**$ 168,00**
MANOMETRO CROMADO	**CARATULA DE 2,5", CONEXIÓN INFERIOR DE 1/4" NPT; RANGO 0-200 PSI**	**2**	**16**	**$ 32,00**
VALVULA DE SEGURIDAD	**MODELO: 6010EDM01-AM0140 MARCA KUNKLE SAFETY VALVE F6010 3/4"x1"**	**1**	**155**	**$ 155,00**
VALVULA REDUCTORA DE PRESION	**SPIRAX SARCO MODELO 25P CON PILOTO RESORTE AZUL RANGO 20-130 PSI**	**1**	**1189**	**$ 1.189,00**
FILTRO	**W/20 MESH SCREEN SPIRAX SARCO**	**1**	**42,16**	**$ 42,16**
CODO 90˚	**MARCA TUPY CODO ROSCADO ACERO NEGRO CLASE 150 3/4"x90°**	**3**	**0,93**	**$ 2,79**
CURVATURA 180˚	**MARCA TUPY CODO ROSCADO ACERO NEGRO CLASE 150 3/4"x180°**	**1**	**1,86**	**$ 1,86**
TE	**MARCA TUPY TEE ROSCADO ACERO NEGRO CLASE 150 3/4"x90°**	**6**	**1,6**	**$ 9,60**
TUBERIA	**TUB Sin Costura ASTM/A53/A106 C40 3/4"**	**1,231 m**	**13,33 c/tubo**	**$ 2,83**
			TOTAL	**$ 2.656,99**

4.5.3 SISTEMA REDUCTOR DE PRESIÓN PARA TUBERIA DE 1”

TABLA 46: COSTO REDUCTORES DE PRESIÓN 1". (FUENTE: AUTORES)

ACCESORIO	MODELO / TIPO	CANTIDAD	valor unitario	valor total
TRAMPA DE VAPOR	**MODELO: TD52 TRAMPA TERMODINAMICA SPIRAX SARCO**	**1**	**359**	**$ 359,00**
VALVULA DE COMPUERTA	**VALVULA COMPUERTA 1" CUERPO BRONCE CLASE 150S 1" NPT MODELO: T-134 1**	**5**	**100,56**	**$ 502,80**
SEPARADOR	**S1 SEPARATOR DUCTILE IRON 1 SPIRAX SARCO**	**1**	**490**	**$ 490,00**
VALVULA DE GLOBO	**VALVULA GLOBO 1" CUERPO BRONCE CLASE 150S 1" NPT MODELO: T-235-Y 1**	**1**	**175**	**$ 175,00**
MANÓMETRO CROMADO	**CARATULA DE 2,5", CONEXIÓN INFERIOR DE 1/4" NPT; RANGO 0-200 PSI**	**2**	**16**	**$ 32,00**
VALVULA DE SEGURIDAD	**MODELO: 6010FEM01-AM0120 MARCA KUNKLE SAFETY VALVE F6010 1"x1"**	**1**	**189**	**$ 189,00**
VALVULA REDUCTORA DE PRESION	**SPIRAX SARCO MODELO 25P CON PILOTO RESORTE AZUL RANGO 20-130 PSI**	**1**	**1191**	**$ 1.191,00**
FILTRO	**W/20 MESH SCREEN SPIRAX SARCO**	**1**	**43,78**	**$ 43,78**
CODO 90˚	**MARCA TUPY CODO ROSCADO ACERO NEGRO CLASE 150 1"x90°**	**3**	**1,32**	**$ 3,96**
CURVATURA 180˚	**MARCA TUPY CODO ROSCADO ACERO NEGRO CLASE 150 1"x180°**	**1**	**2,64**	**$ 2,64**
TE	**MARCA TUPY TEE ROSCADO ACERO NEGRO CLASE 150 1"x90°**	**6**	**1,85**	**$ 11,10**
TUBERIA	**TUB Sin Costura ASTM/A53/A106 C40 1"**	**1,231 m**	**18,39 c/tubo**	**$ 3,90**
			TOTAL	**$ 3.004,18**

4.5.4 SISTEMA REDUCTOR DE PRESIÓN PARA TUBERIA DE 1 ¼”

TABLA 47: COSTO REDUCTORES DE PRESIÓN *1 ¼”* . (FUENTE: AUTORES)

ACCESORIO	MODELO / TIPO	CANTIDAD	valor unitario	valor total
TRAMPA DE VAPOR	**MODELO: B4-125 TRAMPA DE BALDE INVERTIDO SPIRAX SARCO**	**1**	**730**	**$ 730,00**
VALVULA DE COMPUERTA	**VALVULA COMPUERTA 1-1/4" CUERPO BRONCE CLASE 150S 1-1/4" NPT MODELO: T-134 11/4**	**5**	**155,81**	**$ 779,05**
SEPARADOR	**S1 SEPARATOR DUCTILE IRON 1 1/4 SPIRAX SARCO**	**1**	**532**	**$ 532,00**
VALVULA DE GLOBO	**VALVULA GLOBO 1-1/4" CUERPO BRONCE CLASE 300S 1-1/4" NPT MODELO: T-275-Y-1-1/4**	**1**	**380**	**$ 380,00**
MANÓMETRO CROMADO	**CARATULA DE 2,5", CONEXIÓN INFERIOR DE 1/4" NPT; RANGO 0-200 PSI**	**2**	**16**	**$ 32,00**
VALVULA DE SEGURIDAD	**MODELO: 6010FFM01-AM0120 MARCA KUNKLE SAFETY VALVE F6010 1-1/4"x1"**	**1**	**223**	**$ 223,00**
VALVULA REDUCTORA DE PRESION	**SPIRAX SARCO MODELO 25P CON PILOTO RESORTE AZUL RANGO 20-130 PSI**	**1**	**1402**	**$ 1.402,00**
FILTRO	**W/20 MESH SCREEN SPIRAX SARCO**	**1**	**53**	**$ 53,00**
CODO 90˚	**MARCA TUPY CODO ROSCADO ACERO NEGRO CLASE 150 1-1/4"x90°**	**3**	**2,03**	**$ 6,09**
CURVATURA 180˚	**MARCA TUPY CODO ROSCADO ACERO NEGRO CLASE 150 1-1/4"x180°**	**1**	**4,1**	**$ 4,10**
TE	**MARCA TUPY TEE ROSCADO ACERO NEGRO CLASE 150 1-1/4"x90°**	**6**	**3,82**	**$ 22,92**
TUBERIA	**TUB Sin Costura ASTM/A53/A106 C40 1-1/4"**	**1,231 m**	**23,39 c/tubo**	**$ 4,96**
			TOTAL	**$ 4.169,12**

4.6 COLECTOR

Para el cálculo del colector o manifull hemos pedido una proforma a tecnihierro pues ellos hacen este tipo de colectores y nos facilitaron una proforma (ANEXO 12), con los datos de esta procedemos a presentar el siguiente cuadro:

TABLA 48: COSTO COLECTOR. (FUENTE: AUTORES)

EQUIPO	MODELO / TIPO	CANTIDAD	valor unitario	valor total
ASLANTE	**FLEXRAP ASTM E96**	**1 rollo**	**35**	**$ 35,00**
COLECTOR	**MANIFULL 6 SALIDAS**	**1**	**470**	**$ 470,00**
			TOTAL	**$ 505,00**

4.7 SALA DE MÁQUINAS

Para el determinar el costo de la casa de fuerzas nos referenciamos en las proformas obtenidas en los anexos 3 y 12 los cuales son del caldero y el manifull respectivamente y a continuación presentamos el siguiente cuadro:

TABLA 49: COSTO SALA DE MAQUINAS. (FUENTE: AUTORES)

EQUIPO	MODELO / TIPO	CANTIDAD	valor unitario	valor total
CALDERO (LLAVE EN MANO)	**80 PHP**	**2**	**76.650**	**$ 153.300,00**
MANIFULL	**6 SALIDAS**	**1**	**505**	**$ 505,00**
			TOTAL	**$ 153.805,00**

LLAVE EN MANO: Es la acción mediante la cual nosotros pedimos el equipo con un requerimiento de potencia dado, por ejemplo en nuestro caso dos calderas de 80 BHP y el proveedor se encarga de dimensionar los accesorios para que estos equipos funcionen, tales como los tanque para tratamiento de agua, las bombas, el tanque de condensado, el tanque de combustible, los quemadores, el control box, etc. Y en nuestro caso deberían llegar con la tubería hasta el primer manifull.

4.8 SECCIÓN LAVANDERIA

Para la sección de lavandería, consideramos los costos de tuberías, accesorios, aislante, y demás componentes que intervienen en la red de esta sección, para ello detallamos el siguiente cuadro:

TABLA 50: COSTOS LAVANDERÍA. (FUENTE: AUTORES)

ACCESORIO	MODELO / TIPO	LONGITUD	CANTIDAD	CANTIDAD COMERCIAL	valor unitario	valor total
TUBERIA	**TUB Sin Costura ASTM/A53/A106 C40 1"**	**10,921 m**	**1,88**	**2**	**18,39**	**$ 36,78**
MANIFULL	**6 SALIDAS**	**0**	**1**	**1**	**505**	**$ 505,00**
CODOS 90°	**MARCA TUPY CODO ROSCADO ACERO NEGRO CLASE 150 1"x90°**	**0**	**3**	**3**	**1,32**	**$ 3,96**
JUNTA DE EXPANSIÓN	**SEGÚN ASME Code for Pressure Piping B31,3 USA**	**0**	**1**	**1**	**43,03**	**$ 43,03**
AISLANTE	**CANUELA CON FOIL OWENS CORNING**	**13,11 m**	**14,4**	**15**	**4,59**	**$ 68,85**
SOLDADURA	**SOLDARURA E6011**	**0**	**1**	**1 KG**	**3**	**$ 3,00**
					TOTAL	**$ 660,62**

4.9 SECCIÓN SECADORA

Para la sección de secado, consideramos los costos de tuberías, accesorios, aislante, y demás componentes que intervienen en la red de esta sección, para ello detallamos el siguiente cuadro:

TABLA 51: COSTOS SECADORA. (FUENTE: AUTORES)

ACCESORIO	MODELO / TIPO	LONGITUD	CANTIDAD	CANTIDAD COMERCIAL	valor unitario	valor total
TUBERIA	**TUB Sin Costura ASTM/A53/A106 C40 3/4"**	**5,812 m**	**1**	**1**	**13,33**	**$ 13,36**
CODOS 90°	**MARCA TUPY CODO ROSCADO ACERO NEGRO CLASE 150 3/4"x90°**	**0**	**5**	**5**	**0,93**	**$ 4,65**
SISTEMA REDUCTOR	**VER ANEXO 3**	**0**	**1**	**1**	**2656,98918**	**$ 2.656,99**
SISTEMA DE TRAMPEO	**VER ANEXO 3**	**0**	**1**	**1**	**563,82**	**$ 563,82**
ADAPTACION	**VER ANEXO 3**	**0**	**1**	**1**	**71,24**	**$ 71,24**
AISLANTE	**CANUELA CON FOIL OWENS CORNING**	**8,44 m**	**9,27**	**10**	**4,59**	**$ 45,90**
SOLDADURA	**SOLDARURA E6011**	**0**	**1**	**1 KG**	**3**	**$ 3,00**
					Total	**$3358.96**

4.10 SECCIÓN LAVADORAS DE ROPA

Para la sección de lavadoras de ropa, consideramos los costos de tuberías, accesorios, aislante, y demás componentes que intervienen en la red de esta sección, para ello detallamos el siguiente cuadro:

TABLA 52: COSTOS LAVADORAS DE ROPA. (FUENTE: AUTORES)

ACCESORIO	MODELO / TIPO	LONGITUD	CANTIDAD	CANTIDAD COMERCIAL	valor unitario	valor total
TUBERIA	**TUB Sin Costura ASTM/A53/A106 C40 3/4"**	**10,491 m**	**1,8**	**2**	**13,33**	**$ 26,66**
CODOS 90°	**MARCA TUPY CODO ROSCADO ACERO NEGRO CLASE 150 3/4"x90°**	**0**	**7**	**7**	**0,93**	**$ 6,51**
T´S	**MARCA TUPY TEE ROSCADO ACERO NEGRO CLASE 150 3/4"x90°**	**0**	**1**	**1**	**1,6**	**$ 1,60**
SISTEMA REDUCTOR	**VER ANEXO 3**	**0**	**1**	**1**	**2656,98918**	**$ 2.656,99**
SISTEMA DE TRAMPEO	**VER ANEXO 3**	**0**	**1**	**1**	**563,82**	**$ 563,82**
ADAPTACION	**VER ANEXO 3**	**0**	**2**	**2**	**71,24**	**$ 142,48**
AISLANTE	**CANUELA CON FOIL OWENS CORNING**	**14,28 m**	**15,69**	**16**	**4,59**	**$ 73,44**
SOLDADURA	**SOLDARURA E6011**	**0**	**1**	**1 KG**	**3**	**$ 3,00**
					TOTAL	**$ 3.474,50**

4.11 SECCIÓN RODILLO DE PLANCHADO

Para la sección de rodillo de planchado, consideramos los costos de tuberías, accesorios, aislante, y demás componentes que intervienen en la red de esta sección, para ello detallamos el siguiente cuadro:

TABLA 53: COSTOS RODILLO DE PLANCHADO. (FUENTE: AUTORES)

ACCESORIO	MODELO / TIPO	LONGITUD	CANTIDAD	CANTIDAD COMERCIAL	valor unitario	valor total
TUBERIA	**TUB Sin Costura ASTM/A53/A106 C40 1"**	**16,075 m**	**2,77**	**3**	**18,39**	**$ 55,17**
CODOS 90°	**MARCA TUPY CODO ROSCADO ACERO NEGRO CLASE 150 1"x90°**	**0**	**5**	**5**	**1,32**	**$ 6,60**
JUNTA DE EXPANSIÓN	**SEGÚN ASME Code for Pressure Piping B31,3 USA**	**0**	**1**	**1**	**43,03**	**$ 43,03**
BRIDAS	**VER ANEXO 3**	**0**	**1**	**1**	**41,86**	**$ 41,86**
SISTEMA REDUCTOR	**VER ANEXO 3**	**0**	**1**	**1**	**3004,18312**	**$ 3.004,18**
SISTEMA DE TRAMPEO	**VER ANEXO 3**	**0**	**1**	**1**	**747,1**	**$ 747,10**
ADAPTACION	**VER ANEXO 3**	**0**	**1**	**1**	**71,24**	**$ 71,24**
AISLANTE	**CANUELA CON FOIL OWENS CORNING**	**20,02 m**	**22**	**22**	**4,59**	**$ 100,98**
SOLDADURA	**SOLDARURA E6011**	**0**	**1**	**1 KG**	**3**	**$ 3,00**
					TOTAL	**$ 4.073,16**

4.12 SECCIÓN HIDROSANITARIA

Para la sección de hidrosanitaria, consideramos los costos de tuberías, accesorios, aislante, y demás componentes que intervienen en la red de esta sección, para ello detallamos el siguiente cuadro:

TABLA 54: COSTOS SECCIÓN HIDROSANITARIA. (FUENTE: AUTORES)

ACCESORIO	MODELO / TIPO	LONGITUD	CANTIDAD	CANTIDAD COMERCIAL	valor unitario	valor total
TUBERIA	**TUB Sin Costura ASTM/A53/A106 C40 1-1/4"**	**13,555m**	**2,34**	**3**	**23,39**	**$ 70,17**
CODOS 90°	**MARCA TUPY CODO ROSCADO ACERO NEGRO CLASE 150 1-1/4"x90°**	**0**	**8**	**8**	**2,03**	**$ 16,24**
JUNTA DE EXPANSIÓN	**SEGÚN ASME Code for Pressure Piping B31,3 USA**	**0**	**1**	**1**	**59,36**	**$ 59,36**
BRIDAS	**VER ANEXO 3**	**0**	**1**	**1**	**62,7**	**$ 62,70**
SISTEMA REDUCTOR	**VER ANEXO 3**	**0**	**1**	**1**	**4169,12433**	**$ 4.169,12**
SISTEMA DE TRAMPEO	**VER ANEXO 3**	**0**	**1**	**1**	**1301,56**	**$ 1.301,56**
ADAPTACION	**VER ANEXO 3**	**0**	**1**	**1**	**71,24**	**$ 71,24**
AISLANTE	**CANUELA CON FOIL OWENS CORNING**	**17,87m**	**20,74**	**21**	**4,59**	**$ 96,39**
SOLDADURA	**SOLDARURA E6011**	**0**	**1**	**1 KG**	**3**	**$ 3,00**
					TOTAL	**$ 5.849,78**

4.13 SECCIÓN ESTERILIZACIÓN

Para la sección de esterilización, consideramos los costos de tuberías, accesorios, aislante, y demás componentes que intervienen en la red de esta sección, para ello detallamos el siguiente cuadro:

TABLA 55: COSTOS SECCIÓN ESTERILIZACIÓN. (FUENTE: AUTORES)

ACCESORIO	MODELO / TIPO	LONGITUD	CANTIDAD	CANTIDAD COMERCIAL	valor unitario	valor total
TUBERIA	**TUB Sin Costura ASTM/A53/A106 C40 3/4"**	**68,34m**	**11,78**	**12**	**13,33**	**$ 159,96**
CODOS 90°	**MARCA TUPY CODO ROSCADO ACERO NEGRO CLASE 150 3/4"x90°**	**0**	**13**	**13**	**0,93**	**$ 12,09**
T´S	**MARCA TUPY TEE ROSCADO ACERO NEGRO CLASE 150 3/4"x90°**	**0**	**1**	**1**	**1,6**	**$ 1,60**
JUNTA DE EXPANSIÓN	**SEGÚN ASME Code for Pressure Piping B31,3 USA**	**0**	**2**	**2**	**47,64**	**$ 95,28**
BRIDAS	**VER ANEXO 3**	**0**	**8**	**8**	**36,6**	**$ 292,80**
SISTEMA REDUCTOR	**VER ANEXO 3**	**0**	**1**	**1**	**2656,98918**	**$ 2.656,99**
SISTEMA DE TRAMPEO	**VER ANEXO 3**	**0**	**1**	**1**	**563,82**	**$ 563,82**
ADAPTACION	**VER ANEXO 3**	**0**	**2**	**2**	**71,24**	**$ 142,48**
AISLANTE	**CANUELA CON FOIL OWENS CORNING**	**73,1m**	**80,33**	**81**	**4,59**	**$ 371,79**
SOLDADURA	**SOLDARURA E6011**	**0**		**1 KG**	**3**	**$ 3,00**
					TOTAL	**$ 4.299,81**

4.14 SECCIÓN COCINA

Para la sección de cocina, consideramos los costos de tuberías, accesorios, aislante, y demás componentes que intervienen en la red de esta sección, para ello detallamos el siguiente cuadro:

TABLA 56: COSTOS SECCIÓN COCINA. (FUENTE: AUTORES)

ACCESORIO	MODELO / TIPO	LONGITUD	CANTIDAD	CANTIDAD COMERCIAL	valor unitario	valor total
TUBERIA	**TUB Sin Costura ASTM/A53/A106 C40 3/4"**	**67,077m**	**11,56**	**12**	**13,33**	**$ 159,96**
MANIFULL	**6 SALIDAS**	**0**	**1**	**1**	**505**	**$ 505,00**
CODOS 90°	**MARCA TUPY CODO ROSCADO ACERO NEGRO CLASE 150 3/4"x90°**	**0**	**8**	**8**	**0,93**	**$ 7,44**
JUNTA DE EXPANSIÓN	**SEGÚN ASME Code for Pressure Piping B31,3 USA**	**0**	**3**	**3**	**47,64**	**$ 142,92**
BRIDAS	**VER ANEXO 3**	**0**	**7**	**7**	**36,6**	**$ 256,20**
AISLANTE	**CANUELA CON FOIL OWENS CORNING**	**74,1m**	**81,43**	**82**	**4,59**	**$ 376,38**
SOLDADURA	**SOLDARURA E6011**	**0**	**1**	**1 KG**	**3**	**$ 3,00**
					TOTAL	**$ 1.450,90**

4.15 SECCIÓN PLANCHA DE VAPOR

Para la sección de plancha de vapor, consideramos los costos de tuberías, accesorios, aislante, y demás componentes que intervienen en la red de esta sección, para ello detallamos el siguiente cuadro:

TABLA 57: COSTOS SECCIÓN PLANCHA DE VAPOR. (FUENTE: AUTORES)

ACCESORIO	MODELO / TIPO	LONGITUD	CANTIDAD	CANTIDAD COMERCIAL	valor unitario	valor total
TUBERIA	**TUB Sin costura ASTM/A53/A106 C40 1/2"**	**7,015m**	**1,21**	**2**	**14,7**	**$ 29,40**
CODOS 90°	**MARCA TUPY CODO ROSCADO ACERO NEGRO CLASE 150 1/2"x90°**	**0**	**7**	**7**	**0,59**	**$ 4,13**
SISTEMA REDUCTOR	**VER ANEXO 3**	**0**	**1**	**1**	**2286,78995**	**$ 2.286,79**
SISTEMA DE TRAMPEO	**VER ANEXO 3**	**0**	**1**	**1**	**445,42**	**$ 445,42**
ADAPTACION	**VER ANEXO 3**	**0**	**1**	**1**	**71,24**	**$ 71,24**
AISLANTE	**CANUELA CON FOIL OWENS CORNING**	**11,63m**	**12,78**	**13**	**2,7**	**$ 35,10**
SOLDADURA	**SOLDARURA E6011**	**0**	**1**	**1 KG**	**3**	**$ 3,00**
					TOTAL	**$ 2.875,08**

4.16 SECCIÓN MARMITAS

Para la sección de marmitas, consideramos los costos de tuberías, accesorios, aislante, y demás componentes que intervienen en la red de esta sección, para ello detallamos el siguiente cuadro:

TABLA 58: COSTOS SECCIÓN PLANCHA MARMITAS. (FUENTE: AUTORES)

ACCESORIO	MODELO / TIPO	LONGITUD	CANTIDAD	CANTIDAD COMERCIAL	valor unitario	valor total
TUBERIA	TUB Sin Costura ASTM/A53/A106 C40 3/4"	8,5745m	1,48	2	13,33	$ 26,66
CODOS 90°	MARCA TUPY CODO ROSCADO ACERO NEGRO CLASE 150 3/4"x90°	0	10	10	0,93	$ 9,30
T´S	MARCA TUPY TEE ROSCADO ACERO NEGRO CLASE 150 3/4"x90°	0	1	1	1,6	$ 1,60
SISTEMA REDUCTOR	VER ANEXO 3	0	1	1	2656,98918	$ 2.656,99
SISTEMA DE TRAMPEO	VER ANEXO 3	0	1	1	563,82	$ 563,82
ADAPTACION	VER ANEXO 3	0	2	2	71,24	$ 142,48
AISLANTE	CANUELA CON FOIL OWENS CORNING	13,78m	15,14	16	4,59	$ 73,44
SOLDADURA	SOLDARURA E6011	0	1	1 KG	3	$ 3,00
					TOTAL	**$ 3.477,29**

4.17 SECCIÓN LAVADORA DE LOZA

Para la sección de lavadora de loza, consideramos los costos de tuberías, accesorios, aislante, y demás componentes que intervienen en la red de esta sección, para ello detallamos el siguiente cuadro:

TABLA 59: COSTOS SECCIÓN LAVADORA DE LOZA. (FUENTE: AUTORES)

ACCESORIO	MODELO / TIPO	LONGITUD	CANTIDAD	CANTIDAD COMERCIAL	valor unitario	valor total
TUBERIA	**TUB Sin costura ASTM/A53/A106 C40 1/2"**	**9,102m**	**1,57**	**2**	**14,7**	**$ 29,40**
CODOS 90°	**MARCA TUPY CODO ROSCADO ACERO NEGRO CLASE 150 1/2"x90°**	**0**	**8**	**8**	**0,59**	**$ 4,72**
SISTEMA REDUCTOR	**VER ANEXO 3**	**0**	**1**	**1**	**2286,78995**	**$ 2.286,79**
SISTEMA DE TRAMPEO	**VER ANEXO 3**	**0**	**1**	**1**	**445,42**	**$ 445,42**
ADAPTACION	**VER ANEXO 3**	**0**	**1**	**1**	**71,24**	**$ 71,24**
AISLANTE	**CANUELA CON FOIL OWENS CORNING**	**13,76m**	**15,12**	**16**	**2,7**	**$ 43,20**
SOLDADURA	**SOLDARURA E6011**	**0**	**1**	**1 KG**	**3**	**$ 3,00**
					TOTAL	**$ 2.883,77**

4.18 SECCIÓN MESA CALIENTE

Para la sección de mesa caliente, consideramos los costos de tuberías, accesorios, aislante, y demás componentes que intervienen en la red de esta sección, para ello detallamos el siguiente cuadro:

TABLA 60: COSTOS SECCIÓN MESA CALIENTE. (FUENTE: AUTORES)

ACCESORIO	MODELO / TIPO	LONGITUD	CANTIDAD	CANTIDAD COMERCIAL	valor unitario	valor total
TUBERIA	**TUB Sin Costura ASTM/A53/A106 C40 3/4"**	**12,614m**	**2,17**	**3**	**13,33**	**$ 39,99**
CODOS 90°	**MARCA TUPY CODO ROSCADO ACERO NEGRO CLASE 150 3/4"x90°**	**0**	**7**	**7**	**0,93**	**$ 6,51**
SISTEMA REDUCTOR	**VER ANEXO 3**	**0**	**1**	**1**	**2656,98918**	**$ 2.656,99**
SISTEMA DE TRAMPEO	**VER ANEXO 3**	**0**	**1**	**1**	**563,82**	**$ 563,82**
ADAPTACION	**VER ANEXO 3**	**0**	**1**	**1**	**71,24**	**$ 71,24**
AISLANTE	**CANUELA CON FOIL OWENS CORNING**	**17,42m**	**19,14**	**20**	**4,59**	**$ 91,80**
SOLDADURA	**SOLDARURA E6011**	**0**	**1**	**1 KG**	**3**	**$ 3,00**
					TOTAL	**$ 3.433,35**

Una vez determinados los costos por sectores procedemos a realizar una tabulación de todos estos y a continuación presentamos un cuadro de resultados con el coste de los materiales a utilizar en nuestra red de vapor.

TABLA 61: COSTOS MATERIALES A UTILIZARSE. (FUENTE: AUTORES)

sección	costo
casa de fuerza	**$ 153.805,00**
lavandería	**$ 660,62**
lavadora de ropa	**$ 3.474,50**
secadora	**$ 3.358,96**
rodillo de planchado	**$ 4.073,16**
esterilización	**$ 4.299,81**
hidrosanitaria	**$ 5.849,78**
cocina	**$ 1.450,90**
mesa caliente	**$ 3.433,35**
plancha caliente	**$ 2.875,08**
lavadora de loza	**$ 2.883,77**
marmitas	**$ 3.477,29**

Lo cual nos da un valor de $189.642,22 USD. Ahora para poder determinar el coste total tendremos que sumar un 10% por concepto de mano de obra[44], (Thomsett, 2009) y un 3% por concepto de diseño[45]; con lo cual tenemos un valor total aproximado para la obra de:

TABLA 62: COSTOS TOTAL DEL PROYECTO. (FUENTE: AUTORES)

COSTO DE MATERIALES	$ 189.642,22
MANO DE OBRA	**$ 18.964,22**
DISEÑO	**$ 5.689,27**
COSTO TOTAL DEL PROYECTO	**$ 214.295,71**

[44](Thomsett, 2009) CAP.10.
[45](Thomsett, 2009) CAP.10.

CONCLUSIONES

- ✓ Según la organización mundial de la salud (OMS.), dentro de los sistemas vitales para el funcionamiento de una organización médica se encuentran los sistemas eléctricos, hidrosanitaria, de comunicación, climatización y de vapor siendo estos considerados como indispensables para el funcionamiento vital de cualquier casa medica ya que sin estos sería inconcebible el funcionamiento correcto de estos, en consecuencia existe la necesidad de vapor el cual se utilizaría en varias áreas como la esterilización, cocina, lavandería e hidrosanitaria.

- ✓ Hemos logrado realizar el diseño de una red de vapor para el hospital "San Juan de Dios" bajo las normas establecidas para una entidad sanitaria, así como también hemos logrado determinar un correcto dimensionamiento de sus calderos (punto neurálgico de nuestro diseño)

- ✓ En el diseño de la tubería se utilizó las fórmulas normales de mecánica de fluidos para poder determinar la dimensión de las mismas y en consecuencia la de sus accesorios; para lograr dimensionar el aislante se utilizó la sugerencia del RITE (reglamento de instalaciones térmicas de la edificación), pues este reglamento me garantiza las dimensiones más eficientes para una tubería de vapor, y así evitar gastos extras en consumos de combustible.

- ✓ La simulación de las tuberías se realizó en software libre de TLV y PTC vapor proporcionado por la EREN, en los cuales se ingresaron los datos que teníamos al realizar los cálculos matemáticos y hemos podido comprobar que los resultados prácticamente son los mismos, con lo que concluimos que nuestro cálculo es correcto para el diseño de red que hemos propuesto.

- ✓ La simulación del aislante también la hemos comprobado con un software libre llamado AISLAM, calculadora en la cual hemos ingresado los datos de temperaturas y características en el punto de análisis y los resultados que hemos obtenido son semejantes con lo que concluimos que la dimensión del aislante que calculamos es la correcta para la red que hemos propuesto.

- ✓ El desarrollo matemático de esta tesis no solo sirve para este hospital, si bien el diseño es exclusivo para cada edificación, los principios y el dimensionamiento de las tuberías y sus respectivos aislantes pueden ser aplicados en otras edificaciones que requieran vapor.

- ✓ En la sala de maquinas están dados los costos solo de los equipos, la construcción de obra civil no compete a nuestra carrera, mas las dimensiones mínimas para la construcción de dicha sala esta dadas en el grafico del capítulo 1.

RECOMENDACIONES

- ✓ En este proyecto de tesis no se indica que autoclaves, lavadoras, calandrias, marmitas, mesas, planchas, secadoras, hidrosanitarias se debe usar para cada sección, se recomienda utilizar las características dadas en el capítulo 2, además se debe informar con los proveedores y catálogos para tener las mejores alternativas al momento de adquirirlas.

- ✓ Al realizar el proyecto de tesis hemos tenido que averiguar si lo que estamos dimensionando se encuentra en el mercado nacional y hemos podido verificar que no se realizan cálculos detallados para dimensionar el espesor de aislante térmico, pues solo existen en dimensiones de 1" de espesor, si queremos tener un consumo eficiente debemos analizar y calcular que tipo y qué cantidad de aislante debo colocar en mi red de vapor.

- ✓ En una red de vapor es recomendable cerrar el circuito (red de vapor y red de condensado), en este proyecto hemos realizado el estudio de la primera parte, para el diseño de retornos de condensado se recomienda hacer otra tesis que abarque dicho estudio.

- ✓ Para la unión de tuberías se utiliza bridas, pero para la unión de la brida a la tubería se debe tener presente que esta debe ser soldada, para evitar problemas posteriores en el mantenimiento de la red.

- ✓ Al primer arranque de las calderas se debe dejar abiertos los sistemas de trampeo (purgas), pues tendremos presencia de bolsas de aire y condensados, los cuales son perjudiciales para el correcto funcionamiento de los equipos.

- ✓ En cuanto al software utilizado para dimensionar la tubería se recomienda TLV de vapor, pues esta calculadora no solo nos da la dimensión de la tubería, sino también nos da el diámetro nominal comercial que es el que al final lo vamos a utilizar.

- ✓ El software de aislamiento térmico que hemos utilizado no solo dimensiona espesores de cañuelas para tubería, también dimensiona aislante para paredes y esferas con lo cual podemos ampliar nuestro rango de análisis si el caso así lo ameritase.

- ✓ En la red de vapor debemos evitar el pandeo de las tuberías, los golpes de ariete producidos por no tener y sobre todo evitar la tendencia de dimensionar la tubería guiándose solo en las conexiones de los equipos, si la tubería se dimensiona de esta manera es posible no tener el caudal volumétrico necesario.

BIBLIOGRAFIA

- JUNTA DE CASTILLA Y LEON. (2010). *Manual Tecnico Diseño y Cálculo en redes de vapor.* CASTILLA Y LEON: I.Sorles. LEON.
- ATECYR. (2007). *Diseño y calculo del aislamiento de conducciones,aparatos y equipos.* Madrid: IDAE.
- Azevedo, A. (1975). Manual de Hidraulica. Mexico: Harla.
- Bernal, D. B. (2011). SEMINARIO DE CALDERAS. *REPOSITORIO DE CALDERAS* . CUENCA.
- CAÑUELAS, C. D. (2013). *LA LLAVE SA.* Recuperado el 27 de MAYO de 2014, de FIBREGLASSCOLOMBIA: http://www.fiberglass.com
- Cengel, & Boles. (2007). *TERMODINAMICA.* McGRAW-HILL.
- CRANE. (1998). *Flujo de Fluidos.* Mexico: Mc Grawn Hill.
- EHO. (2009). *www.ehowenespanol.com*. Recuperado el 9 de 2013, de http://www.ehowenespanol.com/usos-mesa-vapor-alimentos-info_209717/
- Ens. Applus CTC.LGAI Technological Center. (Expediente nº06 / 32300346.). Victermofitex.
- FIBERGLASS. (23 de AGOSTO de 2013). *FIBERGLASSCOLOMBIA.* Recuperado el 27 de MAYO de 2014, de http://www.fiberglasscolombia.com
- GASTRODIREC EUROPA S.A. (2011). *http://www.hellopro.es/Gastrodirect_Europe_SA-16692-noprofil-2009255-32414-0-1-1-fr-societe.html*. Obtenido de http://www.hellopro.es/Gastrodirect_Europe_SA-16692-noprofil-2009255-32414-0-1-1-fr-societe.html
- HOSPITAL SAN JUAN DE DIOS. (2013). *DESCRIPCION DEL HOSPITAL.* CUENCA.
- INEN. (2001). *http://apps.inen.gob.ec/descarga/.* Recuperado el 2013, de http://www.inen.gob.ec/images/pdf/cpe/CPE-20.pdf
- INSTITUTO MEXICANO DE SEGURRIDAD SOCIAL. (2004). *INSTALACIONES HIDRAULICAS, SANITARIAS Y ESPECIALES.* MEXICO: IMSS.

- LUIS JUTGLAR, A. M. (2012). *MANUAL DE CALEFACCION* (Vol. 1). (J. BOIXAREU, Ed.) BARCELONA: LEXUS.
- MAXIDRY. (2012). *SECADORA INDUSTRIAL*. MAXIDRY.
- MIMSA. (2010). *http://maquinariamimsa.mx/Productos/ProcesoAlimentos/Marmitas/*. Recuperado el 25 de 7 de 2013, de http://maquinariamimsa.mx/Productos/ProcesoAlimentos/Marmitas/MarmitaVapor.pdf
- OPS. (2008). *http://www.paho.org/*.Recuperado el 28 de 04 de 2013, de http://www.paho.org/PAHO-USAID/dmdocuments/AMR-Manual_Esterilizacion_Centros_Salud_2008.pdf
- PICHINCHA), C. (. (19 AL 22 DE SEPTIEMBRE DE 2011). *SELECCION, OPERACION Y MANTENIMIENTO DE CALDERAS INDUSTRIALES.* QUITO: CORPORACION CIMEC.
- Primus Laundry. (10 de 2010). *www.primuslaundry.com*. Recuperado el 10 de 11 de 2012, de http://www.primuslaundry.com/_media/primus-2ef8aa326a3826a9df2eb64853d3354d/techspecs_mb26_33_44_66_eng.pdf
- Rajput, R. (2012). *Ingenieria Termodinamica.* Cengage Learning.
- Refrigeracion, A. T. (2007). *DISEÑO Y CALCULO DEL AISLAMIENTO TERMICO DE CONDUCCIONES APARATOS Y EQUIPOS.* Madrid: IDAE/ Instituto para la Diversificacion y ahorro de Energia /Castilla de.
- regionales, D. d. (2007). *www.conae.gob.mx*. Recuperado el 07 de abril de 2014, de http://www.coane.gob.mx
- SARCO, S. (1998). *DISTRIBUCION DEL VAPOR.* BUENOS AIRES.
- SARCO, S. (1999). *REFERNCIA TECNICA CALDERAS Y ACCESORIOS.* BUENOS AIRES.
- SARCO-03, S. (1999). *www.spiraxsarco.com/ar.* Recuperado el Septiembre de 2013, de http://www.spiraxsarco.com/cl/pdfs/training/gcm-03.pdf
- SARCO-04, S. (1999). *www.spiraxsarco.com/ar.* Recuperado el Septiembre de 2013, de http://www.spiraxsarco.com/cl/pdfs/training/gcm_04.pdf
- SERCON. (2012). *ESTERILIZAR MANUAL DE OPERACIONES.* BRASILI: SERCON.

- Streeter, V. L. (2000). *Mecanica de Fluidos.*Colombia: McGrawHill.
- Thomsett, M. C. (2009). *CONTABILIDAD PARA EL CONTRUCTOR (GUIA PARA ARQUITECTOS E INGENIEROS CIVILES).* MEXICO: TRILLAS.
- Yunus, C. (2007). *Transferencia de Calor y Masa.* Mexico: McGrawHill.
- ASOGALENICA S.A. (2012). CUENCA.

ANEXOS

ANEXO #1

LONGITUDES DE TUBERIA PRINCIPAL Y SECUNDARIA

TUBERIA PRINCIPAL

	MANIFULL DE LAVANDERIA			MANIFUL DE COCINA		
	CANTIDAD	LONGITUD	TOTAL	CANTIDAD	LONGITUD	TOTAL
TUBERIA PRINCIPAL	1	5552	5,552	1	2527	2,527
	1	2527	2,527	1	19872	19,872
	1	300	0,3	1	5011	5,011
	1	2542	2,542	1	4611	4,611
	0	0	0	1	15729	15,729
	0	0	0	1	10697	10,697
	0	0	0	1	6054	6,054
	0	0	0	1	172	0,172
	0	0	0	1	2404	2,404
BRIDAS			10,921			67,077
	CANTIDAD	ITUD EQUIVAI	TOTAL	CANTIDAD	ITUD EQUIVAI	TOTAL
MANIFULL	1	6,7	6,7	1	6,7	6,7
CODOS 90°	3	3,2	9,6	8	3,2	25,6
BRIDAS	0	0	0	7	0	0
JUNTA DE DILATACION	1	7,5	7,5	3	7,5	22,5
LONGITUD EQUIVALENTE DE ACCESORIOS			23,8			54,8
LONGITUD TOTAL [m]			34,721			121,877

	ESTERILIZACION			AGUA SANITARIA		
	CANTIDAD	LONGITUD	TOTAL	CANTIDAD	LONGITUD	TOTAL
TUBERIA PRINCIPAL	1	2312	2,312	1	2112	2,112
	1	47808	47,808	1	8355	8,355
	1	5211	5,211	1	300	0,3
	1	4177	4,177	0	0	0
	1	3429	3,429	0	0	0
	1	357	0,357	0	0	0
	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0
BRIDAS			63,294			10,767
	CANTIDAD	ITUD EQUIVAI	TOTAL	CANTIDAD	ITUD EQUIVAI	TOTAL
MANIFULL	0	6,7	0	0	6,7	0
CODOS 90°	6	3,2	19,2	3	3,2	9,6
BRIDAS	8	0	0	1	0	0
JUNTA DE DILATACION	2	7,5	15	1	7,5	7,5
LONGITUD EQUIVALENTE DE ACCESORIOS			34,2			17,1
LONGITUD TOTAL [m]			97,494			27,867

TUBERIA SECUNDARIA

A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
	SECADO			LAVADORAS DE ROPA			RODILLO DE PLANCHADO		
	CANTIDAD	LONGITUD	TOTAL	CANTIDAD	LONGITUD	TOTAL	CANTIDAD	LONGITUD	TOTAL
TUBERIA DE DERIVACION	1	2525	2,525	1	4671	4,671	1	11595	11,595
	1	0	0	0	0	0	0	0	0
	1	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0
BRIDAS			4,029			6,375			13,499
	CANTIDAD	LONGITUD EQUIVALENTE	TOTAL	CANTIDAD	LONGITUD EQUIVALENTE	TOTAL	CANTIDAD	LONGITUD EQUIVALENTE	TOTAL
MANIFULL	0	6,7	0	0	6,7	0	0	6,7	0
CODOS 90°	2	3,2	6,4	2	3,2	6,4	2	3,2	6,4
BRIDAS	0	0	0	0	0	0	1	0	0
JUNTA DE DILATACION	0	7,5	0	0	7,5	0	0	7,5	0
LONGITUD EQUIVALENTE DE ACCESORIOS			6,4			6,4			6,4
LONGITUD TOTAL [m]			10,429			12,775			19,899
NEPLOS	1	959	0,959	1	1132	1,132	1	1332	1,332
	1	824	0,824	1	824	0,824	1	420	0,42
	0	0	0	2	1080	2,16	1	824	0,824
	0	0	0	0	0	0	0	0	0
LONGITUD TOTAL DE TUBERIA POR SECCION			1,783			4,116			2,576
	CANTIDAD	LONGITUD EQUIVALENTE	TOTAL	CANTIDAD	LONGITUD EQUIVALENTE	TOTAL	CANTIDAD	LONGITUD EQUIVALENTE	TOTAL
CODOS 90°	4	3,2	12,8	4	3,2	12,8	4	3,2	12,8
REDUCCION	1	5,1	5,1	1	5,1	5,1	1	5,1	5,1
SISTEMA REDUCTOR DE PRESION	1	212,831	212,831	1	212,831	212,831	1	212,831	212,831
SISTEMA DE TRAMPEO	1	58,4	58,4	1	58,4	58,4	1	58,4	58,4
BRIDAS	0	0	0	0	0	0	1	0	0
T'S	0	2	0	1	2	2	0	2	0
ADAPTACION AL EQUIPO	1	4,1	4,1	2	4,1	8,2	1	4,1	4,1
LONGITUD EQUIVALENTE DE ACCESORIOS			293,231			299,331			293,231
LONGITUD TOTAL			295,014			303,447			295,807
TOTAL LONGIUTD DE TUBERIA			**305,443**			**316,222**			**315,706**

	AGUA SANITARIA			ESTERILIZACION			MARMITAS		
	CANTIDAD	LONGITUD	TOTAL	CANTIDAD	LONGITUD	TOTAL	CANTIDAD	LONGITUD	TOTAL
TUBERIA DE DERIVACION	1	8355	8,355	1	47808	47,808	1	376	0,376
	1	300	0,3	1	5211	5,211	1	2404	2,404
	0	0	0	1	4177	4,177	1	298	0,298
	0	0	0	1	3429	3,429	0	0	0
	0	0	0	1	357	0,357	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0
BRIDAS			10,767			63,294			3,4335
	CANTIDAD	LONGITUD EQUIVALENTE	TOTAL	CANTIDAD	LONGITUD EQUIVALENTE	TOTAL	CANTIDAD	LONGITUD EQUIVALENTE	TOTAL
MANIFULL	0	6,7	0	0	6,7	0	0	6,7	0
CODOS 90°	3	3,2	9,6	6	3,2	19,2	3	3,2	9,6
BRIDAS	1	0	0	8	0	0	0	0	0
JUNTA DE DILATACION	1	7,5	7,5	2	7,5	15	0	7,5	0
LONGITUD EQUIVALENTE DE ACCESORIOS			17,1			34,2			9,6
LONGITUD TOTAL [m]			27,867			97,494			13,0335
NEPLOS	1	1932	1,932	1	1932	1,932	1	1949	1,949
	1	374	0,374	2	374	0,748	1	384	0,384
	1	108	0,108	1	944	0,944	1	733	0,733
	1	374	0,374	2	711	1,422	1	374	0,374
LONGITUD TOTAL DE TUBERIA POR SECCION			2,788			5,046			3,44
	CANTIDAD	LONGITUD EQUIVALENTE	TOTAL	CANTIDAD	LONGITUD EQUIVALENTE	TOTAL	CANTIDAD	LONGITUD EQUIVALENTE	TOTAL
CODOS 90°	5	3,2	16	8	3,2	25,6	8	3,2	25,6
REDUCCION	1	5,1	5,1	1	5,1	5,1	1	5,1	5,1
SISTEMA REDUCTOR DE PRESION	1	212,831	212,831	1	212,831	212,831	1	212,831	212,831
SISTEMA DE TRAMPEO	1	58,4	58,4	1	58,4	58,4	1	58,4	58,4
BRIDAS	1	0	0	0	0	0	0	0	0
T'S	0	2	0	1	2	2	1	2	2
ADAPTACION AL EQUIPO	1	4,1	4,1	2	4,1	8,2	2	4,1	8,2
LONGITUD EQUIVALENTE DE ACCESORIOS			296,431			312,131			312,131
LONGITUD TOTAL			299,219			317,177			315,571
TOTAL LONGIUTD DE TUBERIA			**327,086**			**414,671**			**328,6045**

	PLANCHA CALIENTE			MESA CALIENTE			LAVAVO DE PLATOS		
	CANTIDAD	LONGITUD	TOTAL	CANTIDAD	LONGITUD	TOTAL	CANTIDAD	LONGITUD	TOTAL
TUBERIA DE DERIVACION	1	1086	1,086	1	3940	3,94	1	824	0,824
	1	472	0,472	1	3203	3,203	1	506	0,506
	0	0	0	0	0	0	1	1582	1,582
	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0
BRIDAS			3,962			9,547			3,854
	CANTIDAD	LONGITUD EQUIVALENTE	TOTAL	CANTIDAD	LONGITUD EQUIVALENTE	TOTAL	CANTIDAD	LONGITUD EQUIVALENTE	TOTAL
MANIFULL	0	6,7	0	0	6,7	0	0	6,7	0
CODOS 90°	3	3,2	9,6	3	3,2	9,6	3	3,2	9,6
BRIDAS	0	0	0	0	0	0	0	0	0
JUNTA DE DILATACION	0	7,5	0	0	7,5	0	0	7,5	0
LONGITUD EQUIVALENTE DE ACCESORIOS			9,6			9,6			9,6
LONGITUD TOTAL [m]			13,562			19,147			13,454
NEPLOS	1	1949	1,949	1	1949	1,949	1	1368	1,368
	1	374	0,374	1	374	0,374	1	730	0,73
	1	345	0,345	1	349	0,349	1	746	0,746
	1	385	0,385	1	395	0,395	1	2404	2,404
LONGITUD TOTAL DE TUBERIA POR SECCION			3,053			3,067			5,248
	CANTIDAD	LONGITUD EQUIVALENTE	TOTAL	CANTIDAD	LONGITUD EQUIVALENTE	TOTAL	CANTIDAD	LONGITUD EQUIVALENTE	TOTAL
CODOS 90°	5	3,2	16	5	3,2	16	6	3,2	19,2
REDUCCION	1	5,1	5,1	1	5,1	5,1	1	5,1	5,1
SISTEMA REDUCTOR DE PRESION	1	212,831	212,831	1	212,831	212,831	1	212,831	212,831
SISTEMA DE TRAMPEO	1	58,4	58,4	1	58,4	58,4	1	58,4	58,4
BRIDAS	0	0	0	0	0	0	0	0	0
T'S	0	2	0	0	2	0	0	2	0
ADAPTACION AL EQUIPO	1	4,1	4,1	1	4,1	4,1	1	4,1	4,1
LONGITUD EQUIVALENTE DE ACCESORIOS			296,431			296,431			299,631
LONGITUD TOTAL			299,484			299,498			304,879
TOTAL LONGIUTD DE TUBERIA			**313,046**			**318,645**			**318,333**

ANEXO #2

PROFORMA DE CALDERA PARA HOSPITAL SAN JUAN DE DIOS

LA LLAVE S.A DE COMERCIO

PRESENTA LA OFERTA:

"CALDERO PIROTUBULAR PARA LA GENERACIÓN DE VAPOR DE 80BHP DE POTENCIA"

PROPUESTA TÉCNICA-ECONÓMICA

LLE-YS-48-2013

York - Shipley Global
Division of AESYS Technologies, LLC

PARA: Sr Oswaldo Rubio **COT LLE-YS-48-2013**

COMPAÑIA

DE: Ing. Jóse Luis Cardenas **FECHA** 04/07/14

ASUNTO CALDERO PIROTUBULAR DE 80BHP

Estimados Señores
Tenemos el agrado de dirigirnos a Uds. para hacerles llegar la descripción técnica y cotización de un caldero generador de vapor de potencia 80BHP.

DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO OFERTADO

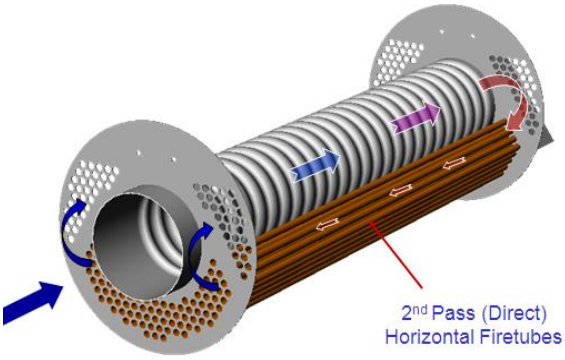
La selección del equipo se ha realizado en base a las especificaciones solicitadas por el cliente:

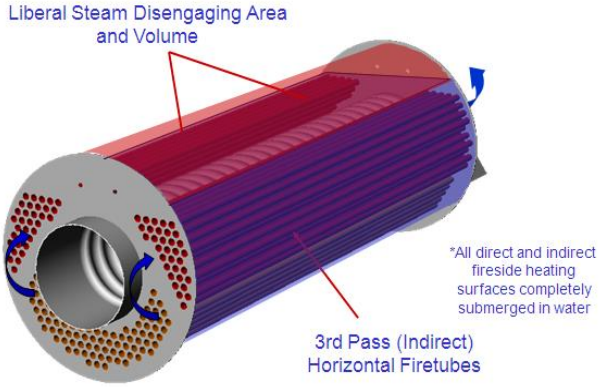
A.1 CALDERA PITROTUBULAR 80BHP

DESEMPEÑO Y CARACTERISTICAS DE DISEÑO DEL CALDERO

- Modelo del Caldero: **548-SPH-80-S150-2-9.5K High Pressure Steam Boiler**
- Cantidad de calderos: Uno, (1), Equipo paquete.
- Potencia del caldero: 80 BHP
- Capacidad del caldero: 2,760libras de vapor saturado por hora
- Energía del caldero a la salida: 2,678,000 BTU / Hour Output
- Presión de diseño: 150 PSIG SteamPressure
- Presión de operación: hasta 125 PSIG
- Superficie de calentamiento - lado de fuego:400pies cuadrados de superficie de calentamiento efectiva
- Superficie de Calentamiento - Lado Húmedo: 438pies cuadrados de superficie de calentamiento efectiva
- Norma ASME de Construcción*:Section 1, PowerBoilers, ASME Code
- Tipo de Caldero: Espalda Seca, Pirotubular
- Altura de instalación: 9,200 pies sobre el nivel del mar(2800metros sobre el nivel del mar)
- Operación del quemador: Modulación completa de la secuencia de disparo
- Sistema de llama: Fireye E-110 SelfDiagnosticControlado por microprocesador de Auto diagnóstico.
- Entrada de combustible - #2 Fuel Oil:24 GPH #2 Fuel Oil, nominal a 140,000 BTU/Galón(111.66 Litros por Hora).
- Turn Down Ratio: 3 : 1 Grade #2 Fuel Oil
- Tipo de Ignición: Directa ignición eléctrica.
- Secuencia deIgnición: Arranque a llama baja.
- Medio de atomización: Presión de atomización.

- Voltaje principal: 230/460 volt – 3 phase – 60 Hertz
- Voltaje de Control: 115V - 1 PH - 60 Hz.
- Motor del soplador: 3HP, 230/460v – 3ph – 60 Hz, ODP (2.24 KW)
- Operating Weight: 11,335libras, (Approximate)
- Peso inundado: 11.810libras, (aproximadamente)
- Capacidad de Agua: 520 Galones, (operando a nivel de agua)





DESCRIPCION GENERAL DEL EQUIPO OFERTADO

Completamente ensamblado y probado en nuestra planta en estricta concordancia con las especificaciones A.S.M.E y equipada UL. El caldero es montado en un skit robusto par fácil instalación en pisos de concreto.

La caldera York Shipley Global espalda seca de tres pasos Tres Pasos tiene una eficiencia garantizada de por lo menos 80% cuando opera entre el 25%-100% de su capacidad total.

Cada caldero está listo para producir vapor una vez se realicen las conexiones de combustible, vapor, alimentación de agua, chimenea para salida de gases y conexiones eléctricas.

La puerta posterior permite realizar una fácil inspección y limpieza de los tubos separadamente. Cada caldero incluye un pequeño acceoso por la puerta frontal, el cual permite a una sola persona realizar la limpieza de del espacio frontal sin necesidad de remover la puerta.

Descripción de la construcción – York Shipley Global Tres Pasos Espalda Seca.

- Caldero de vapor de 3 pasos diseñado, construido y estampado bajo la norma ASME para 150 PSIG MAWP

(1) – Control primario LWCO / Pumpl: MM#157S - Auto Reset

(1) –Control auxiliar LWCO: MM #750B - Manual Reset

(1) –Arreglo de mirilla para medición de columna de agua

(1) –Control de presión de operación - L404F Auto Reset

(1) –Control de límite alto de presión - L4079B Manual Reset

(1) –Control de llama baja – L404F Auto Reset

(1) –Manómetro-6" Diametro – 0 to 300 PSIG

(1) –Conexión de agua de alimentación en1.25" NPT,con bafle interno

(1) –Conexión salida de vapor 2.50" x 300# Flanged

(1) –Conexión purga de fondo 1.25" NPT

(1) –Conexión purga de superficie 1.25" NPT

(1) –Descarga de gases de combustión 10.00"

(1) –Termómetromontada200^{o}F - 1000°F

(1) - Válvula de Seguridad certificada ASME

(6) -Handhole de Inspecciónsegúncódigo ASME

- Carcasa de acero pintada con 2 plg de aislamiento

- Base de acero tipo skit

- Acceso frontal paralimpieza.

A.2 SISTEMA DE ALIMENTACION DE AGUA

El sistemaincluye:

1.-150 Gallon Condensate Return / Boiler Feedwater Storage Tank Assembly
   A. 15Gallon Steel Storage Tank w/ necessary connections
   B. Water Level Gauge Glass & Valve Set with Red Line Gauge Glass
   C. 3.00" Diameter 40°F. - 240°F. TankThermometer
   D. Internal Pump Suction Baffle : Prevents feedwater pump cavitation
   E. Automatic Reset Low Water Pump Control, McDonnell Miller #PS-801-120, Tank Mounted
2.-Structural Steel Tank Stank with Steel Pump Base
3.-Duplex Control Panel Arrangement, w/ Indicating lights, Hands/Off/Auto Switch, Motor starter, etc..
4.-(1) - Type # 221" Float Operated Fresh Water Make-up Arrangement
5.-(2) –GouldsBoilerFeedwater Pumps with 3HP – 230/460v-3ph-60Hz motor
6.-(2) - Sets of 1.25" Feedwater Pump Suction & Discharge Piping, suction pre-piped, dischargepipingshippedloose.

A.3 SISTEMA DE TRATAMIENTO DE AGUA.

El sistema incluye:

A.3.1 SISTEMA DE QUÍMICOS.

1. Tanque de 50 galones, tanque de polipropileno.
2. Agitador, Modelo L-2-300, 115V-1PH-60HZ
3. Bomba Dosificadora Neptune, 515 – E -NS

A.3.2 SISTEMA DE ABLANDAMIENTO.

1. Ablandador Simple de 3ft3

MARCA: CULLIGAN
PROCEDENCIA: USA
Tanque de 3ft con controlador electrónico.
Tanque de salmuera
Caudal continuo: 27gpm
Caudal Pico: 35gpm

OFERTA ECONOMICA.

A.1 CALDERA PITROTUBULAR 80BHP

Modelo 548-SPH-80-S150-2-Diesel……***Precio: 65,100.°°usd+iva***

A.2 SISTEMA DE ALIMENTACION DE AGUA

……***Precio: 18,000.°°usd+iva***

A.3 SISTEMA DE TRATAMIENTO DE AGUA

……***Precio: 5,100°°usd+iva***

TERMINOS DE LA OFERTA:

1. Los precios ofertados son para provisión de los equipos para entrega local en planta del cliente. El cliente asumirá los gastos de montacargas y demás equipos necesarios para descargar el equipo ofertado en su planta.

2. Tiempo de entrega de planos para aprobación cliente, 3 semanas luego de la recepción de la orden de compra.

3. Tiempo de entrega 20 a 22 semanas luego de la recepción de planos aprobados por parte del cliente.

4. Garantía del equipo 1 año contra defectos de fábrica, luego del arranque del equipo o 18 meses luego del despacho de la fábrica, lo primero que suceda.

5. Validez de la oferta : 45 DIAS

6. Forma de pago : A convenir.

7. El precio de la caldera incluye tanque de combustible.

Sin otro particular y a la espera de sus gratas ordenes:

Atentamente.

ING.JOSÉ LUIS CARDENAS
LA LLAVE S.A DE COMERCIO

ANEXO#3

PLANOS DE LA VISTA EN PLANTA DE LOS PISOS DEL HOSPITAL Y RED DE DISTRIBUCION

ANEXO#4

TABLAS DE VAPOR

Presión absoluta bara	Temperatura °C	Entalpía específica kWh/kg	Densidad kg/m³	Volumen específico m³/kg	Viscosidad dinámica cP	Viscosidad cinemática cSt	Calor específico kWh/kg K
0,1	45,81	0,717746	0,068164	14,670558	0,010486	153,829602	0,0005393
0,2	60,06	0,724708	0,130751	7,648151	0,010936	83,643381	0,0005462
0,3	69,10	0,729042	0,191257	5,228560	0,011231	58,720149	0,0005515
0,4	75,86	0,732236	0,250431	3,993110	0,011454	45,737808	0,0005559
0,5	81,32	0,734781	0,308628	3,240149	0,011636	37,703850	0,0005599
0,6	85,93	0,736904	0,366055	2,731829	0,011791	32,212043	0,0005636
0,7	89,93	0,738727	0,422851	2,364899	0,011927	28,205490	0,0005670
0,8	93,49	0,740327	0,479113	2,087189	0,012047	25,144926	0,0005704
0,9	96,69	0,741754	0,534914	1,869458	0,012156	22,725515	0,0005736
1	99,61	0,743042	0,590311	1,694023	0,012256	20,761550	0,0005766
2	120,21	0,751734	1,129006	0,885735	0,012963	11,482172	0,0006042
3	133,53	0,756914	1,650749	0,605785	0,013423	8,131467	0,0006253
4	143,61	0,760571	2,162668	0,462392	0,013771	6,367790	0,0006501
5	151,84	0,763363	2,668058	0,374804	0,014055	5,267986	0,0006702
6	158,83	0,765594	3,168816	0,315573	0,014297	4,511649	0,0006889
7	164,95	0,767430	3,666173	0,272764	0,014507	3,957123	0,0007065
8	170,41	0,768973	4,160988	0,240328	0,014696	3,531747	0,0007231
9	175,36	0,770288	4,653897	0,214874	0,014866	3,194261	0,0007390
10	179,89	0,771422	5,145386	0,194349	0,015022	2,919431	0,0007542
11	184,07	0,772408	5,635842	0,177436	0,015166	2,690922	0,0007688
12	187,96	0,773269	6,125579	0,163250	0,015300	2,497678	0,0007830
13	191,61	0,774026	6,614856	0,151175	0,015425	2,331934	0,0007968
14	195,05	0,774693	7,103894	0,140768	0,015544	2,188072	0,0008103
15	198,30	0,775281	7,592880	0,131702	0,015656	2,061923	0,0008235
16	201,38	0,775800	8,081978	0,123732	0,015762	1,950325	0,0008364
17	204,31	0,776259	8,571331	0,116668	0,015864	1,850835	0,0008491
18	207,12	0,776663	9,061065	0,110362	0,015961	1,761532	0,0008616
19	209,81	0,777018	9,551293	0,104698	0,016055	1,680889	0,0008740
20	212,38	0,777329	10,042122	0,099581	0,016144	1,607671	0,0008862
21	214,87	0,777600	10,533640	0,094934	0,016231	1,540870	0,0008983
22	217,26	0,777834	11,025935	0,090695	0,016315	1,479655	0,0009103
23	219,56	0,778035	11,519083	0,086812	0,016396	1,423334	0,0009222
24	221,80	0,778204	12,013158	0,083242	0,016474	1,371327	0,0009340
25	223,96	0,778345	12,508228	0,079947	0,016550	1,323144	0,0009457
26	226,05	0,778460	13,004356	0,076897	0,016624	1,278364	0,0009573
27	228,09	0,778549	13,501600	0,074065	0,016696	1,236630	0,0009689
28	230,06	0,778615	14,000018	0,071428	0,016767	1,197633	0,0009805
29	231,99	0,778660	14,499662	0,068967	0,016836	1,161104	0,0009920
30	233,86	0,778685	15,000582	0,066664	0,016903	1,126809	0,0010034
31	235,68	0,778690	15,502828	0,064504	0,016969	1,094543	0,0010148
32	237,46	0,778677	16,006444	0,062475	0,017033	1,064127	0,0010262
33	239,20	0,778647	16,511476	0,060564	0,017096	1,035400	0,0010376
34	240,90	0,778601	17,017966	0,058761	0,017158	1,008222	0,0010490
35	242,56	0,778540	17,525955	0,057058	0,017219	0,982468	0,0010603
36	244,19	0,778464	18,035484	0,055446	0,017278	0,958024	0,0010717
37	245,78	0,778374	18,546592	0,053918	0,017337	0,934790	0,0010830
38	247,33	0,778271	19,059316	0,052468	0,017395	0,912677	0,0010944
39	248,86	0,778155	19,573694	0,051089	0,017452	0,891601	0,0011058
40	250,36	0,778027	20,089761	0,049777	0,017508	0,871490	0,0011172
41	251,83	0,777887	20,607553	0,048526	0,017563	0,852278	0,0011286
42	253,27	0,777737	21,127106	0,047333	0,017618	0,833902	0,0011400
43	254,68	0,777575	21,648453	0,046193	0,017672	0,816308	0,0011514
44	256,07	0,777403	22,171628	0,045103	0,017725	0,799446	0,0011629
45	257,44	0,777221	22,696666	0,044059	0,017778	0,783269	0,0011744

TABLA DE PROPIEDADES DEL VAPOR (entrada por presiones)

Presión absoluta bara	Temperatura °C	Entalpía específica kWh/kg	Densidad kg/m³	Volumen específico m³/kg	Viscosidad dinámica cP	Viscosidad cinemática cSt	Calor específico kWh/kg K
0,1	45,81	0,717746	0,068164	14,670558	0,010486	153,829602	0,0005393
0,2	60,06	0,724708	0,130751	7,648151	0,010936	83,643381	0,0005462
0,3	69,10	0,729042	0,191257	5,228560	0,011231	58,720149	0,0005515
0,4	75,86	0,732236	0,250431	3,993110	0,011454	45,737808	0,0005559
0,5	81,32	0,734781	0,308628	3,240149	0,011636	37,703850	0,0005599
0,6	85,93	0,736904	0,366055	2,731829	0,011791	32,212043	0,0005636
0,7	89,93	0,738727	0,422851	2,364899	0,011927	28,205490	0,0005670
0,8	93,49	0,740327	0,479113	2,087189	0,012047	25,144926	0,0005704
0,9	96,69	0,741754	0,534914	1,869458	0,012156	22,725515	0,0005736
1	99,61	0,743042	0,590311	1,694023	0,012256	20,761550	0,0005766
2	120,21	0,751734	1,129006	0,885735	0,012963	11,482172	0,0006042
3	133,53	0,756914	1,650749	0,605785	0,013423	8,131467	0,0006283
4	143,61	0,760571	2,162668	0,462392	0,013771	6,367790	0,0006501
5	151,84	0,763363	2,668058	0,374804	0,014055	5,267986	0,0006702
6	158,83	0,765594	3,168816	0,315575	0,014297	4,511649	0,0006889
7	164,95	0,767430	3,666173	0,272764	0,014507	3,957123	0,0007065
8	170,41	0,768973	4,160988	0,240328	0,014696	3,531747	0,0007231
9	175,36	0,770288	4,653897	0,214874	0,014866	3,194261	0,0007390
10	179,89	0,771422	5,145386	0,194349	0,015022	2,919431	0,0007542
11	184,07	0,772408	5,635842	0,177436	0,015166	2,690922	0,0007688
12	187,96	0,773269	6,125579	0,163250	0,015300	2,497678	0,0007830
13	191,61	0,774026	6,614856	0,151173	0,015425	2,331934	0,0007968
14	195,05	0,774693	7,103894	0,140768	0,015544	2,188072	0,0008103
15	198,30	0,775281	7,592880	0,131702	0,015656	2,061923	0,0008235
16	201,38	0,775800	8,081978	0,123732	0,015762	1,950325	0,0008364
17	204,31	0,776259	8,571331	0,116668	0,015864	1,850635	0,0008491
18	207,12	0,776663	9,061065	0,110362	0,015961	1,761532	0,0008616
19	209,81	0,777018	9,551295	0,104698	0,016055	1,680889	0,0008740
20	212,38	0,777329	10,042122	0,099581	0,016144	1,607671	0,0008862
21	214,87	0,777600	10,533640	0,094934	0,016231	1,540870	0,0008983
22	217,26	0,777834	11,025935	0,090695	0,016315	1,479655	0,0009103
23	219,56	0,778035	11,519083	0,086812	0,016396	1,423334	0,0009222
24	221,80	0,778204	12,013158	0,083242	0,016474	1,371327	0,0009340
25	223,96	0,778345	12,508228	0,079947	0,016550	1,323144	0,0009457
26	226,05	0,778460	13,004356	0,076897	0,016624	1,278364	0,0009573
27	228,09	0,778549	13,501600	0,074065	0,016696	1,236630	0,0009689
28	230,06	0,778615	14,000018	0,071428	0,016767	1,197633	0,0009805
29	231,99	0,778660	14,499662	0,068967	0,016836	1,161104	0,0009920
30	233,86	0,778685	15,000582	0,066664	0,016903	1,126809	0,0010034
31	235,68	0,778690	15,502828	0,064504	0,016969	1,094543	0,0010148
32	237,46	0,778677	16,006444	0,062475	0,017033	1,064127	0,0010262
33	239,20	0,778647	16,511476	0,060564	0,017096	1,035400	0,0010376
34	240,90	0,778601	17,017966	0,058761	0,017158	1,008222	0,0010490
35	242,56	0,778540	17,525955	0,057058	0,017219	0,982468	0,0010603
36	244,19	0,778464	18,035484	0,055446	0,017278	0,958024	0,0010717
37	245,78	0,778374	18,546592	0,053918	0,017337	0,934790	0,0010830
38	247,33	0,778271	19,059316	0,052468	0,017395	0,912677	0,0010944
39	248,86	0,778155	19,573694	0,051089	0,017452	0,891601	0,0011058
40	250,36	0,778027	20,089761	0,049777	0,017508	0,871490	0,0011172
41	251,83	0,777887	20,607553	0,048526	0,017563	0,852278	0,0011286
42	253,27	0,777737	21,127106	0,047333	0,017618	0,833902	0,0011400
43	254,68	0,777575	21,648453	0,046193	0,017672	0,816308	0,0011514
44	256,07	0,777403	22,171628	0,045103	0,017725	0,799446	0,0011629
45	257,44	0,777221	22,696666	0,044059	0,017778	0,783269	0,0011744

TABLA DE PROPIEDADES DEL VAPOR (entrada por presiones) (continuación)

ANEXO#5

DIMENCIONAMIENTO DE LA TUBERIA PARA LA RED DE VAPOR

LAVANDERIA

diametro de la tuberia	=	?	
datos de origen			
consumo del equipo	presion	8,625	[bar]
temperatura		173,588	[°C]
entrega del caldero	presion	8,625	[bar]
longitud de tuberia		34,721	[m]
caudal masico	Qm	281,7297	[kg/h]
rugosidad de tuberia	ε	0,05	[mm]
presion media		8,625	[bar]
densidad (ver tablas)	ρ	4,46846	[kg/m^3]
viscosidad dinamica (ver tablas)	μ	0,014804	[cp]
pi	π	3,141593	
gravedad	g	9,81	[m/s^2]

PRIMERA CORRIDA

primero
viscocidad cinematica
σ=μ/ρ

σ= 3,312953 [cSt]

segundo
caudal volumetrico
Q=Qm/ρ
Qm=caudal masico (consumo del equipo)

Q= 63,0485 [m^3/h]

tercero
velocidad
V=(4Q/πD^2) V= 15 [m/s]

Di= 38,55632

cuarto
Reinolds
R=ρ*V*D/μ=10^3(VD/σ)=(4*10^6/3,6)(Q/πDσ)

R= 174570,8

quinto
factor de friccion ecuacion de white-colebrook
1/√f=-2log((k/D/3,7)+(2,51/R√fo))

1/√f=-2log((a)+(b))

fo= 0,0025

a= 0,00035
b= 0,000288

f=	0,024488		
f1=	0,022221	b1=	9,19E-05
f2=	0,02228	b2=	9,65E-05
f3=	0,022278	b3=	9,63E-05
f4=	0,022278	b4=	9,63E-05
f5=	0,022278	b5=	9,63E-05
f6=	0,022278	b6=	9,63E-05
f7=	0,022278	b7=	9,63E-05
f8=	0,022278	b8=	9,63E-05
f9=	0,022278	b9=	9,63E-05
f10=	0,022278	b10=	9,63E-05
f11=	0,022278	b11=	9,63E-05
f12=	0,022278	b12=	9,63E-05
f13=	0,022278	b13=	9,63E-05

factor de friccion f= 0,022278

sexto
rugosidad relativa
ε/D= 0,001297

septimo
perdida de carga [Darcy Weisbach]
hf=f(L/D)(V^2/2g)=f(L/D^5)(8*Q^2/π^2*g)

hf= 230,0723 [mcv] 0,100854 [bar]

octavo
factor de carga
k=hf((π^2*g)/(8*L*Q^2))

k= 261460,6 [m^-5]

noveno
despejando f de septimo
f=hf(D^5*π^2*g/8*L*Q^2)

reemplazando hf por el k factor nos da f=k*D^5

decimo

diametro minimo

1/√K*D^5=-2log((k/Di/3,7)+(2,51/(4*Q/σ*π*D*√K*Di^5))		c1=	0,001297	n1=	0,000175
1/(√k*D^5)=-2log(c+d)		d1=	0,003046	m1=	4720001
c=	(k/D)/3,7	D1=	0,044338 [m]		
d=	2,51/(n*M)				
n=	4*Q/(π*D*σ)	c2=	1593768	n2=	0,151806
m=	√(k*D^5)	d2=	78,11498	m2=	0,211666
		D2=	0,030136 [m]		
		c2=	2344893	n2=	0,22335
		d2=	139,4059	m2=	0,080613
		D2=	0,029816 [m]		
		c2=	2370051	n2=	0,225746
		d2=	141,6554	m2=	0,078491
		D2=	0,029807 [m]		
		c2=	2370741	n2=	0,225812
		d2=	141,7172	m2=	0,078434
		D2=	0,029807 [m]		
		c2=	2370759	n2=	0,225814
		d2=	141,7189	m2=	0,078432
		D2=	0,029807 [m]		
		c2=	2370760	n2=	0,225814
		d2=	141,719	m2=	0,078432
		D2=	0,029807 [m]		
		c2=	2370760	n2=	0,225814
		d2=	141,719	m2=	0,078432
		D2=	0,029807 [m]		
			29,80691 [mm]		

SEGUNDA CORRIDA

primero

viscocidad cinematica

σ=μ/ρ

σ= 3,312953 [cSt]

segundo

caudal volumetrico

Q=Qm/ρ

Qm=caudal masico (consumo del equipo)

Q= 63,0485 [m^3/h]

decimo tercero

factor de friccion ecuacion de white-colebrook

1/√f=-2log((k/D/3,7)+(2,51/R√fo))

1/√f=-2log((a)+(b))

fo= 0,0025

a= 0,000385

b= 0,000262

f=	0,024579		
f1=	0,022555	b1=	8,39E-05
f2=	0,0226	b2=	8,72E-05
f3=	0,022599	b3=	8,71E-05
f4=	0,022599	b4=	8,71E-05
f5=	0,022599	b5=	8,71E-05
f6=	0,022599	b6=	8,71E-05
f7=	0,022599	b7=	8,71E-05
f8=	0,022599	b8=	8,71E-05
f9=	0,022599	b9=	8,71E-05
f10=	0,022599	b10=	8,71E-05
f11=	0,022599	b11=	8,71E-05
f12=	0,022599	b12=	8,71E-05
f13=	0,022599	b13=	8,71E-05

f= 0,022599

decimo primero

velocidad

V=(4Q/πD^2) V= 18,09557 [m/s]

D2= 35,1

decimo segundo

Reinolds

R=ρ*V*D/μ=10^3(VD/σ)=(4*10^6/3,6)(Q/πDσ)

R= 191760,8

decimo cuarto

rugosidad relativa

k/D= 0,001425

decimo quinto

perdida de carga [Darcy Weisbach]

hf=f(L/D)(V^2/2g)=f(L/D^5)(8*Q^2/π^2*g)

hf= 373,2669 [mcv] 0,163624 [bar]

decimo sexto

factor de carga

k=hf((π^2*g)/(8*L*Q^2))

k= 424191,1 [m^-5]

decimo septimo

despejando f de septimo

f=hf(D^5*π^2*g/8*L*Q^2)

reemplazando hf por el k factor nos da f=k*D^5

c1=	0,001425	n1=	0,000192
d1=	0,002753	m1=	4753884
D3=	0,040134 [m]		
c2=	2856572	n2=	0,167707
d2=	71,21212	m2=	0,210168
D3=	0,026921 [m]		
c2=	4258588	n2=	0,250019
d2=	129,6238	m2=	0,077449
D3=	0,026637 [m]		
c2=	4303984	n2=	0,252684
d2=	131,7019	m2=	0,075423
D3=	0,02663 [m]		
c2=	4305180	n2=	0,252754
d2=	131,7568	m2=	0,075371
D3=	0,02663 [m]		
c2=	4305211	n2=	0,252756
d2=	131,7583	m2=	0,075369
D3=	0,02663 [m]		
c2=	4305212	n2=	0,252756
d2=	131,7583	m2=	0,075369
D3=	0,02663 [m]		
c2=	4305212	n2=	0,252756
d2=	131,7583	m2=	0,075369
D3=	0,02663 [m]		
	26,62964 [mm]		

TERCERA CORRIDA

primero

viscocidad cinematica

σ=μ/ρ

σ= 3,312953 [cSt]

segundo

caudal volumetrico

Q=Qm/ρ

Qm=caudal masico (consumo del equipo)

Q= 63,0485 [m^3/h]

decimo tercero

factor de friccion ecuacion de white-colebrook

1/√f=-2log((k/D/3,7)+(2,51/R√fo))

1/√f=-2log((a)+(b))

fo= 0,0025

a= 0,000508

b= 0,000198

f=	0,02519		
f1=	0,02376	b1=	6,25E-05
f2=	0,022572	b2=	8,49E-05
f3=	0,0226	b3=	8,71E-05
f4=	0,022599	b4=	8,71E-05
f5=	0,022599	b5=	8,71E-05
f6=	0,022599	b6=	8,71E-05
f7=	0,022599	b7=	8,71E-05
f8=	0,022599	b8=	8,71E-05
f9=	0,022599	b9=	8,71E-05
f10=	0,022599	b10=	8,71E-05
f11=	0,022599	b11=	8,71E-05
f12=	0,022599	b12=	8,71E-05
f13=	0,022599	b13=	8,71E-05

f= 0,022599

decimo primero

velocidad

V=(4Q/πD^2) V= 31,51513 [m/s]

D2= 26,6

decimo segundo

Reinolds

R=ρ*V*D/μ=10^3(VD/σ)=(4*10^6/3,6)(Q/πDσ)

R= 253037,8

decimo cuarto

rugosidad relativa

k/D= 0,00188

decimo quinto

perdida de carga [Darcy Weisbach]

hf=f(L/D)(V^2/2g)=f(L/D^5)(8*Q^2/π^2*g)

hf= 1493,299 [mcv] 0,654597 [bar]

decimo sexto

factor de carga

k=hf((π^2*g)/(8*L*Q^2))

k= 1697028 [m^-5]

decimo septimo

despejando f de septimo

f=hf(D^5*π^2*g/8*L*Q^2)

reemplazando hf por el k factor nos da f=k*D^5

c1=	0,00188	n1=	0,000253
d1=	0,002087	m1=	4753884
D3=	0,0303 [m]		
c2=	15136947	n2=	0,222136
d2=	108,5557	m2=	0,104089
D3=	0,019552 [m]		
c2=	23457827	n2=	0,344245
d2=	104,7039	m2=	0,069637
D3=	0,019349 [m]		
c2=	23704502	n2=	0,347865
d2=	106,3598	m2=	0,06784
D3=	0,019344 [m]		
c2=	23710345	n2=	0,347951
d2=	106,3992	m2=	0,067798
D3=	0,019344 [m]		
c2=	23710483	n2=	0,347953
d2=	106,4001	m2=	0,067797
D3=	0,019344 [m]		
c2=	23710486	n2=	0,347953
d2=	106,4001	m2=	0,067797
D3=	0,019344 [m]		
c2=	23710486	n2=	0,347953
d2=	106,4001	m2=	0,067797
D3=	0,019344 [m]		
	19,34402 [mm]		

SECADORA

PRIMERA CORRIDA

diametro de la tuberia	=	?	
datos de origen			
consumo del equipo	presion	6,9	[bar]
temperatura		169,198	[°C]
entrega del MANIFULL	presion	8,625	[bar]
longitud de tuberia		305,443	[m]
caudal masico	Qm	95,0449	[kg/h]
rugosidad de tuberia		0,05	[mm]
presion media		7,7625	[bar]
densidad (ver tablas)	ρ	4,04296	[kg/m^3]
viscosidad dinamica (ver tablas)	μ	0,014653	[cp]
pi	π	3,141593	
gravedad	g	9,81	[m/s^2]

primero

viscocidad cinematica

σ=μ/ρ

σ= 3,624251 [cSt]

segundo

caudal volumetrico

Q=Qm/ρ

Qm=caudal masico (consumo del equipo)

Q= 23,50874 [m^3/h]

tercero

velocidad

V=(4Q/πD^2) V= 15 [m/s]

Di= 23,5436

cuarto

Reinolds

R=ρ*V*D/μ=10^3(VD/σ)=(4*10^6/3,6)(Q/πDσ)

R= 97441,94

quinto

factor de friccion ecuacion de white-colebrook

1/√f=-2log((k/D/3,7)+(2,51/R√fo))

1/√f=-2log((a)+(b))

fo= 0,0025

a= 0,000574

b= 0,000515

f=	0,028478		
f1=	0,025377	b1=	0,000153
f2=	0,025464	b2=	0,000162
f3=	0,025462	b3=	0,000161
f4=	0,025462	b4=	0,000161
f5=	0,025462	b5=	0,000161
f6=	0,025462	b6=	0,000161
f7=	0,025462	b7=	0,000161
f8=	0,025462	b8=	0,000161
f9=	0,025462	b9=	0,000161
f10=	0,025462	b10=	0,000161
f11=	0,025462	b11=	0,000161
f12=	0,025462	b12=	0,000161
f13=	0,025462	b13=	0,000161

factor de friccion f= 0,025462

sexto

rugosidad relativa

k/D= 0,002124

septimo

perdida de carga [Darcy Weisbach]

hf=f(L/D)(V^2/2g)=f(L/D^5)(8*Q^2/π^2*g)

hf= 3788,169 [mcv] 1,502442 [bar]

octavo

factor de carga

k=hf((π^2*g)/(8*L*Q^2))

k= 3519850 [m^-5]

noveno

despejando f de septimo

f=hf(D^5*π^2*g/8*L*Q^2)

reemplazando hf por el k factor nos da f=k*D^5

decimo

diametro minimo

1/√K*D^5=-2log((k/Di/3,7)+(2,51/(4*Q/σ*π*D*√K*Di^5))		c1=	0,002124	n1=	9,74E-05
1/(√k*D^5)=-2log(c+d)		d1=	0,005105	m1=	5045965
c=	(k/D)/3,7	D1=	0,027418 [m]		
d=	2,51/(n*M)				
n=	4*Q/(π*D*σ)	c2=	34696177	n2=	0,083672
m=	√(k*D^5)	d2=	128,4493	m2=	0,233541
		D2=	0,01657 [m]		
		c2=	57410892	n2=	0,138449
		d2=	273,4014	m2=	0,066311
		D2=	0,016382 [m]		
		c2=	58071287	n2=	0,140042
		d2=	278,1323	m2=	0,064441
		D2=	0,016378 [m]		
		c2=	58086155	n2=	0,140078
		d2=	278,2391	m2=	0,0644
		D2=	0,016377 [m]		
		c2=	58086488	n2=	0,140079
		d2=	278,2415	m2=	0,064399
		D2=	0,016377 [m]		
		c2=	58086495	n2=	0,140079
		d2=	278,2416	m2=	0,064399
		D2=	0,016377 [m]		
		c2=	58086495	n2=	0,140079
		d2=	278,2416	m2=	0,064399
		D2=	0,016377 [m]		
			16,37749 [mm]		

SEGUNDA CORRIDA

primero

viscocidad cinematica

σ=μ/ρ

σ= 3,624251 [cSt]

segundo

caudal volumetrico

Q=Qm/ρ

Qm=caudal masico (consumo del equipo)

Q= 23,50874 [m^3/h]

decimo tercero

factor de friccion ecuacion de white-colebrook

1/√f=-2log((k/D/3,7)+(2,51/R√fo))

1/√f=-2log((a)+(b))

fo= 0,0025

a= 0,000644

b= 0,00046

f=	0,026533		
f1=	0,025877	b1=	0,000136
f2=	0,025941	b2=	0,000143
f3=	0,025939	b3=	0,000143
f4=	0,025939	b4=	0,000143
f5=	0,025939	b5=	0,000143
f6=	0,025939	b6=	0,000143
f7=	0,025939	b7=	0,000143
f8=	0,025939	b8=	0,000143
f9=	0,025939	b9=	0,000143
f10=	0,025939	b10=	0,000143
f11=	0,025939	b11=	0,000143
f12=	0,025939	b12=	0,000143
f13=	0,025939	b13=	0,000143

f= 0,025939

decimo primero

velocidad

V=(4Q/πD^2) V= 16,65378 [m/s]

D2= 21

decimo segundo

Reinolds

R=ρ*V*D/μ=10^3(VD/σ)=(4*10^6/3,6)(Q/πDσ)

R= 109244,5

decimo cuarto

rugosidad relativa

k/D= 0,002381

decimo quinto

perdida de carga [Darcy Weisbach]

hf=f(L/D)(V^2/2g)=f(L/D^5)(8*Q^2/π^2*g)

hf= 6835,466 [mcv] 2,711044 [bar]

decimo sexto

factor de carga

k=hf((π^2*g)/(8*L*Q^2))

k= 6351305 [m^-5]

decimo septimo

despejando f de septimo

f=hf(D^5*π^2*g/8*L*Q^2)

reemplazando hf por el k factor nos da f=k*D^5

c1=	0,002381	n1=	0,000109
d1=	0,004511	m1=	5093071
D3=	0,024272 [m]		
c2=	70722805	n2=	0,094519
d2=	114,8076	m2=	0,231305
D3=	0,01449 [m]		
c2=	1,18E+08	n2=	0,158322
d2=	248,8901	m2=	0,063698
D3=	0,014328 [m]		
c2=	1,2E+08	n2=	0,160114
d2=	253,128	m2=	0,06193
D3=	0,014325 [m]		
c2=	1,2E+08	n2=	0,160153
d2=	253,22	m2=	0,061893
D3=	0,014325 [m]		
c2=	1,2E+08	n2=	0,160154
d2=	253,2219	m2=	0,061892
D3=	0,014325 [m]		
c2=	1,2E+08	n2=	0,160154
d2=	253,222	m2=	0,061892
D3=	0,014325 [m]		
c2=	1,2E+08	n2=	0,160154
d2=	253,222	m2=	0,061892
D3=	0,014325 [m]		
	14,32456 [mm]		

LAVADORA DE ROPA

diametro de la tuberia	=	?	
datos de origen			
consumo del equipo	presion	8,00607	[bar]
temperatura		172,122	[°C]
entrega del caldero	presion	8,652	[bar]
longitud de tuberia		316,222	[m]
caudal masico	Qm	82,628	[kg/h]
rugosidad de tuberia		0,05	[mm]
presion media		8,329035	[bar]
densidad (ver tablas)	ρ	4,32259	[kg/m^3]
viscosidad dinamica (ver tablas)	μ	0,014753	[cp]
pi	π	3,141593	
gravedad	g	9,81	[m/s^2]

PRIMERA CORRIDA

primero
viscocidad cinematica
σ=μ/ρ

σ= 3,413093 [cSt]

segundo
caudal volumetrico
Q=Qm/ρ
Qm=caudal masico (consumo del equipo)

Q= 19,11539 [m^3/h]

tercero
velocidad
V=(4Q/πD^2) V= 15 [m/s]

Di= 21,22999

cuarto
Reinolds
R=ρ*V*D/μ=10^3(VD/σ)=(4*10^6/3,6)(Q/πDσ)

R= 93302,43

quinto
factor de friccion ecuacion de white-colebrook
1/√f=-2log((k/D/3,7)+(2,51/R√fo))

1/√f=-2log((a)+(b))

fo= 0,0025

a= 0,000637
b= 0,000538

f= 0,029118

f1=	0,026013	b1=	0,000158
f2=	0,026097	b2=	0,000167
f3=	0,026094	b3=	0,000167
f4=	0,026094	b4=	0,000167
f5=	0,026094	b5=	0,000167
f6=	0,026094	b6=	0,000167
f7=	0,026094	b7=	0,000167
f8=	0,026094	b8=	0,000167
f9=	0,026094	b9=	0,000167
f10=	0,026094	b10=	0,000167
f11=	0,026094	b11=	0,000167
f12=	0,026094	b12=	0,000167
f13=	0,026094	b13=	0,000167

factor de friccion f= 0,026094

sexto
rugosidad relativa
k/D= 0,002355

septimo
perdida de carga [Darcy Weisbach]
hf=f(L/D)(V^2/2g)=f(L/D^5)(8*Q^2/π^2*g)

hf= 4457,327 [mcv] 1,890112 [bar]

octavo
factor de carga
k=hf((π^2*g)/(8*L*Q^2))

k= 6050619 [m^-5]

noveno
despejando f de septimo
f=hf(D^5*π^2*g/8*L*Q^2)

reemplazando hf por el k factor nos da f=k*D^5

decimo

diametro minimo

$1/\sqrt{K*D^5}=-2\log((k/Di/3,7)+(2,51/(4*Q/\sigma*\pi*D*\sqrt{K*Di^5}))$

$1/(\sqrt{k*D^5})=-2\log(c+d)$

c=	(k/D)/3,7
d=	2,51/(n*M)
n=	4*Q/(π*D*σ)
m=	√(k*D^5)

c1=	0,002355	n1=	9,33E-05
d1=	0,005266	m1=	5108276
D1=	0,024709 [m]		
c2=	66181601	n2=	0,080164
d2=	132,6294	m2=	0,236076
D2=	0,014653 [m]		
c2=	1,12E+08	n2=	0,13518
d2=	290,4274	m2=	0,063933
D2=	0,014486 [m]		
c2=	1,13E+08	n2=	0,136736
d2=	295,4548	m2=	0,06213
D2=	0,014483 [m]		
c2=	1,13E+08	n2=	0,13677
d2=	295,5643	m2=	0,062091
D2=	0,014483 [m]		
c2=	1,13E+08	n2=	0,13677
d2=	295,5667	m2=	0,062091
D2=	0,014483 [m]		
c2=	1,13E+08	n2=	0,13677
d2=	295,5667	m2=	0,062091
D2=	0,014483 [m]		
c2=	1,13E+08	n2=	0,13677
d2=	295,5667	m2=	0,062091
D2=	0,014483 [m]		
	14,48273 [mm]		

SEGUNDA CORRIDA

primero

viscocidad cinematica

σ=μ/ρ

σ= 3,413093 [cSt]

segundo

caudal volumetrico

Q=Qm/ρ

Qm=caudal masico (consumo del equipo)

Q= 19,11539 [m^3/h]

decimo tercero

factor de friccion ecuacion de white-colebrook

1/√f=-2log((k/D/3,7)+(2,51/R√fo))

1/√f=-2log((a)+(b))

fo= 0,0025

a= 0,000855

b= 0,0004

f=	0,029704		
f1=	0,027546	b1=	0,000116
f2=	0,027583	b2=	0,000121
f3=	0,027582	b3=	0,000121
f4=	0,027582	b4=	0,000121
f5=	0,027582	b5=	0,000121
f6=	0,027582	b6=	0,000121
f7=	0,027582	b7=	0,000121
f8=	0,027582	b8=	0,000121
f9=	0,027582	b9=	0,000121
f10=	0,027582	b10=	0,000121
f11=	0,027582	b11=	0,000121
f12=	0,027582	b12=	0,000121
f13=	0,027582	b13=	0,000121

f= 0,027582

decimo primero

velocidad

V=(4Q/πD^2) V= 27,08174 [m/s]

D2= 15,8

decimo segundo

Reinolds

R=ρ*V*D/μ=10^3(VD/σ)=(4*10^6/3,6)(Q/πDσ)

R= 125367,7

decimo cuarto

rugosidad relativa

k/D= 0,003165

decimo quinto

perdida de carga [Darcy Weisbach]

hf=f(L/D)(V^2/2g)=f(L/D^5)(8*Q^2/π^2*g)

hf= 20635,58 [mcv] 8,750437 [bar]

decimo sexto

factor de carga

k=hf((π^2*g)/(8*L*Q^2))

k= 28011863 [m^-5]

decimo septimo

despejando f de septimo

f=hf(D^5*π^2*g/8*L*Q^2)

reemplazando hf por el k factor nos da f=k*D^5

c1=	0,003165	n1=	0,000125
d1=	0,003812	m1=	5251867
D3=	0,018056 [m]		
c2=	4,19E+08	n2=	0,109701
d2=	98,67606	m2=	0,231874
D3=	0,010372 [m]		
c2=	7,3E+08	n2=	0,190975
d2=	226,6526	m2=	0,057988
D3=	0,010258 [m]		
c2=	7,38E+08	n2=	0,19309
d2=	230,429	m2=	0,056413
D3=	0,010256 [m]		
c2=	7,38E+08	n2=	0,193132
d2=	230,5036	m2=	0,056382
D3=	0,010256 [m]		
c2=	7,38E+08	n2=	0,193133
d2=	230,5051	m2=	0,056382
D3=	0,010256 [m]		
c2=	7,38E+08	n2=	0,193133
d2=	230,5051	m2=	0,056382
D3=	0,010256 [m]		
c2=	7,38E+08	n2=	0,193133
d2=	230,5051	m2=	0,056382
D3=	0,010256 [m]		
	10,2562 [mm]		

TERCERA CORRIDA

primero

viscocidad cinematica

σ=μ/ρ

σ= 3,413093 [cSt]

segundo

caudal volumetrico

Q=Qm/ρ

Qm=caudal masico (consumo del equipo)

Q= 19,11539 [m^3/h]

decimo tercero

factor de friccion ecuacion de white-colebrook

1/√f=-2log((k/D/3,7)+(2,51/R√fo))

1/√f=-2log((a)+(b))

fo= 0,0025

a= 0,000644

b= 0,000532

f=	0,025127		
f1=	0,026061	b1=	0,000156
f2=	0,02761	b2=	0,000124
f3=	0,027582	b3=	0,00012
f4=	0,027582	b4=	0,000121
f5=	0,027582	b5=	0,000121
f6=	0,027582	b6=	0,000121
f7=	0,027582	b7=	0,000121
f8=	0,027582	b8=	0,000121
f9=	0,027582	b9=	0,000121
f10=	0,027582	b10=	0,000121
f11=	0,027582	b11=	0,000121
f12=	0,027582	b12=	0,000121
f13=	0,027582	b13=	0,000121

f= 0,027582

decimo primero

velocidad

V=(4Q/πD^2) V= 15,33035 [m/s]

D2= 21

decimo segundo

Reinolds

R=ρ*V*D/μ=10^3(VD/σ)=(4*10^6/3,6)(Q/πDσ)

R= 94324,27

decimo cuarto

rugosidad relativa

k/D= 0,002381

decimo quinto

perdida de carga [Darcy Weisbach]

hf=f(L/D)(V^2/2g)=f(L/D^5)(8*Q^2/π^2*g)

hf= 4975,144 [mcv] 2,10969 [bar]

decimo sexto

factor de carga

k=hf((π^2*g)/(8*L*Q^2))

k= 6753532 [m^-5]

decimo septimo

despejando f de septimo

f=hf(D^5*π^2*g/8*L*Q^2)

reemplazando hf por el k factor nos da f=k*D^5

c1=	0,002381	n1=	9,43E-05
d1=	0,005067	m1=	5251867
D3=	0,024127 [m]		
c2=	75654340	n2=	0,082101
d2=	63,88765	m2=	0,47853
D3=	0,014292 [m]		
c2=	1,28E+08	n2=	0,138594
d2=	285,3777	m2=	0,063461
D3=	0,01413 [m]		
c2=	1,29E+08	n2=	0,140181
d2=	290,2914	m2=	0,061681
D3=	0,014127 [m]		
c2=	1,29E+08	n2=	0,140215
d2=	290,3976	m2=	0,061643
D3=	0,014127 [m]		
c2=	1,29E+08	n2=	0,140216
d2=	290,3999	m2=	0,061643
D3=	0,014127 [m]		
c2=	1,29E+08	n2=	0,140216
d2=	290,4	m2=	0,061643
D3=	0,014127 [m]		
c2=	1,29E+08	n2=	0,140216
d2=	290,4	m2=	0,061643
D3=	0,014127 [m]		
	14,12687 [mm]		

RODILLO DE PLANCHADO

PRIMERA CORRIDA

diametro de la tuberia	=	?	
datos de origen			
consumo del equipo	presion	6,9	[bar]
temperatura		169,198	[°C]
entrega del caldero	presion	8,625	[bar]
longitud de tuberia		315,706	[m]
caudal masico	Qm	124,9408	[kg/h]
rugosidad de tuberia		0,05	[mm]
presion media		7,7625	[bar]
densidad (ver tablas)	ρ	4,04296	[kg/m^3]
viscosidad dinamica (ver tablas)	μ	0,014653	[cp]
pi	π	3,141593	
gravedad	g	9,81	[m/s^2]

primero

viscocidad cinematica

σ=μ/ρ

σ= 3,624251 [cSt]

segundo

caudal volumetrico

Q=Qm/ρ

Qm=caudal masico (consumo del equipo)

Q= 30,9033 [m^3/h]

tercero

velocidad

V=(4Q/πD^2) V= 15 [m/s]

Di= 26,99359

cuarto

Reinolds

R=ρ*V*D/μ=10^3(VD/σ)=(4*10^6/3,6)(Q/πDσ)

R= 111720,7

quinto

factor de friccion ecuacion de white-colebrook

1/√f=-2log((k/D/3,7)+(2,51/R√fo))

1/√f=-2log((a)+(b))

fo= 0,0025

a= 0,000501

b= 0,000449

f= 0,027369

f1=	0,024471	b1=	0,000136
f2=	0,024553	b2=	0,000144
f3=	0,02455	b3=	0,000143
f4=	0,02455	b4=	0,000143
f5=	0,02455	b5=	0,000143
f6=	0,02455	b6=	0,000143
f7=	0,02455	b7=	0,000143
f8=	0,02455	b8=	0,000143
f9=	0,02455	b9=	0,000143
f10=	0,02455	b10=	0,000143
f11=	0,02455	b11=	0,000143
f12=	0,02455	b12=	0,000143
f13=	0,02455	b13=	0,000143

factor de friccion f= 0,02455

sexto

rugosidad relativa

k/D= 0,001852

septimo

perdida de carga [Darcy Weisbach]

hf=f(L/D)(V^2/2g)=f(L/D^5)(8*Q^2/π^2*g)

hf= 3292,777 [mcv] 1,305963 [bar]

octavo

factor de carga

k=hf((π^2*g)/(8*L*Q^2))

k= 1712985 [m^-5]

noveno

despejando f de septimo

f=hf(D^5*π^2*g/8*L*Q^2)

reemplazando hf por el k factor nos da f=k*D^5

decimo

diametro minimo

1/√K*D^5=-2log((k/Di/3,7)+(2,51/(4*Q/σ*π*D*√K*Di^5))		c1=	0,001852	n1=	0,000112
1/(√k*D^5)=-2log(c+d)		d1=	0,004534	m1=	4954825
c=	(k/D)/3,7	D1=	0,031353 [m]		
d=	2,51/(n*M)				
n=	4*Q/(π*D*σ)	c2=	14766143	n2=	0,096185
m=	√(k*D^5)	d2=	114,5448	m2=	0,227818
		D2=	0,019528 [m]		
		c2=	23708530	n2=	0,154435
		d2=	233,0407	m2=	0,069742
		D2=	0,019308 [m]		
		c2=	23978240	n2=	0,156192
		d2=	237,0286	m2=	0,067797
		D2=	0,019303 [m]		
		c2=	23984628	n2=	0,156234
		d2=	237,1233	m2=	0,067752
		D2=	0,019303 [m]		
		c2=	23984778	n2=	0,156235
		d2=	237,1256	m2=	0,067751
		D2=	0,019303 [m]		
		c2=	23984782	n2=	0,156235
		d2=	237,1256	m2=	0,067751
		D2=	0,019303 [m]		
		c2=	23984782	n2=	0,156235
		d2=	237,1256	m2=	0,067751
		D2=	0,019303 [m]		
			19,30261 [mm]		

SEGUNDA CORRIDA

primero

viscocidad cinematica

σ=μ/ρ

σ= 3,624251 [cSt]

segundo

caudal volumetrico

Q=Qm/ρ

Qm=caudal masico (consumo del equipo)

Q= 30,9033 [m^3/h]

decimo tercero

factor de friccion ecuacion de white-colebrook

1/√f=-2log((k/D/3,7)+(2,51/R√fo))

1/√f=-2log((a)+(b))

fo= 0,0025

a= 0,000644

b= 0,00035

f=	0,027722		
f1=	0,025587	b1=	0,000105
f2=	0,025627	b2=	0,000109
f3=	0,025626	b3=	0,000109
f4=	0,025626	b4=	0,000109
f5=	0,025626	b5=	0,000109
f6=	0,025626	b6=	0,000109
f7=	0,025626	b7=	0,000109
f8=	0,025626	b8=	0,000109
f9=	0,025626	b9=	0,000109
f10=	0,025626	b10=	0,000109
f11=	0,025626	b11=	0,000109
f12=	0,025626	b12=	0,000109
f13=	0,025626	b13=	0,000109

f= 0,025626

decimo primero

velocidad

V=(4Q/πD^2) V= 24,78414 [m/s]

D2= 21

decimo segundo

Reinolds

R=ρ*V*D/μ=10^3(VD/σ)=(4*10^6/3,6)(Q/πDσ)

R= 143606,8

decimo cuarto

rugosidad relativa

k/D= 0,002381

decimo quinto

perdida de carga [Darcy Weisbach]

hf=f(L/D)(V^2/2g)=f(L/D^5)(8*Q^2/π^2*g)

hf= 12061,48 [mcv] 4,783755 [bar]

decimo sexto

factor de carga

k=hf((π^2*g)/(8*L*Q^2))

k= 6274683 [m^-5]

decimo septimo

despejando f de septimo

f=hf(D^5*π^2*g/8*L*Q^2)

reemplazando hf por el k factor nos da f=k*D^5

c1=	0,002381	n1=	0,000144
d1=	0,003453	m1=	5062256
D3=	0,024012 [m]		
c2=	70625005	n2=	0,125592
d2=	89,29687	m2=	0,223808
D3=	0,014526 [m]		
c2=	1,17E+08	n2=	0,207611
d2=	189,787	m2=	0,063703
D3=	0,014367 [m]		
c2=	1,18E+08	n2=	0,209901
d2=	192,9365	m2=	0,061979
D3=	0,014364 [m]		
c2=	1,18E+08	n2=	0,209951
d2=	193,0048	m2=	0,061942
D3=	0,014364 [m]		
c2=	1,18E+08	n2=	0,209952
d2=	193,0063	m2=	0,061942
D3=	0,014364 [m]		
c2=	1,18E+08	n2=	0,209952
d2=	193,0063	m2=	0,061942
D3=	0,014364 [m]		
c2=	1,18E+08	n2=	0,209952
d2=	193,0063	m2=	0,061942
D3=	0,014364 [m]		
	14,36398 [mm]		

TERCERA CORRIDA

primero

viscocidad cinematica

σ=μ/ρ

σ= 3,624251 [cSt]

segundo

caudal volumetrico

Q=Qm/ρ

Qm=caudal masico (consumo del equipo)

Q= 30,9033 [m^3/h]

decimo tercero

factor de friccion ecuacion de white-colebrook

1/√f=-2log((k/D/3,7)+(2,51/R√fo))

1/√f=-2log((a)+(b))

fo= 0,0025

a= 0,000508

b= 0,000443

f=	0,027377		
f1=	0,024526	b1=	0,000104
f2=	0,025643	b2=	0,000112
f3=	0,025626	b3=	0,000109
f4=	0,025626	b4=	0,000109
f5=	0,025626	b5=	0,000109
f6=	0,025626	b6=	0,000109
f7=	0,025626	b7=	0,000109
f8=	0,025626	b8=	0,000109
f9=	0,025626	b9=	0,000109
f10=	0,025626	b10=	0,000109
f11=	0,025626	b11=	0,000109
f12=	0,025626	b12=	0,000109
f13=	0,025626	b13=	0,000109

f= 0,025626

decimo primero

velocidad

V=(4Q/πD^2) V= 15,44719 [m/s]

D2= 26,6

decimo segundo

Reinolds

R=ρ*V*D/μ=10^3(VD/σ)=(4*10^6/3,6)(Q/πDσ)

R= 113373,8

decimo cuarto

rugosidad relativa

k/D= 0,00188

decimo quinto

perdida de carga [Darcy Weisbach]

hf=f(L/D)(V^2/2g)=f(L/D^5)(8*Q^2/π^2*g)

hf= 3699,038 [mcv] 1,467092 [bar]

decimo sexto

factor de carga

k=hf((π^2*g)/(8*L*Q^2))

k= 1924332 [m^-5]

decimo septimo

despejando f de septimo

f=hf(D^5*π^2*g/8*L*Q^2)

reemplazando hf por el k factor nos da f=k*D^5

c1=	0,00188	n1=	0,000113
d1=	0,004373	m1=	5062256
D3=	0,030581 [m]		
c2=	17006839	n2=	0,098614
d2=	62,13002	m2=	0,409669
D3=	0,019013 [m]		
c2=	27353739	n2=	0,158611
d2=	228,8479	m2=	0,06915
D3=	0,018801 [m]		
c2=	27663425	n2=	0,160406
d2=	232,7453	m2=	0,067231
D3=	0,018796 [m]		
c2=	27670698	n2=	0,160449
d2=	232,8371	m2=	0,067187
D3=	0,018796 [m]		
c2=	27670868	n2=	0,16045
d2=	232,8392	m2=	0,067186
D3=	0,018796 [m]		
c2=	27670872	n2=	0,16045
d2=	232,8392	m2=	0,067186
D3=	0,018796 [m]		
c2=	27670872	n2=	0,16045
d2=	232,8392	m2=	0,067186
D3=	0,018796 [m]		
	18,79557 [mm]		

ESTERILIZACIÓN

PRIMERA CORRIDA

diametro de la tuberia	=	?	
datos de origen			
consumo del equipo	presion	8,625	[bar]
temperatura		173,588	[°C]
entrega del caldero	presion	8,625	[bar]
longitud de tuberia		97,494	[m]
caudal masico	Qm	72,64	[kg/h]
rugosidad de tuberia		0,05	[mm]
presion media		8,625	[bar]
densidad (ver tablas)	ρ	4,46846	[kg/m^3]
viscosidad dinamica (ver tablas)	μ	0,014804	[cp]
pi	π	3,141593	
gravedad	g	9,81	[m/s^2]

primero

viscocidad cinematica

σ=μ/ρ

σ= 3,312953 [cSt]

segundo

caudal volumetrico

Q=Qm/ρ

Qm=caudal masico (consumo del equipo)

Q= 16,25616 [m^3/h]

tercero

velocidad

V=(4Q/πD^2) V= 15 [m/s]

Di= 19,57795

cuarto

Reinolds

R=ρ*V*D/μ=10^3(VD/σ)=(4*10^6/3,6)(Q/πDσ)

R= 88642,72

quinto

factor de friccion ecuacion de white-colebrook

1/√f=-2log((k/D/3,7)+(2,51/R√fo))

5,175	100
1,035	20
6,21	

1/√f=-2log((a)+(b))

fo= 0,0025

a= 0,00069

b= 0,000566

f= 0,02971

f1=	0,026555	b1=	0,000164
f2=	0,026638	b2=	0,000174
f3=	0,026636	b3=	0,000173
f4=	0,026636	b4=	0,000173
f5=	0,026636	b5=	0,000173
f6=	0,026636	b6=	0,000173
f7=	0,026636	b7=	0,000173
f8=	0,026636	b8=	0,000173
f9=	0,026636	b9=	0,000173
f10=	0,026636	b10=	0,000173
f11=	0,026636	b11=	0,000173
f12=	0,026636	b12=	0,000173
f13=	0,026636	b13=	0,000173

factor de friccion f= 0,026636

sexto

rugosidad relativa

k/D= 0,002554

septimo

perdida de carga [Darcy Weisbach]

hf=f(L/D)(V^2/2g)=f(L/D^5)(8*Q^2/π^2*g)

hf= 1521,126 [mcv] 0,666795 [bar]

octavo

factor de carga

k=hf((π^2*g)/(8*L*Q^2))

k= 9260517 [m^-5]

noveno

despejando f de septimo

f=hf(D^5*π^2*g/8*L*Q^2)

reemplazando hf por el k factor nos da f=k*D^5

decimo

diametro minimo

1/√K*D^5=-2log((k/Di/3,7)+(2,51/(4*Q/σ*π*D*√K*Di^5))					
1/(√k*D^5)=-2log(c+d)					
c=	(k/D)/3,7	c1=	0,002554	n1=	8,86E-05
d=	2,51/(n*M)	d1=	0,005486	m1=	5161020
n=	4*Q/(π*D*σ)	D1=	0,022793 [m]		
m=	√(k*D^5)				
		c2=	1,1E+08	n2=	0,076138
		d2=	138,1117	m2=	0,238695
		D2=	0,013309 [m]		
		c2=	1,88E+08	n2=	0,130396
		d2=	309,5482	m2=	0,062184
		D2=	0,013157 [m]		
		c2=	1,9E+08	n2=	0,131899
		d2=	314,9146	m2=	0,060428
		D2=	0,013154 [m]		
		c2=	1,9E+08	n2=	0,131931
		d2=	315,0283	m2=	0,060392
		D2=	0,013154 [m]		
		c2=	1,9E+08	n2=	0,131931
		d2=	315,0306	m2=	0,060391
		D2=	0,013154 [m]		
		c2=	1,9E+08	n2=	0,131931
		d2=	315,0307	m2=	0,060391
		D2=	0,013154 [m]		
		c2=	1,9E+08	n2=	0,131931
		d2=	315,0307	m2=	0,060391
		D2=	0,013154 [m]		
			13,15413 [mm]		

SEGUNDA CORRIDA

primero

viscocidad cinematica

σ=μ/ρ

σ= 3,312953 [cSt]

segundo

caudal volumetrico

Q=Qm/ρ

Qm=caudal masico (consumo del equipo)

Q= 16,25616 [m^3/h]

decimo tercero

factor de friccion ecuacion de white-colebrook

1/√f=-2log((k/D/3,7)+(2,51/R√fo))

1/√f=-2log((a)+(b))

fo=	0,0025		
a=	0,000855		
b=	0,000457		
f=	0,0001		
f1=	0,027673	b1=	0,000152
f2=	0,027719	b2=	0,000137
f3=	0,027718	b3=	0,000137
f4=	0,027718	b4=	0,000137
f5=	0,027718	b5=	0,000137
f6=	0,027718	b6=	0,000137
f7=	0,027718	b7=	0,000137
f8=	0,027718	b8=	0,000137
f9=	0,027718	b9=	0,000137
f10=	0,027718	b10=	0,000137
f11=	0,027718	b11=	0,000137
f12=	0,027718	b12=	0,000137
f13=	0,027718	b13=	0,000137

f= 0,027718

decimo primero

velocidad

V=(4Q/πD^2) V= 23,03093 [m/s]

D2= 15,8

decimo segundo

Reinolds

R=ρ*V*D/μ=10^3(VD/σ)=(4*10^6/3,6)(Q/πDσ)

R= 109838,1

decimo cuarto

rugosidad relativa

k/D= 0,003165

decimo quinto

perdida de carga [Darcy Weisbach]

hf=f(L/D)(V^2/2g)=f(L/D^5)(8*Q^2/π^2*g)

hf= 4623,828 [mcv] 2,026883 [bar]

decimo sexto

factor de carga

k=hf((π^2*g)/(8*L*Q^2))

k= 28149564 [m^-5]

decimo septimo

despejando f de septimo

f=hf(D^5*π^2*g/8*L*Q^2)

reemplazando hf por el k factor nos da f=k*D^5

c1=	0,003165	n1=	0,00011
d1=	0,004341	m1=	5264760
D3=	0,018146 [m]		
c2=	4,19E+08	n2=	0,095638
d2=	111,5216	m2=	0,235333
D3=	0,010362 [m]		
c2=	7,34E+08	n2=	0,167483
d2=	258,4442	m2=	0,057988
D3=	0,010247 [m]		
c2=	7,42E+08	n2=	0,169357
d2=	262,796	m2=	0,056396
D3=	0,010245 [m]		
c2=	7,43E+08	n2=	0,169394
d2=	262,882	m2=	0,056366
D3=	0,010245 [m]		
c2=	7,43E+08	n2=	0,169395
d2=	262,8837	m2=	0,056365
D3=	0,010245 [m]		
c2=	7,43E+08	n2=	0,169395
d2=	262,8837	m2=	0,056365
D3=	0,010245 [m]		
c2=	7,43E+08	n2=	0,169395
d2=	262,8837	m2=	0,056365
D3=	0,010245 [m]		
	10,24494 [mm]		

TERCERA CORRIDA

primero

viscocidad cinematica

σ=μ/ρ

σ= 3,312953 [cSt]

segundo

caudal volumetrico

Q=Qm/ρ

Qm=caudal masico (consumo del equipo)

Q= 16,25616 [m^3/h]

decimo tercero

factor de friccion ecuacion de white-colebrook

1/√f=-2log((k/D/3,7)+(2,51/R√fo))

1/√f=-2log((a)+(b))

fo= 0,0025

a= 0,000644

b= 0,000607

f=	0,02967		
f1=	0,026246	b1=	0,000175
f2=	0,027748	b2=	0,000141
f3=	0,027717	b3=	0,000137
f4=	0,027718	b4=	0,000137
f5=	0,027718	b5=	0,000137
f6=	0,027718	b6=	0,000137
f7=	0,027718	b7=	0,000137
f8=	0,027718	b8=	0,000137
f9=	0,027718	b9=	0,000137
f10=	0,027718	b10=	0,000137
f11=	0,027718	b11=	0,000137
f12=	0,027718	b12=	0,000137
f13=	0,027718	b13=	0,000137

f= 0,027718

decimo primero

velocidad

V=(4Q/πD^2) V= 15,03728 [m/s]

D2= 21

decimo segundo

Reinolds

R=ρ*V*D/μ=10^3(VD/σ)=(4*10^6/3,6)(Q/πDσ)

R= 82640,12

decimo cuarto

rugosidad relativa

k/D= 0,002381

decimo quinto

perdida de carga [Darcy Weisbach]

hf=f(L/D)(V^2/2g)=f(L/D^5)(8*Q^2/π^2*g)

hf= 1483,048 [mcv] 0,650103 [bar]

decimo sexto

factor de carga

k=hf((π^2*g)/(8*L*Q^2))

k= 9028700 [m^-5]

decimo septimo

despejando f de septimo

f=hf(D^5*π^2*g/8*L*Q^2)

reemplazando hf por el k factor nos da f=k*D^5

c1=	0,002381	n1=	8,26E-05
d1=	0,005002	m1=	6072407
D3=	0,022749 [m]		
c2=	1,07E+08	n2=	0,076286
d2=	79,44731	m2=	0,414143
D3=	0,013383 [m]		
c2=	1,82E+08	n2=	0,129671
d2=	310,8856	m2=	0,062263
D3=	0,013233 [m]		
c2=	1,84E+08	n2=	0,131147
d2=	316,207	m2=	0,060526
D3=	0,01323 [m]		
c2=	1,84E+08	n2=	0,131178
d2=	316,3199	m2=	0,06049
D3=	0,01323 [m]		
c2=	1,84E+08	n2=	0,131179
d2=	316,3222	m2=	0,06049
D3=	0,01323 [m]		
c2=	1,84E+08	n2=	0,131179
d2=	316,3223	m2=	0,06049
D3=	0,01323 [m]		
c2=	1,84E+08	n2=	0,131179
d2=	316,3223	m2=	0,06049
D3=	0,01323 [m]		
	13,22962 [mm]		

AUTOCLAVES

PRIMERA CORRIDA

diametro de la tuberia	=	?	
datos de origen			
consumo del equipo	presion	5,175	[bar]
temperatura		164,95	[°C]
entrega del caldero	presion	8,625	[bar]
longitud de tuberia		317,177	[m]
caudal masico	Qm	72,64	[kg/h]
rugosidad de tuberia		0,05	[mm]
presion media		6,9	[bar]
densidad (ver tablas)	ρ	3,61594	[kg/m^3]
viscosidad dinamica (ver tablas)	μ	0,014488	[cp]
pi	π	3,141593	
gravedad	g	9,81	[m/s^2]

primero

viscocidad cinematica

σ=μ/ρ

σ= 4,006593 [cSt]

segundo

caudal volumetrico

Q=Qm/ρ

Qm=caudal masico (consumo del equipo)

Q= 20,08883 [m^3/h]

tercero

velocidad

V=(4Q/πD^2) V= 15 [m/s]

Di= 21,76384

cuarto

Reinolds

R=ρ*V*D/μ=10^3(VD/σ)=(4*10^6/3,6)(Q/πDσ)

R= 81480,09

5,175	100
1,035	20
6,21	

quinto

factor de friccion ecuacion de white-colebrook

1/√f=-2log((k/D/3,7)+(2,51/R√fo))

1/√f=-2log((a)+(b))

fo= 0,0025

a= 0,000621

b= 0,000616

f=	0,029571		
f1=	0,026067	b1=	0,000179
f2=	0,026173	b2=	0,000191
f3=	0,02617	b3=	0,00019
f4=	0,02617	b4=	0,00019
f5=	0,02617	b5=	0,00019
f6=	0,02617	b6=	0,00019
f7=	0,02617	b7=	0,00019
f8=	0,02617	b8=	0,00019
f9=	0,02617	b9=	0,00019
f10=	0,02617	b10=	0,00019
f11=	0,02617	b11=	0,00019
f12=	0,02617	b12=	0,00019
f13=	0,02617	b13=	0,00019

factor de friccion f= 0,02617

sexto

rugosidad relativa

k/D= 0,002297

septimo

perdida de carga [Darcy Weisbach]

hf=f(L/D)(V^2/2g)=f(L/D^5)(8*Q^2/π^2*g)

hf= 4373,698 [mcv] 1,551454 [bar]

octavo

factor de carga

k=hf((π^2*g)/(8*L*Q^2))

k= 5359467 [m^-5]

noveno

despejando f de septimo

f=hf(D^5*π^2*g/8*L*Q^2)

reemplazando hf por el k factor nos da f=k*D^5

decimo

diametro minimo

$1/\sqrt{K*D^5}=-2\log((k/Di/3,7)+(2,51/(4*Q/\sigma*\pi*D*\sqrt{K*Di^5}))$

$1/(\sqrt{k*D^5})=-2\log(c+d)$

c=	(k/D)/3,7
d=	2,51/(n*M)
n=	4*Q/(π*D*σ)
m=	√(k*D^5)

c1=	0,002297		n1=	8,15E-05
d1=	0,006022		m1=	5115635
D1=	0,0255	[m]		
c2=	56803488		n2=	0,069541
d2=	150,1442		m2=	0,240394
D2=	0,015064	[m]		
c2=	96155684		n2=	0,117718
d2=	330,6804		m2=	0,06448
D2=	0,01489	[m]		
c2=	97279685		n2=	0,119094
d2=	336,4955		m2=	0,062633
D2=	0,014886	[m]		
c2=	97304282		n2=	0,119124
d2=	336,6232		m2=	0,062594
D2=	0,014886	[m]		
c2=	97304817		n2=	0,119125
d2=	336,6259		m2=	0,062593
D2=	0,014886	[m]		
c2=	97304829		n2=	0,119125
d2=	336,626		m2=	0,062593
D2=	0,014886	[m]		
c2=	97304829		n2=	0,119125
d2=	336,626		m2=	0,062593
D2=	0,014886	[m]		
	14,88626	[mm]		

SEGUNDA CORRIDA

primero

viscocidad cinematica

σ=μ/ρ

σ= 4,006593 [cSt]

segundo

caudal volumetrico

Q=Qm/ρ

Qm=caudal masico (consumo del equipo)

Q= 20,08883 [m^3/h]

decimo tercero

factor de friccion ecuacion de white-colebrook

1/√f=-2log((k/D/3,7)+(2,51/R√fo))

1/√f=-2log((a)+(b))

fo= 0,0025

a= 0,000855

b= 0,000447

f=	0,030092		
f1=	0,027651	b1=	0,000129
f2=	0,027695	b2=	0,000134
f3=	0,027694	b3=	0,000134
f4=	0,027694	b4=	0,000134
f5=	0,027694	b5=	0,000134
f6=	0,027694	b6=	0,000134
f7=	0,027694	b7=	0,000134
f8=	0,027694	b8=	0,000134
f9=	0,027694	b9=	0,000134
f10=	0,027694	b10=	0,000134
f11=	0,027694	b11=	0,000134
f12=	0,027694	b12=	0,000134
f13=	0,027694	b13=	0,000134

f= 0,027694

decimo primero

velocidad

V=(4Q/πD^2) V= 28,46066 [m/s]

D2= 15,8

decimo segundo

Reinolds

R=ρ*V*D/μ=10^3(VD/σ)=(4*10^6/3,6)(Q/πDσ)

R= 112235,4

decimo cuarto

rugosidad relativa

k/D= 0,003165

decimo quinto

perdida de carga [Darcy Weisbach]

hf=f(L/D)(V^2/2g)=f(L/D^5)(8*Q^2/π^2*g)

hf= 22952,74 [mcv] 8,14188 [bar]

decimo sexto

factor de carga

k=hf((π^2*g)/(8*L*Q^2))

k= 28125959 [m^-5]

decimo septimo

despejando f de septimo

f=hf(D^5*π^2*g/8*L*Q^2)

reemplazando hf por el k factor nos da f=k*D^5

c1=	0,003165	n1=	0,000112
d1=	0,00425	m1=	5262552
D3=	0,018131 [m]		
c2=	4,19E+08	n2=	0,097806
d2=	109,321	m2=	0,234749
D3=	0,010364 [m]		
c2=	7,33E+08	n2=	0,171109
d2=	252,9663	m2=	0,057988
D3=	0,010249 [m]		
c2=	7,42E+08	n2=	0,173021
d2=	257,2184	m2=	0,056399
D3=	0,010247 [m]		
c2=	7,42E+08	n2=	0,173059
d2=	257,3024	m2=	0,056368
D3=	0,010247 [m]		
c2=	7,42E+08	n2=	0,17306
d2=	257,304	m2=	0,056368
D3=	0,010247 [m]		
c2=	7,42E+08	n2=	0,17306
d2=	257,3041	m2=	0,056368
D3=	0,010247 [m]		
c2=	7,42E+08	n2=	0,17306
d2=	257,3041	m2=	0,056368
D3=	0,010247 [m]		
	10,24686 [mm]		

TERCERA CORRIDA

primero

viscocidad cinematica

σ=μ/ρ

σ= 4,006593 [cSt]

segundo

caudal volumetrico

Q=Qm/ρ

Qm=caudal masico (consumo del equipo)

Q= 20,08883 [m^3/h]

decimo tercero

factor de friccion ecuacion de white-colebrook

1/√f=-2log((k/D/3,7)+(2,51/R√fo))

1/√f=-2log((a)+(b))

fo= 0,0025

a= 0,000644

b= 0,000594

f=	0,024578		
f1=	0,026215	b1=	0,000173
f2=	0,027725	b2=	0,000138
f3=	0,027694	b3=	0,000134
f4=	0,027694	b4=	0,000134
f5=	0,027694	b5=	0,000134
f6=	0,027694	b6=	0,000134
f7=	0,027694	b7=	0,000134
f8=	0,027694	b8=	0,000134
f9=	0,027694	b9=	0,000134
f10=	0,027694	b10=	0,000134
f11=	0,027694	b11=	0,000134
f12=	0,027694	b12=	0,000134
f13=	0,027694	b13=	0,000134

f= 0,027694

decimo primero

velocidad

V=(4Q/πD^2) V= 16,11104 [m/s]

D2= 21

decimo segundo

Reinolds

R=ρ*V*D/μ=10^3(VD/σ)=(4*10^6/3,6)(Q/πDσ)

R= 84443,79

decimo cuarto

rugosidad relativa

k/D= 0,002381

decimo quinto

perdida de carga [Darcy Weisbach]

hf=f(L/D)(V^2/2g)=f(L/D^5)(8*Q^2/π^2*g)

hf= 5533,8 [mcv] 1,96297 [bar]

decimo sexto

factor de carga

k=hf((π^2*g)/(8*L*Q^2))

k= 6781040 [m^-5]

decimo septimo

despejando f de septimo

f=hf(D^5*π^2*g/8*L*Q^2)

reemplazando hf por el k factor nos da f=k*D^5

c1=	0,002381	n1=	8,44E-05
d1=	0,005648	m1=	5262552
D3=	0,024256 [m]		
c2=	75555634	n2=	0,073107
d2=	70,64663	m2=	0,485985
D3=	0,014281 [m]		
c2=	1,28E+08	n2=	0,124174
d2=	318,4959	m2=	0,063466
D3=	0,014117 [m]		
c2=	1,3E+08	n2=	0,125612
d2=	324,0445	m2=	0,061665
D3=	0,014114 [m]		
c2=	1,3E+08	n2=	0,125643
d2=	324,1643	m2=	0,061627
D3=	0,014114 [m]		
c2=	1,3E+08	n2=	0,125644
d2=	324,1669	m2=	0,061626
D3=	0,014114 [m]		
c2=	1,3E+08	n2=	0,125644
d2=	324,167	m2=	0,061626
D3=	0,014114 [m]		
c2=	1,3E+08	n2=	0,125644
d2=	324,167	m2=	0,061626
D3=	0,014114 [m]		
	14,11388 [mm]		

HIDROSANITARIA

diametro de la tuberia	=	?	
datos de origen			
consumo del equipo	presion	8,625	[bar]
temperatura		173,588	[°C]
entrega del caldero	presion	8,625	[bar]
longitud de tuberia		27,867	[m]
caudal masico	Qm	349,2066	[kg/h]
rugosidad de tuberia		0,05	[mm]
presion media		8,625	[bar]
densidad (ver tablas)	ρ	4,46846	[kg/m^3]
viscosidad dinamica (ver tablas)	μ	0,014804	[cp]
pi	π	3,141593	
gravedad	g	9,81	[m/s^2]

PRIMERA CORRIDA

primero
viscocidad cinematica
σ=μ/ρ

σ= 3,312953 [cSt]

segundo
caudal volumetrico
Q=Qm/ρ
Qm=caudal masico (consumo del equipo)

Q= 78,1492 [m^3/h]

tercero
velocidad
V=(4Q/πD^2) V= 15 [m/s]

Di= 42,926

cuarto
Reinolds
R=ρ*V*D/μ=10^3(VD/σ)=(4*10^6/3,6)(Q/πDσ)

R= 194355,3

quinto
factor de friccion ecuacion de white-colebrook
1/√f=-2log((k/D/3,7)+(2,51/R√fo))

1/√f=-2log((a)+(b))

fo= 0,0025

a= 0,000315
b= 0,000258

f=	0,023789		
f1=	0,021632	b1=	8,37E-05
f2=	0,021689	b2=	8,78E-05
f3=	0,021687	b3=	8,77E-05
f4=	0,021687	b4=	8,77E-05
f5=	0,021687	b5=	8,77E-05
f6=	0,021687	b6=	8,77E-05
f7=	0,021687	b7=	8,77E-05
f8=	0,021687	b8=	8,77E-05
f9=	0,021687	b9=	8,77E-05
f10=	0,021687	b10=	8,77E-05
f11=	0,021687	b11=	8,77E-05
f12=	0,021687	b12=	8,77E-05
f13=	0,021687	b13=	8,77E-05

factor de friccion f= 0,021687

sexto
rugosidad relativa
k/D= 0,001165

septimo
perdida de carga [Darcy Weisbach]
hf=f(L/D)(V^2/2g)=f(L/D^5)(8*Q^2/π^2*g)

hf= 161,4564 [mcv] 0,070775 [bar]

octavo
factor de carga
k=hf((π^2*g)/(8*L*Q^2))

k= 148798,9 [m^-5]

noveno
despejando f de septimo
f=hf(D^5*π^2*g/8*L*Q^2)

reemplazando hf por el k factor nos da f=k*D^5

decimo

diametro minimo

1/√K*D^5=-2log((k/Di/3,7)+(2,51/(4*Q/σ*π*D*√K*Di^5))		c1=	0,001165	n1=	0,000194
1/(√k*D^5)=-2log(c+d)		d1=	0,002773	m1=	4656943
c=	(k/D)/3,7	D1=	0,049277 [m]		
d=	2,51/(n*M)				
n=	4*Q/(π*D*σ)	c2=	816124,1	n2=	0,169307
m=	√(k*D^5)	d2=	71,30083	m2=	0,207924
		D2=	0,034386 [m]		
		c2=	1169547	n2=	0,242626
		d2=	122,3169	m2=	0,084577
		D2=	0,034029 [m]		
		c2=	1181816	n2=	0,245171
		d2=	124,2467	m2=	0,082399
		D2=	0,034019 [m]		
		c2=	1182169	n2=	0,245244
		d2=	124,3024	m2=	0,082337
		D2=	0,034018 [m]		
		c2=	1182179	n2=	0,245246
		d2=	124,304	m2=	0,082335
		D2=	0,034018 [m]		
		c2=	1182179	n2=	0,245246
		d2=	124,3041	m2=	0,082335
		D2=	0,034018 [m]		
		c2=	1182179	n2=	0,245246
		d2=	124,3041	m2=	0,082335
		D2=	0,034018 [m]		
			34,01845 [mm]		

SEGUNDA CORRIDA

primero

viscocidad cinematica

σ=μ/ρ

σ= 3,312953 [cSt]

segundo

caudal volumetrico

Q=Qm/ρ

Qm=caudal masico (consumo del equipo)

Q= 78,1492 [m^3/h]

decimo tercero

factor de friccion ecuacion de white-colebrook

1/√f=-2log((k/D/3,7)+(2,51/R√fo))

1/√f=-2log((a)+(b))

fo= 0,0025

a= 0,000385

b= 0,000211

f=	0,024043		
f1=	0,022359	b1=	6,81E-05
f2=	0,022392	b2=	7,06E-05
f3=	0,022391	b3=	7,06E-05
f4=	0,022391	b4=	7,06E-05
f5=	0,022391	b5=	7,06E-05
f6=	0,022391	b6=	7,06E-05
f7=	0,022391	b7=	7,06E-05
f8=	0,022391	b8=	7,06E-05
f9=	0,022391	b9=	7,06E-05
f10=	0,022391	b10=	7,06E-05
f11=	0,022391	b11=	7,06E-05
f12=	0,022391	b12=	7,06E-05
f13=	0,022391	b13=	7,06E-05

f= 0,022391

decimo primero

velocidad

V=(4Q/πD^2) V= 22,43458 [m/s]

D2= 35,1

decimo segundo

Reinolds

R=ρ*V*D/μ=10^3(VD/σ)=(4*10^6/3,6)(Q/πDσ)

R= 237689,3

decimo cuarto

rugosidad relativa

k/D= 0,001425

decimo quinto

perdida de carga [Darcy Weisbach]

hf=f(L/D)(V^2/2g)=f(L/D^5)(8*Q^2/π^2*g)

hf= 456,0283 [mcv] 0,199903 [bar]

decimo sexto

factor de carga

k=hf((π^2*g)/(8*L*Q^2))

k= 420277,6 [m^-5]

decimo septimo

despejando f de septimo

f=hf(D^5*π^2*g/8*L*Q^2)

reemplazando hf por el k factor nos da f=k*D^5

c1=	0,001425	n1=	0,000238
d1=	0,002232	m1=	4731904
D3=	0,039824 [m]		
c2=	2852293	n2=	0,209496
d2=	58,39535	m2=	0,205172
D3=	0,026972 [m]		
c2=	4211315	n2=	0,309314
d2=	104,7644	m2=	0,077457
D3=	0,026694 [m]		
c2=	4255133	n2=	0,312533
d2=	106,4037	m2=	0,075478
D3=	0,026687 [m]		
c2=	4256288	n2=	0,312618
d2=	106,447	m2=	0,075427
D3=	0,026687 [m]		
c2=	4256318	n2=	0,31262
d2=	106,4481	m2=	0,075426
D3=	0,026687 [m]		
c2=	4256319	n2=	0,31262
d2=	106,4482	m2=	0,075426
D3=	0,026687 [m]		
c2=	4256319	n2=	0,31262
d2=	106,4482	m2=	0,075426
D3=	0,026687 [m]		
	26,68704 [mm]		

TERCERA CORRIDA

primero

viscocidad cinematica

σ=μ/ρ

σ= 3,312953 [cSt]

segundo

caudal volumetrico

Q=Qm/ρ

Qm=caudal masico (consumo del equipo)

Q= 78,1492 [m^3/h]

decimo tercero

factor de friccion ecuacion de white-colebrook

1/√f=-2log((k/D/3,7)+(2,51/R√fo))

1/√f=-2log((a)+(b))

fo= 0,0025

a= 0,000508

b= 0,00016

f=	0,024797		
f1=	0,023629	b1=	5,08E-05
f2=	0,022367	b2=	6,87E-05
f3=	0,022391	b3=	7,06E-05
f4=	0,022391	b4=	7,06E-05
f5=	0,022391	b5=	7,06E-05
f6=	0,022391	b6=	7,06E-05
f7=	0,022391	b7=	7,06E-05
f8=	0,022391	b8=	7,06E-05
f9=	0,022391	b9=	7,06E-05
f10=	0,022391	b10=	7,06E-05
f11=	0,022391	b11=	7,06E-05
f12=	0,022391	b12=	7,06E-05
f13=	0,022391	b13=	7,06E-05

f= 0,022391

decimo primero

velocidad

V=(4Q/πD^2) V= 39,0633 [m/s]

D2= 26,6

decimo segundo

Reinolds

R=ρ*V*D/μ=10^3(VD/σ)=(4*10^6/3,6)(Q/πDσ)

R= 313642,7

decimo cuarto

rugosidad relativa

k/D= 0,00188

decimo quinto

perdida de carga [Darcy Weisbach]

hf=f(L/D)(V^2/2g)=f(L/D^5)(8*Q^2/π^2*g)

hf= 1824,396 [mcv] 0,799735 [bar]

decimo sexto

factor de carga

k=hf((π^2*g)/(8*L*Q^2))

k= 1681371 [m^-5]

decimo septimo

despejando f de septimo

f=hf(D^5*π^2*g/8*L*Q^2)

reemplazando hf por el k factor nos da f=k*D^5

c1=	0,00188	n1=	0,000314
d1=	0,001691	m1=	4731904
D3=	0,030129 [m]		
c2=	15082584	n2=	0,276905
d2=	88,73798	m2=	0,102149
D3=	0,01959 [m]		
c2=	23196347	n2=	0,425868
d2=	84,61777	m2=	0,069653
D3=	0,01939 [m]		
c2=	23436118	n2=	0,43027
d2=	85,93315	m2=	0,067885
D3=	0,019385 [m]		
c2=	23441801	n2=	0,430374
d2=	85,96441	m2=	0,067844
D3=	0,019385 [m]		
c2=	23441935	n2=	0,430376
d2=	85,96514	m2=	0,067843
D3=	0,019385 [m]		
c2=	23441938	n2=	0,430376
d2=	85,96516	m2=	0,067843
D3=	0,019385 [m]		
c2=	23441938	n2=	0,430376
d2=	85,96516	m2=	0,067843
D3=	0,019385 [m]		
	19,38512 [mm]		

INTERCAMBIADOR

diametro de la tuberia	=	?	
datos de origen			
consumo del equipo	presion	8	[bar]
temperatura		172,039	[°C]
entrega del caldero	presion	8,625	[bar]
longitud de tuberia		299,219	[m]
caudal masico	Qm	349,2066	[kg/h]
rugosidad de tuberia		0,05	[mm]
presion media		8,3125	[bar]
densidad (ver tablas)	ρ	4,31444	[kg/m^3]
viscosidad dinamica (ver tablas)	μ	0,014751	[cp]
pi	π	3,141593	
gravedad	g	9,81	[m/s^2]

PRIMERA CORRIDA

primero
viscocidad cinematica
σ=μ/ρ

σ= 3,418868 [cSt]

segundo
caudal volumetrico
Q=Qm/ρ
Qm=caudal masico (consumo del equipo)

Q= 80,93903 [m^3/h]

tercero
velocidad
V=(4Q/πD^2) V= 15 [m/s]

Di= 43,68549

cuarto
Reinolds
R=ρ*V*D/μ=10^3(VD/σ)=(4*10^6/3,6)(Q/πDσ)

R= 191666,5

quinto
factor de friccion ecuacion de white-colebrook
1/√f=-2log((k/D/3,7)+(2,51/R√fo))

1/√f=-2log((a)+(b))

fo= 0,0025

a= 0,000309
b= 0,000262

f= 0,023768

f1=	0,021573	b1=	8,49E-05
f2=	0,021632	b2=	8,92E-05
f3=	0,02163	b3=	8,9E-05
f4=	0,02163	b4=	8,9E-05
f5=	0,02163	b5=	8,9E-05
f6=	0,02163	b6=	8,9E-05
f7=	0,02163	b7=	8,9E-05
f8=	0,02163	b8=	8,9E-05
f9=	0,02163	b9=	8,9E-05
f10=	0,02163	b10=	8,9E-05
f11=	0,02163	b11=	8,9E-05
f12=	0,02163	b12=	8,9E-05
f13=	0,02163	b13=	8,9E-05

factor de friccion f= 0,02163

sexto
rugosidad relativa
k/D= 0,001145

septimo
perdida de carga [Darcy Weisbach]
hf=f(L/D)(V^2/2g)=f(L/D^5)(8*Q^2/π^2*g)

hf= 1699 [mcv] 0,719096 [bar]

octavo
factor de carga
k=hf((π^2*g)/(8*L*Q^2))

k= 135947,8 [m^-5]

noveno
despejando f de septimo
f=hf(D^5*π^2*g/8*L*Q^2)

reemplazando hf por el k factor nos da f=k*D^5

decimo

diametro minimo

$1/\sqrt{K*D^5}=-2\log((k/Di/3,7)+(2,51/(4*Q/\sigma*\pi*D*\sqrt{K*Di^5}))$

$1/(\sqrt{k*D^5})=-2\log(c+d)$

c=	(k/D)/3,7
d=	2,51/(n*M)
n=	4*Q/(π*D*σ)
m=	√(k*D^5)

c1=	0,001145	n1=	0,000192
d1=	0,002816	m1=	4650814
D1=	0,050196 [m]		
c2=	731990,5	n2=	0,166809
d2=	72,29479	m2=	0,208137
D2=	0,035125 [m]		
c2=	1046046	n2=	0,238377
d2=	123,5022	m2=	0,085258
D2=	0,034761 [m]		
c2=	1057022	n2=	0,240878
d2=	125,4512	m2=	0,083062
D2=	0,03475 [m]		
c2=	1057340	n2=	0,24095
d2=	125,5078	m2=	0,082999
D2=	0,03475 [m]		
c2=	1057349	n2=	0,240952
d2=	125,5095	m2=	0,082998
D2=	0,03475 [m]		
c2=	1057349	n2=	0,240953
d2=	125,5095	m2=	0,082998
D2=	0,03475 [m]		
c2=	1057349	n2=	0,240953
d2=	125,5095	m2=	0,082998
D2=	0,03475 [m]		
	34,74976 [mm]		

SEGUNDA CORRIDA

primero

viscocidad cinematica

σ=μ/ρ

σ= 3,418868 [cSt]

segundo

caudal volumetrico

Q=Qm/ρ

Qm=caudal masico (consumo del equipo)

Q= 80,93903 [m^3/h]

decimo tercero

factor de friccion ecuacion de white-colebrook

1/√f=-2log((k/D/3,7)+(2,51/R√fo))

1/√f=-2log((a)+(b))

fo= 0,0025

a= 0,000385

b= 0,00021

f=	0,024035		
f1=	0,022356	b1=	6,79E-05
f2=	0,022388	b2=	7,04E-05
f3=	0,022388	b3=	7,03E-05
f4=	0,022388	b4=	7,03E-05
f5=	0,022388	b5=	7,03E-05
f6=	0,022388	b6=	7,03E-05
f7=	0,022388	b7=	7,03E-05
f8=	0,022388	b8=	7,03E-05
f9=	0,022388	b9=	7,03E-05
f10=	0,022388	b10=	7,03E-05
f11=	0,022388	b11=	7,03E-05
f12=	0,022388	b12=	7,03E-05
f13=	0,022388	b13=	7,03E-05

f= 0,022388

decimo primero

velocidad

V=(4Q/πD^2) V= 23,23547 [m/s]

D2= 35,1

decimo segundo

Reinolds

R=ρ*V*D/μ=10^3(VD/σ)=(4*10^6/3,6)(Q/πDσ)

R= 238548,2

decimo cuarto

rugosidad relativa

k/D= 0,001425

decimo quinto

perdida de carga [Darcy Weisbach]

hf=f(L/D)(V^2/2g)=f(L/D^5)(8*Q^2/π^2*g)

hf= 5251,651 [mcv] 2,222743 [bar]

decimo sexto

factor de carga

k=hf((π^2*g)/(8*L*Q^2))

k= 420217,9 [m^-5]

decimo septimo

despejando f de septimo

f=hf(D^5*π^2*g/8*L*Q^2)

reemplazando hf por el k factor nos da f=k*D^5

c1=	0,001425	n1=	0,000239
d1=	0,002224	m1=	4731568
D3=	0,039819 [m]		
c2=	2852245	n2=	0,21028
d2=	58,20017	m2=	0,205094
D3=	0,026973 [m]		
c2=	4210595	n2=	0,310423
d2=	104,3901	m2=	0,077457
D3=	0,026695 [m]		
c2=	4254388	n2=	0,313652
d2=	106,0229	m2=	0,075479
D3=	0,026688 [m]		
c2=	4255542	n2=	0,313737
d2=	106,066	m2=	0,075428
D3=	0,026688 [m]		
c2=	4255572	n2=	0,313739
d2=	106,0672	m2=	0,075427
D3=	0,026688 [m]		
c2=	4255573	n2=	0,313739
d2=	106,0672	m2=	0,075427
D3=	0,026688 [m]		
c2=	4255573	n2=	0,313739
d2=	106,0672	m2=	0,075427
D3=	0,026688 [m]		
	26,68792 [mm]		

TERCERA CORRIDA

primero

viscocidad cinematica

σ=μ/ρ

σ= 3,418868 [cSt]

segundo

caudal volumetrico

Q=Qm/ρ

Qm=caudal masico (consumo del equipo)

Q= 80,93903 [m^3/h]

decimo tercero

factor de friccion ecuacion de white-colebrook

1/√f=-2log((k/D/3,7)+(2,51/R√fo))

1/√f=-2log((a)+(b))

fo= 0,0025

a= 0,000508

b= 0,000159

f=	0,024792		
f1=	0,029027	b1=	5,09E-05
f2=	0,022364	b2=	6,85E-05
f3=	0,022388	b3=	7,04E-05
f4=	0,022388	b4=	7,03E-05
f5=	0,022388	b5=	7,03E-05
f6=	0,022388	b6=	7,03E-05
f7=	0,022388	b7=	7,03E-05
f8=	0,022388	b8=	7,03E-05
f9=	0,022388	b9=	7,03E-05
f10=	0,022388	b10=	7,03E-05
f11=	0,022388	b11=	7,03E-05
f12=	0,022388	b12=	7,03E-05
f13=	0,022388	b13=	7,03E-05

f= 0,022388

decimo primero

velocidad

V=(4Q/πD^2) V= 40,45781 [m/s]

D2= 26,6

decimo segundo

Reinolds

R=ρ*V*D/μ=10^3(VD/σ)=(4*10^6/3,6)(Q/πDσ)

R= 314776

decimo cuarto

rugosidad relativa

k/D= 0,00188

decimo quinto

perdida de carga [Darcy Weisbach]

hf=f(L/D)(V^2/2g)=f(L/D^5)(8*Q^2/π^2*g)

hf= 21009,87 [mcv] 8,892354 [bar]

decimo sexto

factor de carga

k=hf((π^2*g)/(8*L*Q^2))

k= 1681132 [m^-5]

decimo septimo

despejando f de septimo

f=hf(D^5*π^2*g/8*L*Q^2)

reemplazando hf por el k factor nos da f=k*D^5

c1=	0,00188	n1=	0,000315
d1=	0,001685	m1=	4731568
D3=	0,030126 [m]		
c2=	15081802	n2=	0,277931
d2=	88,43675	m2=	0,102119
D3=	0,019591 [m]		
c2=	23192361	n2=	0,427394
d2=	84,31535	m2=	0,069653
D3=	0,019391 [m]		
c2=	23432025	n2=	0,43181
d2=	85,62566	m2=	0,067885
D3=	0,019386 [m]		
c2=	23437706	n2=	0,431915
d2=	85,6568	m2=	0,067844
D3=	0,019386 [m]		
c2=	23437840	n2=	0,431917
d2=	85,65754	m2=	0,067843
D3=	0,019386 [m]		
c2=	23437843	n2=	0,431917
d2=	85,65755	m2=	0,067843
D3=	0,019386 [m]		
c2=	23437843	n2=	0,431917
d2=	85,65756	m2=	0,067843
D3=	0,019386 [m]		
	19,38575 [mm]		

COCINA

diametro de la tuberia	=	?	
datos de origen			
consumo del equipo	presion	8,625	[bar]
temperatura		173,588	[°C]
entrega del caldero	presion	8,625	[bar]
longitud de tuberia		121,877	[m]
caudal masico	Qm	156,7571	[kg/h]
rugosidad de tuberia		0,05	[mm]
presion media		8,625	[bar]
densidad (ver tablas)	ρ	4,46846	[kg/m^3]
viscosidad dinamica (ver tablas)	μ	0,014804	[cp]
pi	π	3,141593	
gravedad	g	9,81	[m/s^2]

PRIMERA CORRIDA

primero
viscocidad cinematica
σ=μ/ρ

σ= 3,312953 [cSt]

segundo
caudal volumetrico
Q=Qm/ρ
Qm=caudal masico (consumo del equipo)

Q= 35,08079 [m^3/h]

tercero
velocidad
V=(4Q/πD^2) V= 15 [m/s]

Di= 28,76026

cuarto
Reinolds
R=ρ*V*D/μ=10^3(VD/σ)=(4*10^6/3,6)(Q/πDσ)

R= 130217,3

quinto
factor de friccion ecuacion de white-colebrook
1/√f=-2log((k/D/3,7)+(2,51/R√fo))

1/√f=-2log((a)+(b))

fo= 0,0025

a= 0,00047
b= 0,000386

f=	0,026563		
f1=	0,023955	b1=	0,000118
f2=	0,024023	b2=	0,000125
f3=	0,024021	b3=	0,000124
f4=	0,024021	b4=	0,000124
f5=	0,024021	b5=	0,000124
f6=	0,024021	b6=	0,000124
f7=	0,024021	b7=	0,000124
f8=	0,024021	b8=	0,000124
f9=	0,024021	b9=	0,000124
f10=	0,024021	b10=	0,000124
f11=	0,024021	b11=	0,000124
f12=	0,024021	b12=	0,000124
f13=	0,024021	b13=	0,000124

factor de friccion f= 0,024021

sexto
rugosidad relativa
k/D= 0,001739

septimo
perdida de carga [Darcy Weisbach]
hf=f(L/D)(V^2/2g)=f(L/D^5)(8*Q^2/π^2*g)

hf= 1167,38 [mcv] 0,511728 [bar]

octavo
factor de carga
k=hf((π^2*g)/(8*L*Q^2))

k= 1220775 [m^-5]

noveno
despejando f de septimo
f=hf(D^5*π^2*g/8*L*Q^2)

reemplazando hf por el k factor nos da f=k*D^5

decimo

diametro minimo

1/√K*D^5=-2log((k/Di/3,7)+(2,51/(4*Q/σ*π*D*√K*Di^5))

1/(√k*D^5)=-2log(c+d)

c=	(k/D)/3,7
d=	2,51/(n*M)
n=	4*Q/(π*D*σ)
m=	√(k*D^5)

c1=	0,001739	n1=	0,00013
d1=	0,003933	m1=	4901172
D1=	0,033241 [m]		
c2=	9925700	n2=	0,112665
d2=	100,0887	m2=	0,222587
D2=	0,021101 [m]		
c2=	15636222	n2=	0,177484
d2=	197,898	m2=	0,071462
D2=	0,020867 [m]		
c2=	15811184	n2=	0,17947
d2=	201,2288	m2=	0,069501
D2=	0,020862 [m]		
c2=	15815432	n2=	0,179518
d2=	201,3099	m2=	0,069454
D2=	0,020862 [m]		
c2=	15815534	n2=	0,17952
d2=	201,3119	m2=	0,069453
D2=	0,020862 [m]		
c2=	15815537	n2=	0,17952
d2=	201,3119	m2=	0,069453
D2=	0,020862 [m]		
c2=	15815537	n2=	0,17952
d2=	201,3119	m2=	0,069453
D2=	0,020862 [m]		
	20,86171 [mm]		

SEGUNDA CORRIDA

primero

viscocidad cinematica

σ=μ/ρ

σ= 3,312953 [cSt]

segundo

caudal volumetrico

Q=Qm/ρ

Qm=caudal masico (consumo del equipo)

Q= 35,08079 [m^3/h]

decimo tercero

factor de friccion ecuacion de white-colebrook

1/√f=-2log((k/D/3,7)+(2,51/R√fo))

1/√f=-2log((a)+(b))

fo= 0,0025

a= 0,000644

b= 0,000281

f=	0,027161		
f1=	0,025389	b1=	8,54E-05
f2=	0,025427	b2=	8,83E-05
f3=	0,025427	b3=	8,83E-05
f4=	0,025427	b4=	8,83E-05
f5=	0,025427	b5=	8,83E-05
f6=	0,025427	b6=	8,83E-05
f7=	0,025427	b7=	8,83E-05
f8=	0,025427	b8=	8,83E-05
f9=	0,025427	b9=	8,83E-05
f10=	0,025427	b10=	8,83E-05
f11=	0,025427	b11=	8,83E-05
f12=	0,025427	b12=	8,83E-05
f13=	0,025427	b13=	8,83E-05

f= 0,025427

decimo primero

velocidad

V=(4Q/πD^2) V= 26,19445 [m/s]

D2= 21

decimo segundo

Reinolds

R=ρ*V*D/μ=10^3(VD/σ)=(4*10^6/3,6)(Q/πDσ)

R= 178337,4

decimo cuarto

rugosidad relativa

k/D= 0,002381

decimo quinto

perdida de carga [Darcy Weisbach]

hf=f(L/D)(V^2/2g)=f(L/D^5)(8*Q^2/π^2*g)

hf= 5953,484 [mcv] 2,609745 [bar]

decimo sexto

factor de carga

k=hf((π^2*g)/(8*L*Q^2))

k= 6225789 [m^-5]

decimo septimo

despejando f de septimo

f=hf(D^5*π^2*g/8*L*Q^2)

reemplazando hf por el k factor nos da f=k*D^5

c1=	0,002381	n1=	0,000178
d1=	0,002791	m1=	5042494
D3=	0,023828 [m]		
c2=	70615365	n2=	0,157169
d2=	73,02552	m2=	0,218691
D3=	0,014549 [m]		
c2=	1,16E+08	n2=	0,257416
d2=	153,0652	m2=	0,063703
D3=	0,014393 [m]		
c2=	1,17E+08	n2=	0,260205
d2=	155,5588	m2=	0,06201
D3=	0,01439 [m]		
c2=	1,17E+08	n2=	0,260265
d2=	155,6129	m2=	0,061974
D3=	0,014389 [m]		
c2=	1,17E+08	n2=	0,260266
d2=	155,6141	m2=	0,061974
D3=	0,014389 [m]		
c2=	1,17E+08	n2=	0,260266
d2=	155,6141	m2=	0,061974
D3=	0,014389 [m]		
c2=	1,17E+08	n2=	0,260266
d2=	155,6141	m2=	0,061974
D3=	0,014389 [m]		
	14,38944 [mm]		

TERCERA CORRIDA

primero

viscocidad cinematica

σ=μ/ρ

σ= 3,312953 [cSt]

segundo

caudal volumetrico

Q=Qm/ρ

Qm=caudal masico (consumo del equipo)

Q= 35,08079 [m^3/h]

decimo tercero

factor de friccion ecuacion de white-colebrook

1/√f=-2log((k/D/3,7)+(2,51/R√fo))

1/√f=-2log((a)+(b))

fo= 0,0025

a= 0,000855

b= 0,000212

f=	0,028307		
f1=	0,027104	b1=	8,29E-05
f2=	0,0254	b2=	8,55E-05
f3=	0,025427	b3=	8,83E-05
f4=	0,025427	b4=	8,83E-05
f5=	0,025427	b5=	8,83E-05
f6=	0,025427	b6=	8,83E-05
f7=	0,025427	b7=	8,83E-05
f8=	0,025427	b8=	8,83E-05
f9=	0,025427	b9=	8,83E-05
f10=	0,025427	b10=	8,83E-05
f11=	0,025427	b11=	8,83E-05
f12=	0,025427	b12=	8,83E-05
f13=	0,025427	b13=	8,83E-05

f= 0,025427

decimo primero

velocidad

V=(4Q/πD^2) V= 49,70074 [m/s]

D2= 15,8

decimo segundo

Reinolds

R=ρ*V*D/μ=10^3(VD/σ)=(4*10^6/3,6)(Q/πDσ)

R= 237030,7

decimo cuarto

rugosidad relativa

k/D= 0,003165

decimo quinto

perdida de carga [Darcy Weisbach]

hf=f(L/D)(V^2/2g)=f(L/D^5)(8*Q^2/π^2*g)

hf= 24693,48 [mcv] 10,82453 [bar]

decimo sexto

factor de carga

k=hf((π^2*g)/(8*L*Q^2))

k= 25822924 [m^-5]

decimo septimo

despejando f de septimo

f=hf(D^5*π^2*g/8*L*Q^2)

reemplazando hf por el k factor nos da f=k*D^5

c1=	0,003165	n1=	0,000237
d1=	0,0021	m1=	5042494
D3=	0,017952 [m]		
c2=	3,89E+08	n2=	0,208615
d2=	111,6708	m2=	0,107743
D3=	0,010558 [m]		
c2=	6,61E+08	n2=	0,354704
d2=	121,5669	m2=	0,058209
D3=	0,010447 [m]		
c2=	6,68E+08	n2=	0,358481
d2=	123,514	m2=	0,056688
D3=	0,010445 [m]		
c2=	6,68E+08	n2=	0,358556
d2=	123,5527	m2=	0,056658
D3=	0,010445 [m]		
c2=	6,68E+08	n2=	0,358557
d2=	123,5534	m2=	0,056658
D3=	0,010445 [m]		
c2=	6,68E+08	n2=	0,358557
d2=	123,5534	m2=	0,056658
D3=	0,010445 [m]		
c2=	6,68E+08	n2=	0,358557
d2=	123,5534	m2=	0,056658
D3=	0,010445 [m]		
	10,44487 [mm]		

MARMITAS

PRIMERA CORRIDA

diametro de la tuberia	=	?	
datos de origen			
consumo del equipo	presion	1,035	[bar]
temperatura		146,944	[°C]
entrega del caldero	presion	8,625	[bar]
longitud de tuberia		328,6045	[m]
caudal masico	Qm	62,32512	[kg/h]
rugosidad de tuberia		0,05	[mm]
presion media		4,83	[bar]
densidad (ver tablas)	ρ	2,35503	[kg/m^3]
viscosidad dinamica (ver tablas)	μ	0,013886	[cp]
pi	π	3,141593	
gravedad	g	9,81	[m/s^2]

primero

viscocidad cinematica

σ=μ/ρ

σ= 5,896103 [cSt]

segundo

caudal volumetrico

Q=Qm/ρ

Qm=caudal masico (consumo del equipo)

Q= 26,46468 [m^3/h]

tercero

velocidad

V=(4Q/πD^2) V= 15 [m/s]

Di= 24,97995

cuarto

Reinolds

R=ρ*V*D/μ=10^3(VD/σ)=(4*10^6/3,6)(Q/πDσ)

R= 63550,31

quinto

factor de friccion ecuacion de white-colebrook

1/√f=-2log((k/D/3,7)+(2,51/R√fo))

1/√f=-2log((a)+(b))

fo= 0,0025

a= 0,000541

b= 0,00079

f= 0,030228

f1=	0,025772	b1=	0,000227
f2=	0,025947	b2=	0,000246
f3=	0,025939	b3=	0,000245
f4=	0,02594	b4=	0,000245
f5=	0,02594	b5=	0,000245
f6=	0,02594	b6=	0,000245
f7=	0,02594	b7=	0,000245
f8=	0,02594	b8=	0,000245
f9=	0,02594	b9=	0,000245
f10=	0,02594	b10=	0,000245
f11=	0,02594	b11=	0,000245
f12=	0,02594	b12=	0,000245
f13=	0,02594	b13=	0,000245

factor de friccion f= 0,02594

sexto

rugosidad relativa

k/D= 0,002002

septimo

perdida de carga [Darcy Weisbach]

hf=f(L/D)(V^2/2g)=f(L/D^5)(8*Q^2/π^2*g)

hf= 3913,2 [mcv] 0,90406 [bar]

octavo

factor de carga

k=hf((π^2*g)/(8*L*Q^2))

k= 2666914 [m^-5]

noveno

despejando f de septimo

f=hf(D^5*π^2*g/8*L*Q^2)

reemplazando hf por el k factor nos da f=k*D^5

decimo

diametro minimo

1/√K*D^5=-2log((k/Di/3,7)+(2,51/(4*Q/σ*π*D*√K*D^5))

1/(√k*D^5)=-2log(c+d)

c=	(k/D)/3,7	c1=	0,002002	n1=	6,36E-05
d=	2,51/(n*M)	d1=	0,007755	m1=	5093113
n=	4*Q/(π*D*σ)	D1=	0,02972 [m]		
m=	√(k*D^5)				
		c2=	24252731	n2=	0,053415
		d2=	188,9688	m2=	0,248669
		D2=	0,017662 [m]		
		c2=	40808972	n2=	0,089879
		d2=	412,4608	m2=	0,067707
		D2=	0,017451 [m]		
		c2=	41304010	n2=	0,090969
		d2=	419,9886	m2=	0,065696
		D2=	0,017446 [m]		
		c2=	41315375	n2=	0,090994
		d2=	420,162	m2=	0,065651
		D2=	0,017446 [m]		
		c2=	41315635	n2=	0,090995
		d2=	420,1659	m2=	0,06565
		D2=	0,017446 [m]		
		c2=	41315641	n2=	0,090995
		d2=	420,166	m2=	0,06565
		D2=	0,017446 [m]		
		c2=	41315641	n2=	0,090995
		d2=	420,166	m2=	0,06565
		D2=	0,017446 [m]		
			17,44587 [mm]		

SEGUNDA CORRIDA

primero

viscocidad cinematica

σ=μ/ρ

σ= 5,896103 [cSt]

segundo

caudal volumetrico

Q=Qm/ρ

Qm=caudal masico (consumo del equipo)

Q= 26,46468 [m^3/h]

decimo tercero

factor de friccion ecuacion de white-colebrook

1/√f=-2log((k/D/3,7)+(2,51/R√fo))

1/√f=-2log((a)+(b))

fo= 0,0025

a= 0,000644

b= 0,000664

f=	0,000067		
f1=	0,026392	b1=	0,000161
f2=	0,026497	b2=	0,000204
f3=	0,026493	b3=	0,000204
f4=	0,026493	b4=	0,000204
f5=	0,026493	b5=	0,000204
f6=	0,026493	b6=	0,000204
f7=	0,026493	b7=	0,000204
f8=	0,026493	b8=	0,000204
f9=	0,026493	b9=	0,000204
f10=	0,026493	b10=	0,000204
f11=	0,026493	b11=	0,000204
f12=	0,026493	b12=	0,000204
f13=	0,026493	b13=	0,000204

f= 0,026493

decimo primero

velocidad

V=(4Q/πD^2) V= 21,22441 [m/s]

D2= 21

decimo segundo

Reinolds

R=ρ*V*D/μ=10^3(VD/σ)=(4*10^6/3,6)(Q/πDσ)

R= 75594,45

decimo cuarto

rugosidad relativa

k/D= 0,002381

decimo quinto

perdida de carga [Darcy Weisbach]

hf=f(L/D)(V^2/2g)=f(L/D^5)(8*Q^2/π^2*g)

hf= 9518,375 [mcv] 2,199015 [bar]

decimo sexto

factor de carga

k=hf((π^2*g)/(8*L*Q^2))

k= 6486938 [m^-5]

decimo septimo

despejando f de septimo

f=hf(D^5*π^2*g/8*L*Q^2)

reemplazando hf por el k factor nos da f=k*D^5

c1=	0,002381	n1=	7,56E-05
d1=	0,006451	m1=	5147165
D3=	0,024669 [m]		
c2=	71071261	n2=	0,064352
d2=	160,2244	m2=	0,243433
D3=	0,014428 [m]		
c2=	1,22E+08	n2=	0,110031
d2=	358,2223	m2=	0,063681
D3=	0,01426 [m]		
c2=	1,23E+08	n2=	0,111325
d2=	364,5618	m2=	0,061846
D3=	0,014256 [m]		
c2=	1,23E+08	n2=	0,111353
d2=	364,6992	m2=	0,061807
D3=	0,014256 [m]		
c2=	1,23E+08	n2=	0,111354
d2=	364,7021	m2=	0,061806
D3=	0,014256 [m]		
c2=	1,23E+08	n2=	0,111354
d2=	364,7022	m2=	0,061806
D3=	0,014256 [m]		
c2=	1,23E+08	n2=	0,111354
d2=	364,7022	m2=	0,061806
D3=	0,014256 [m]		
	14,25621 [mm]		

TERCERA CORRIDA

primero

viscocidad cinematica

σ=μ/ρ

σ= 5,896103 [cSt]

segundo

caudal volumetrico

Q=Qm/ρ

Qm=caudal masico (consumo del equipo)

Q= 26,46468 [m^3/h]

decimo tercero

factor de friccion ecuacion de white-colebrook

1/√f=-2log((k/D/3,7)+(2,51/R√fo))

1/√f=-2log((a)+(b))

fo=	0,0025		
a=	0,000855		
b=	0,0005		
f=	0,030392		
f1=	0,027766	b1=	0,000143
f2=	0,026451	b2=	0,000199
f3=	0,026495	b3=	0,000204
f4=	0,026493	b4=	0,000204
f5=	0,026493	b5=	0,000204
f6=	0,026493	b6=	0,000204
f7=	0,026493	b7=	0,000204
f8=	0,026493	b8=	0,000204
f9=	0,026493	b9=	0,000204
f10=	0,026493	b10=	0,000204
f11=	0,026493	b11=	0,000204
f12=	0,026493	b12=	0,000204
f13=	0,026493	b13=	0,000204

f= 0,026493

decimo primero

velocidad

V=(4Q/πD^2) V= 37,49386 [m/s]

D2= 15,8

decimo segundo

Reinolds

R=ρ*V*D/μ=10^3(VD/σ)=(4*10^6/3,6)(Q/πDσ)

R= 100473,6

decimo cuarto

rugosidad relativa

k/D= 0,003165

decimo quinto

perdida de carga [Darcy Weisbach]

hf=f(L/D)(V^2/2g)=f(L/D^5)(8*Q^2/π^2*g)

hf= 39479,7 [mcv] 9,120934 [bar]

decimo sexto

factor de carga

k=hf((π^2*g)/(8*L*Q^2))

k= 26906101 [m^-5]

decimo septimo

despejando f de septimo

f=hf(D^5*π^2*g/8*L*Q^2)

reemplazando hf por el k factor nos da f=k*D^5

c1=	0,003165	n1=	0,0001
d1=	0,004853	m1=	5147165
D3=	0,018411 [m]		
c2=	3,95E+08	n2=	0,086227
d2=	248,5102	m2=	0,117135
D3=	0,010469 [m]		
c2=	6,95E+08	n2=	0,151643
d2=	284,5823	m2=	0,058163
D3=	0,010351 [m]		
c2=	7,03E+08	n2=	0,153358
d2=	289,4247	m2=	0,05655
D3=	0,010349 [m]		
c2=	7,03E+08	n2=	0,153392
d2=	289,5207	m2=	0,056519
D3=	0,010349 [m]		
c2=	7,03E+08	n2=	0,153393
d2=	289,5225	m2=	0,056518
D3=	0,010349 [m]		
c2=	7,03E+08	n2=	0,153393
d2=	289,5226	m2=	0,056518
D3=	0,010349 [m]		
c2=	7,03E+08	n2=	0,153393
d2=	289,5226	m2=	0,056518
D3=	0,010349 [m]		
	10,34914 [mm]		

MESA CALIENTE

PRIMERA CORRIDA

diametro de la tuberia	=	?	
datos de origen			
consumo del equipo	presion	1,035	[bar]
temperatura		146,944	[°C]
entrega del caldero	presion	8,625	[bar]
longitud de tuberia		318,645	[m]
caudal masico	Qm	47,67	[kg/h]
rugosidad de tuberia		0,05	[mm]
presion media		4,83	[bar]
densidad (ver tablas)	ρ	2,35503	[kg/m^3]
viscosidad dinamica (ver tablas)	μ	0,013886	[cp]
pi	π	3,141593	
gravedad	g	9,81	[m/s^2]

primero

viscocidad cinematica

σ=μ/ρ

σ= 5,896103 [cSt]

segundo

caudal volumetrico

Q=Qm/ρ

Qm=caudal masico (consumo del equipo)

Q= 20,24178 [m^3/h]

tercero

velocidad

V=(4Q/πD^2) V= 15 [m/s]

Di= 21,84653

cuarto

Reinolds

R=ρ*V*D/μ=10^3(VD/σ)=(4*10^6/3,6)(Q/πDσ)

R= 55578,74

quinto

factor de friccion ecuacion de white-colebrook

1/√f=-2log((k/D/3,7)+(2,51/R√fo))

1/√f=-2log((a)+(b))

fo= 0,0025

a= 0,000619

b= 0,000903

f= 0,03149

f1=	0,026717	b1=	0,000254
f2=	0,026905	b2=	0,000276
f3=	0,026897	b3=	0,000275
f4=	0,026898	b4=	0,000275
f5=	0,026897	b5=	0,000275
f6=	0,026897	b6=	0,000275
f7=	0,026897	b7=	0,000275
f8=	0,026897	b8=	0,000275
f9=	0,026897	b9=	0,000275
f10=	0,026897	b10=	0,000275
f11=	0,026897	b11=	0,000275
f12=	0,026897	b12=	0,000275
f13=	0,026897	b13=	0,000275

factor de friccion f= 0,026897

sexto

rugosidad relativa

k/D= 0,002289

septimo

perdida de carga [Darcy Weisbach]

hf=f(L/D)(V^2/2g)=f(L/D^5)(8*Q^2/π^2*g)

hf= 4499,04 [mcv] 1,039406 [bar]

octavo

factor de carga

k=hf((π^2*g)/(8*L*Q^2))

k= 5405042 [m^-5]

noveno

despejando f de septimo

f=hf(D^5*π^2*g/8*L*Q^2)

reemplazando hf por el k factor nos da f=k*D^5

decimo

diametro minimo

$1/\sqrt{K*D^5}=-2\log((k/Di/3,7)+(2,51/(4*Q/\sigma*\pi*D*\sqrt{K*D^5}))$

$1/(\sqrt{k*D^5})=-2\log(c+d)$

c=	(k/D)/3,7
d=	2,51/(n*M)
n=	4*Q/(π*D*σ)
m=	√(k*D^5)

c1=	0,002289	n1=	5,56E-05
d1=	0,008708	m1=	5186279
D1=	0,026076 [m]		
c2=	56022224	n2=	0,046564
d2=	211,1677	m2=	0,255265
D2=	0,015043 [m]		
c2=	97107579	n2=	0,080714
d2=	481,9107	m2=	0,06453
D2=	0,014862 [m]		
c2=	98294267	n2=	0,0817
d2=	490,7713	m2=	0,0626
D2=	0,014858 [m]		
c2=	98320229	n2=	0,081722
d2=	490,9658	m2=	0,062558
D2=	0,014858 [m]		
c2=	98320794	n2=	0,081722
d2=	490,97	m2=	0,062558
D2=	0,014858 [m]		
c2=	98320806	n2=	0,081722
d2=	490,9701	m2=	0,062557
D2=	0,014858 [m]		
c2=	98320806	n2=	0,081722
d2=	490,9701	m2=	0,062557
D2=	0,014858 [m]		
	14,85771 [mm]		

SEGUNDA CORRIDA

primero

viscocidad cinematica

σ=μ/ρ

σ= 5,896103 [cSt]

segundo

caudal volumetrico

Q=Qm/ρ

Qm= caudal masico (consumo del equipo)

Q= 20,24178 [m^3/h]

decimo tercero

factor de friccion ecuacion de white-colebrook

1/√f=-2log((k/D/3,7)+(2,51/R√fo))

1/√f=-2log((a)+(b))

fo= 0,0025

a= 0,000855

b= 0,000653

f=	0,031405		
f1=	0,028093	b1=	0,000184
f2=	0,028176	b2=	0,000195
f3=	0,028173	b3=	0,000195
f4=	0,028173	b4=	0,000195
f5=	0,028173	b5=	0,000195
f6=	0,028173	b6=	0,000195
f7=	0,028173	b7=	0,000195
f8=	0,028173	b8=	0,000195
f9=	0,028173	b9=	0,000195
f10=	0,028173	b10=	0,000195
f11=	0,028173	b11=	0,000195
f12=	0,028173	b12=	0,000195
f13=	0,028173	b13=	0,000195

f= 0,028173

decimo primero

velocidad

V=(4Q/πD^2) V= 28,67756 [m/s]

D2= 15,8

decimo segundo

Reinolds

R=ρ*V*D/μ=10^3(VD/σ)=(4*10^6/3,6)(Q/πDσ)

R= 76848,28

decimo cuarto

rugosidad relativa

k/D= 0,003165

decimo quinto

perdida de carga [Darcy Weisbach]

hf=f(L/D)(V^2/2g)=f(L/D^5)(8*Q^2/π^2*g)

hf= 23816,31 [mcv] 5,502245 [bar]

decimo sexto

factor de carga

k=hf((π^2*g)/(8*L*Q^2))

k= 28612364 [m^-5]

decimo septimo

despejando f de septimo

f=hf(D^5*π^2*g/8*L*Q^2)

reemplazando hf por el k factor nos da f=k*D^5

c1=	0,003165	n1=	7,68E-05
d1=	0,006153	m1=	5307862
D3=	0,018417 [m]		
c2=	4,2E+08	n2=	0,065928
d2=	154,623	m2=	0,246223
D3=	0,010328 [m]		
c2=	7,49E+08	n2=	0,117566
d2=	368,2042	m2=	0,057984
D3=	0,01021 [m]		
c2=	7,57E+08	n2=	0,118924
d2=	374,6031	m2=	0,056342
D3=	0,010208 [m]		
c2=	7,58E+08	n2=	0,11895
d2=	374,7294	m2=	0,056311
D3=	0,010208 [m]		
c2=	7,58E+08	n2=	0,118951
d2=	374,7319	m2=	0,05631
D3=	0,010208 [m]		
c2=	7,58E+08	n2=	0,118951
d2=	374,732	m2=	0,05631
D3=	0,010208 [m]		
c2=	7,58E+08	n2=	0,118951
d2=	374,732	m2=	0,05631
D3=	0,010208 [m]		
	10,20759 [mm]		

TERCERA CORRIDA

primero

viscocidad cinematica

σ=μ/ρ

σ= 5,896103 [cSt]

segundo

caudal volumetrico

Q=Qm/ρ

Qm=caudal masico (consumo del equipo)

Q= 20,24178 [m^3/h]

decimo tercero

factor de friccion ecuacion de white-colebrook

1/√f=-2log((k/D/3,7)+(2,51/R√fo))

1/√f=-2log((a)+(b))

fo= 0,0025

a= 0,000644

b= 0,000868

f=	0,031425		
f1=	0,02685	b1=	0,000245
f2=	0,02821	b2=	0,000199
f3=	0,028172	b3=	0,000194
f4=	0,028173	b4=	0,000195
f5=	0,028173	b5=	0,000195
f6=	0,028173	b6=	0,000195
f7=	0,028173	b7=	0,000195
f8=	0,028173	b8=	0,000195
f9=	0,028173	b9=	0,000195
f10=	0,028173	b10=	0,000195
f11=	0,028173	b11=	0,000195
f12=	0,028173	b12=	0,000195
f13=	0,028173	b13=	0,000195

f= 0,028173

decimo primero

velocidad

V=(4Q/πD^2) V= 16,23371 [m/s]

D2= 21

decimo segundo

Reinolds

R=ρ*V*D/μ=10^3(VD/σ)=(4*10^6/3,6)(Q/πDσ)

R= 57819,18

decimo cuarto

rugosidad relativa

k/D= 0,002381

decimo quinto

perdida de carga [Darcy Weisbach]

hf=f(L/D)(V^2/2g)=f(L/D^5)(8*Q^2/π^2*g)

hf= 5742,004 [mcv] 1,326566 [bar]

decimo sexto

factor de carga

k=hf((π^2*g)/(8*L*Q^2))

k= 6898310 [m^-5]

decimo septimo

despejando f de septimo

f=hf(D^5*π^2*g/8*L*Q^2)

reemplazando hf por el k factor nos da f=k*D^5

c1=	0,002381	n1=	5,78E-05
d1=	0,008179	m1=	5307862
D3=	0,024745 [m]		
c2=	75343750	n2=	0,049068
d2=	99,28074	m2=	0,515242
D3=	0,014233 [m]		
c2=	1,31E+08	n2=	0,085309
d2=	463,5216	m2=	0,063476
D3=	0,014063 [m]		
c2=	1,33E+08	n2=	0,086341
d2=	471,9514	m2=	0,061597
D3=	0,014059 [m]		
c2=	1,33E+08	n2=	0,086363
d2=	472,1334	m2=	0,061558
D3=	0,014059 [m]		
c2=	1,33E+08	n2=	0,086363
d2=	472,1373	m2=	0,061557
D3=	0,014059 [m]		
c2=	1,33E+08	n2=	0,086363
d2=	472,1373	m2=	0,061557
D3=	0,014059 [m]		
c2=	1,33E+08	n2=	0,086363
d2=	472,1373	m2=	0,061557
D3=	0,014059 [m]		
	14,05924 [mm]		

PLANCHA DE VAPOR

PRIMERA CORRIDA

diametro de la tuberia	=	?	
datos de origen			
consumo del equipo	presion	1,035	[bar]
temperatura		146,944	[°C]
entrega del caldero	presion	8,625	[bar]
longitud de tuberia		313,046	[m]
caudal masico	Qm	27,24	[kg/h]
rugosidad de tuberia		0,05	[mm]
presion media		4,83	[bar]
densidad (ver tablas)	ρ	2,35503	[kg/m^3]
viscosidad dinamica (ver tablas)	μ	0,013886	[cp]
pi	π	3,141593	
gravedad	g	9,81	[m/s^2]

primero

viscocidad cinematica

σ=μ/ρ

σ= 5,896103 [cSt]

segundo

caudal volumetrico

Q=Qm/ρ

Qm=caudal masico (consumo del equipo)

Q= 11,56673 [m^3/h]

tercero

velocidad

V=(4Q/πD^2) V= 15 [m/s]

Di= 16,51443

cuarto

Reinolds

R=ρ*V*D/μ=10^3(VD/σ)=(4*10^6/3,6)(Q/πDσ)

R= 42013,58

quinto

factor de friccion ecuacion de white-colebrook

1/√f=-2log((k/D/3,7)+(2,51/R√fo))

1/√f=-2log((a)+(b))

fo= 0,0025

a= 0,000818

b= 0,001195

f= 0,034392

f1=	0,028866	b1=	0,000322
f2=	0,029084	b2=	0,000352
f3=	0,029075	b3=	0,00035
f4=	0,029075	b4=	0,00035
f5=	0,029075	b5=	0,00035
f6=	0,029075	b6=	0,00035
f7=	0,029075	b7=	0,00035
f8=	0,029075	b8=	0,00035
f9=	0,029075	b9=	0,00035
f10=	0,029075	b10=	0,00035
f11=	0,029075	b11=	0,00035
f12=	0,029075	b12=	0,00035
f13=	0,029075	b13=	0,00035

factor de friccion f= 0,029075

sexto

rugosidad relativa

k/D= 0,003028

septimo

perdida de carga [Darcy Weisbach]

hf=f(L/D)(V^2/2g)=f(L/D^5)(8*Q^2/π^2*g)

hf= 6320,438 [mcv] 1,460201 [bar]

octavo

factor de carga

k=hf((π^2*g)/(8*L*Q^2))

k= 23670173 [m^-5]

noveno

despejando f de septimo

f=hf(D^5*π^2*g/8*L*Q^2)

reemplazando hf por el k factor nos da f=k*D^5

decimo

diametro minimo

$1/\sqrt{K*D^5}=-2\log((k/Di/3,7)+(2,51/(4*Q/\sigma*\pi*D*\sqrt{K*Di^5}))$

$1/(\sqrt{k*D^5})=-2\log(c+d)$

c=	(k/D)/3,7
d=	2,51/(n*M)
n=	4*Q/(π*D*σ)
m=	√(k*D^5)

c1=	0,003028	n1=	4,2E-05
d1=	0,01108	m1=	5392119
D1=	0,019853 [m]		
c2=	3,22E+08	n2=	0,034948
d2=	265,8151	m2=	0,270189
D2=	0,010785 [m]		
c2=	5,93E+08	n2=	0,064334
d2=	663,896	m2=	0,058767
D2=	0,010653 [m]		
c2=	6,01E+08	n2=	0,065128
d2=	676,2272	m2=	0,056992
D2=	0,010651 [m]		
c2=	6,01E+08	n2=	0,065144
d2=	676,4736	m2=	0,056957
D2=	0,010651 [m]		
c2=	6,01E+08	n2=	0,065144
d2=	676,4785	m2=	0,056957
D2=	0,010651 [m]		
c2=	6,01E+08	n2=	0,065144
d2=	676,4786	m2=	0,056957
D2=	0,010651 [m]		
c2=	6,01E+08	n2=	0,065144
d2=	676,4786	m2=	0,056957
D2=	0,010651 [m]		
	10,65068 [mm]		

SEGUNDA CORRIDA

primero

viscocidad cinematica

σ=μ/ρ

σ= 5,896103 [cSt]

segundo

caudal volumetrico

Q=Qm/ρ

Qm=caudal masico (consumo del equipo)

Q= 11,56673 [m^3/h]

decimo tercero

factor de friccion ecuacion de white-colebrook

1/√f=-2log((k/D/3,7)+(2,51/R√fo))

1/√f=-2log((a)+(b))

fo= 0,0025

a= 0,000855

b= 0,001143

f=	0,034311		
f1=	0,02904	b1=	0,000309
f2=	0,029237	b2=	0,000335
f3=	0,029228	b3=	0,000334
f4=	0,029229	b4=	0,000334
f5=	0,029229	b5=	0,000334
f6=	0,029229	b6=	0,000334
f7=	0,029229	b7=	0,000334
f8=	0,029229	b8=	0,000334
f9=	0,029229	b9=	0,000334
f10=	0,029229	b10=	0,000334
f11=	0,029229	b11=	0,000334
f12=	0,029229	b12=	0,000334
f13=	0,029229	b13=	0,000334

f= 0,029229

decimo primero

velocidad

V=(4Q/πD^2) V= 16,38718 [m/s]

D2= 15,8

decimo segundo

Reinolds

R=ρ*V*D/μ=10^3(VD/σ)=(4*10^6/3,6)(Q/πDσ)

R= 43913,3

decimo cuarto

rugosidad relativa

k/D= 0,003165

decimo quinto

perdida de carga [Darcy Weisbach]

hf=f(L/D)(V^2/2g)=f(L/D^5)(8*Q^2/π^2*g)

hf= 7926,275 [mcv] 1,831195 [bar]

decimo sexto

factor de carga

k=hf((π^2*g)/(8*L*Q^2))

k= 29684068 [m^-5]

decimo septimo

despejando f de septimo

f=hf(D^5*π^2*g/8*L*Q^2)

reemplazando hf por el k factor nos da f=k*D^5

c1=	0,003165	n1=	4,39E-05
d1=	0,010572	m1=	5406353
D3=	0,018327 [m]		
c2=	4,24E+08	n2=	0,036658
d2=	254,9981	m2=	0,268513
D3=	0,01025 [m]		
c2=	7,83E+08	n2=	0,067689
d2=	639,8188	m2=	0,057956
D3=	0,010126 [m]		
c2=	7,92E+08	n2=	0,068517
d2=	651,5984	m2=	0,05622
D3=	0,010124 [m]		
c2=	7,92E+08	n2=	0,068534
d2=	651,8306	m2=	0,056187
D3=	0,010124 [m]		
c2=	7,92E+08	n2=	0,068534
d2=	651,8351	m2=	0,056186
D3=	0,010124 [m]		
c2=	7,92E+08	n2=	0,068534
d2=	651,8352	m2=	0,056186
D3=	0,010124 [m]		
c2=	7,92E+08	n2=	0,068534
d2=	651,8352	m2=	0,056186
D3=	0,010124 [m]		
	10,12389 [mm]		

TERCERA CORRIDA

primero

viscocidad cinematica

σ=μ/ρ

σ= 5,896103 [cSt]

segundo

caudal volumetrico

Q=Qm/ρ

Qm=caudal masico (consumo del equipo)

Q= 11,56673 [m^3/h]

decimo tercero

factor de friccion ecuacion de white-colebrook

1/√f=-2log((k/D/3,7)+(2,51/R√fo))

1/√f=-2log((a)+(b))

fo= 0,0025

a= 0,000644

b= 0,001519

f=	0,035201		
f1=	0,026162	b1=	0,000405
f2=	0,029274	b2=	0,000341
f3=	0,029227	b3=	0,000334
f4=	0,029229	b4=	0,000334
f5=	0,029229	b5=	0,000334
f6=	0,029229	b6=	0,000334
f7=	0,029229	b7=	0,000334
f8=	0,029229	b8=	0,000334
f9=	0,029229	b9=	0,000334
f10=	0,029229	b10=	0,000334
f11=	0,029229	b11=	0,000334
f12=	0,029229	b12=	0,000334
f13=	0,029229	b13=	0,000334

f= 0,029229

decimo primero

velocidad

V=(4Q/πD^2) V= 5,275405 [m/s]

D2= 21

decimo segundo

Reinolds

R=ρ*V*D/μ=10^3(VD/σ)=(4*10^6/3,6)(Q/πDσ)

R= 33039,53

decimo cuarto

rugosidad relativa

k/D= 0,002381

decimo quinto

perdida de carga [Darcy Weisbach]

hf=f(L/D)(V^2/2g)=f(L/D^5)(8*Q^2/π^2*g)

hf= 1910,989 [mcv] 0,441493 [bar]

decimo sexto

factor de carga

k=hf((π^2*g)/(8*L*Q^2))

k= 7156693 [m^-5]

decimo septimo

despejando f de septimo

f=hf(D^5*π^2*g/8*L*Q^2)

reemplazando hf por el k factor nos da f=k*D^5

c1=	0,002381	n1=	3,3E-05
d1=	0,014052	m1=	5406353
D3=	0,025589 [m]		
c2=	75587677	n2=	0,027114
d2=	162,2069	m2=	0,570704
D3=	0,014128 [m]		
c2=	1,37E+08	n2=	0,049112
d2=	805,3053	m2=	0,063464
D3=	0,013947 [m]		
c2=	1,39E+08	n2=	0,049749
d2=	821,0258	m2=	0,061452
D3=	0,013943 [m]		
c2=	1,39E+08	n2=	0,049762
d2=	821,3647	m2=	0,06141
D3=	0,013943 [m]		
c2=	1,39E+08	n2=	0,049763
d2=	821,3719	m2=	0,061409
D3=	0,013943 [m]		
c2=	1,39E+08	n2=	0,049763
d2=	821,3721	m2=	0,061409
D3=	0,013943 [m]		
c2=	1,39E+08	n2=	0,049763
d2=	821,3721	m2=	0,061409
D3=	0,013943 [m]		
	13,94279 [mm]		

LAVADORA DE LOZA

diametro de la tuberia	=	?	
datos de origen			
consumo del equipo	presion	1,035	[bar]
temperatura		146,944	[°C]
entrega del caldero	presion	8,625	[bar]
longitud de tuberia		318,333	[m]
caudal masico	Qm	24,97	[kg/h]
rugosidad de tuberia		0,05	[mm]
presion media		4,83	[bar]
densidad (ver tablas)	ρ	2,35503	[kg/m^3]
viscosidad dinamica (ver tablas)	μ	0,013886	[cp]
pi	π	3,141593	
gravedad	g	9,81	[m/s^2]

PRIMERA CORRIDA

primero
viscocidad cinematica
σ=μ/ρ

σ= 5,896103 [cSt]

segundo
caudal volumetrico
Q=Qm/ρ
Qm=caudal masico (consumo del equipo)

Q= 10,60284 [m^3/h]

tercero
velocidad
V=(4Q/πD^2) V= 15 [m/s]

Di= 15,81136

cuarto
Reinolds
R=ρ*V*D/μ=10^3(VD/σ)=(4*10^6/3,6)(Q/πDσ)

R= 40224,94

quinto
factor de friccion ecuacion de white-colebrook
1/√f=-2log((k/D/3,7)+(2,51/R√fo))

1/√f=-2log((a)+(b))

fo= 0,0025

a= 0,000855
b= 0,001248

f= 0,034879

f1=	0,029223	b1=	0,000334
f2=	0,029447	b2=	0,000365
f3=	0,029437	b3=	0,000364
f4=	0,029437	b4=	0,000364
f5=	0,029437	b5=	0,000364
f6=	0,029437	b6=	0,000364
f7=	0,029437	b7=	0,000364
f8=	0,029437	b8=	0,000364
f9=	0,029437	b9=	0,000364
f10=	0,029437	b10=	0,000364
f11=	0,029437	b11=	0,000364
f12=	0,029437	b12=	0,000364
f13=	0,029437	b13=	0,000364

factor de friccion f= 0,029437

sexto
rugosidad relativa
k/D= 0,003162

septimo
perdida de carga [Darcy Weisbach]
hf=f(L/D)(V^2/2g)=f(L/D^5)(8*Q^2/π^2*g)

hf= 6796,575 [mcv] 1,570202 [bar]

octavo
factor de carga
k=hf((π^2*g)/(8*L*Q^2))

k= 29788457 [m^-5]

noveno
despejando f de septimo
f=hf(D^5*π^2*g/8*L*Q^2)

reemplazando hf por el k factor nos da f=k*D^5

decimo

diametro minimo

1/√K*D^5=-2log((k/Di/3,7)+(2,51/(4*Q/σ*π*D*√K*Di^5))

1/(√k*D^5)=-2log(c+d)

c=	(k/D)/3,7
d=	2,51/(n*M)
n=	4*Q/(π*D*σ)
m=	√(k*D^5)

c1=	0,003162	n1=	4,02E-05
d1=	0,011501	m1=	5425591
D1=	0,01903 [m]		
c2=	4,23E+08	n2=	0,033421
d2=	275,4385	m2=	0,272662
D2=	0,010243 [m]		
c2=	7,86E+08	n2=	0,06209
d2=	697,4538	m2=	0,057962
D2=	0,010118 [m]		
c2=	7,96E+08	n2=	0,062857
d2=	710,4226	m2=	0,056209
D2=	0,010116 [m]		
c2=	7,96E+08	n2=	0,062872
d2=	710,6782	m2=	0,056175
D2=	0,010116 [m]		
c2=	7,96E+08	n2=	0,062872
d2=	710,6832	m2=	0,056174
D2=	0,010116 [m]		
c2=	7,96E+08	n2=	0,062872
d2=	710,6833	m2=	0,056174
D2=	0,010116 [m]		
c2=	7,96E+08	n2=	0,062872
d2=	710,6833	m2=	0,056174
D2=	0,010116 [m]		
	10,11593 [mm]		

SEGUNDA CORRIDA

primero

viscocidad cinematica

σ=μ/ρ

σ= 5,896103 [cSt]

segundo

caudal volumetrico

Q=Qm/ρ

Qm=caudal masico (consumo del equipo)

Q= 10,60284 [m^3/h]

decimo tercero

factor de friccion ecuacion de white-colebrook

1/√f=-2log((k/D/3,7)+(2,51/R√fo))

1/√f=-2log((a)+(b))

fo=	0,0025		
a=	0,000855		
b=	0,001247		
f=	0,034876		
f1=	0,029225	b1=	0,000334
f2=	0,029449	b2=	0,000365
f3=	0,029439	b3=	0,000363
f4=	0,029439	b4=	0,000363
f5=	0,029439	b5=	0,000363
f6=	0,029439	b6=	0,000363
f7=	0,029439	b7=	0,000363
f8=	0,029439	b8=	0,000363
f9=	0,029439	b9=	0,000363
f10=	0,029439	b10=	0,000363
f11=	0,029439	b11=	0,000363
f12=	0,029439	b12=	0,000363
f13=	0,029439	b13=	0,000363

f= 0,029439

decimo primero

velocidad

V=(4Q/πD^2) V= 15,02458 [m/s]

D2= 15,8

decimo segundo

Reinolds

R=ρ*V*D/μ=10^3(VD/σ)=(4*10^6/3,6)(Q/πDσ)

R= 40253,86

decimo cuarto

rugosidad relativa

k/D= 0,003165

decimo quinto

perdida de carga [Darcy Weisbach]

hf=f(L/D)(V^2/2g)=f(L/D^5)(8*Q^2/π^2*g)

hf= 6821,608 [mcv] 1,575985 [bar]

decimo sexto

factor de carga

k=hf((π^2*g)/(8*L*Q^2))

k= 29898172 [m^-5]

decimo septimo

despejando f de septimo

f=hf(D^5*π^2*g/8*L*Q^2)

reemplazando hf por el k factor nos da f=k*D^5

c1=	0,003165	n1=	4,03E-05
d1=	0,011492	m1=	5425816
D3=	0,019015 [m]		
c2=	4,25E+08	n2=	0,033447
d2=	275,2533	m2=	0,272634
D3=	0,010235 [m]		
c2=	7,9E+08	n2=	0,062141
d2=	697,0349	m2=	0,057949
D3=	0,01011 [m]		
c2=	7,99E+08	n2=	0,062909
d2=	709,994	m2=	0,056196
D3=	0,010108 [m]		
c2=	7,99E+08	n2=	0,062924
d2=	710,2494	m2=	0,056163
D3=	0,010108 [m]		
c2=	7,99E+08	n2=	0,062924
d2=	710,2544	m2=	0,056162
D3=	0,010108 [m]		
c2=	7,99E+08	n2=	0,062924
d2=	710,2545	m2=	0,056162
D3=	0,010108 [m]		
c2=	7,99E+08	n2=	0,062924
d2=	710,2545	m2=	0,056162
D3=	0,010108 [m]		
	10,10761 [mm]		

TERCERA CORRIDA

primero

viscocidad cinematica

σ=μ/ρ

σ= 5,896103 [cSt]

segundo

caudal volumetrico

Q=Qm/ρ

Qm=caudal masico (consumo del equipo)

Q= 10,60284 [m^3/h]

decimo tercero

factor de friccion ecuacion de white-colebrook

1/√f=-2log((k/D/3,7)+(2,51/R√fo))

1/√f=-2log((a)+(b))

fo= 0,0025

a= 0,000644

b= 0,001658

f=	0,035922		
f1=	0,028413	b1=	0,000437
f2=	0,029486	b2=	0,00037
f3=	0,029437	b3=	0,000363
f4=	0,02944	b4=	0,000363
f5=	0,029439	b5=	0,000363
f6=	0,029439	b6=	0,000363
f7=	0,029439	b7=	0,000363
f8=	0,029439	b8=	0,000363
f9=	0,029439	b9=	0,000363
f10=	0,029439	b10=	0,000363
f11=	0,029439	b11=	0,000363
f12=	0,029439	b12=	0,000363
f13=	0,029439	b13=	0,000363

f= 0,029439

decimo primero

velocidad

V=(4Q/πD^2) V= 8,503371 [m/s]

D2= 21

decimo segundo

Reinolds

R=ρ*V*D/μ=10^3(VD/σ)=(4*10^6/3,6)(Q/πDσ)

R= 30286,24

decimo cuarto

rugosidad relativa

k/D= 0,002381

decimo quinto

perdida de carga [Darcy Weisbach]

hf=f(L/D)(V^2/2g)=f(L/D^5)(8*Q^2/π^2*g)

hf= 1644,658 [mcv] 0,379963 [bar]

decimo sexto

factor de carga

k=hf((π^2*g)/(8*L*Q^2))

k= 7208312 [m^-5]

decimo septimo

despejando f de septimo

f=hf(D^5*π^2*g/8*L*Q^2)

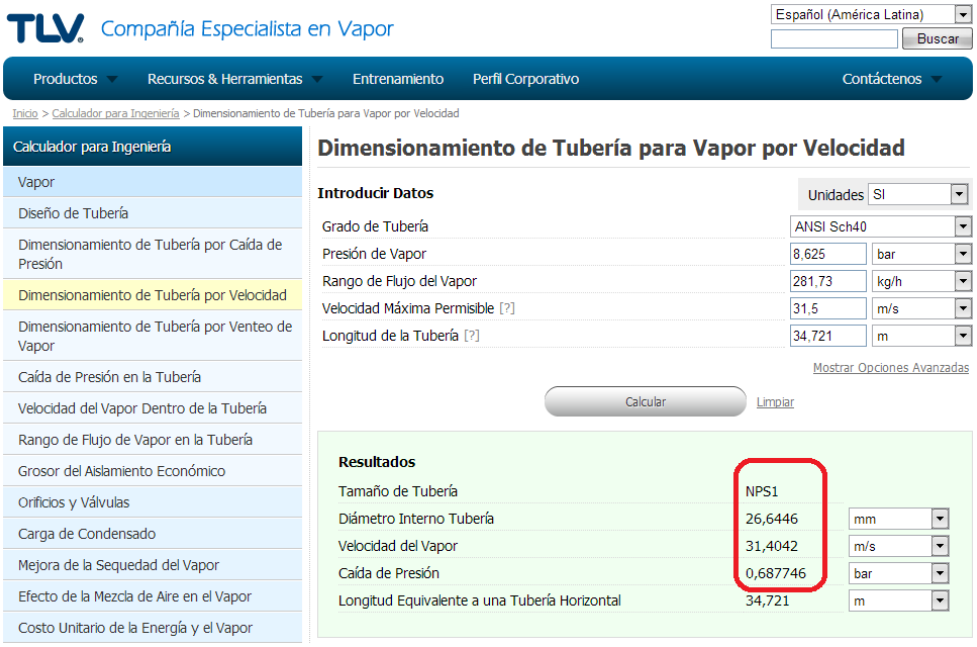
reemplazando hf por el k factor nos da f=k*D^5

c1=	0,002381	n1=	3,03E-05
d1=	0,015274	m1=	5425816
D3=	0,025733 [m]		
c2=	75706938	n2=	0,024715
d2=	174,8407	m2=	0,580848
D3=	0,014107 [m]		
c2=	1,38E+08	n2=	0,045085
d2=	877,2988	m2=	0,063459
D3=	0,013924 [m]		
c2=	1,4E+08	n2=	0,045677
d2=	894,6261	m2=	0,061424
D3=	0,01392 [m]		
c2=	1,4E+08	n2=	0,04569
d2=	894,9994	m2=	0,061381
D3=	0,01392 [m]		
c2=	1,4E+08	n2=	0,04569
d2=	895,0074	m2=	0,06138
D3=	0,01392 [m]		
c2=	1,4E+08	n2=	0,04569
d2=	895,0076	m2=	0,06138
D3=	0,01392 [m]		
c2=	1,4E+08	n2=	0,04569
d2=	895,0076	m2=	0,06138
D3=	0,01392 [m]		
	13,92014 [mm]		

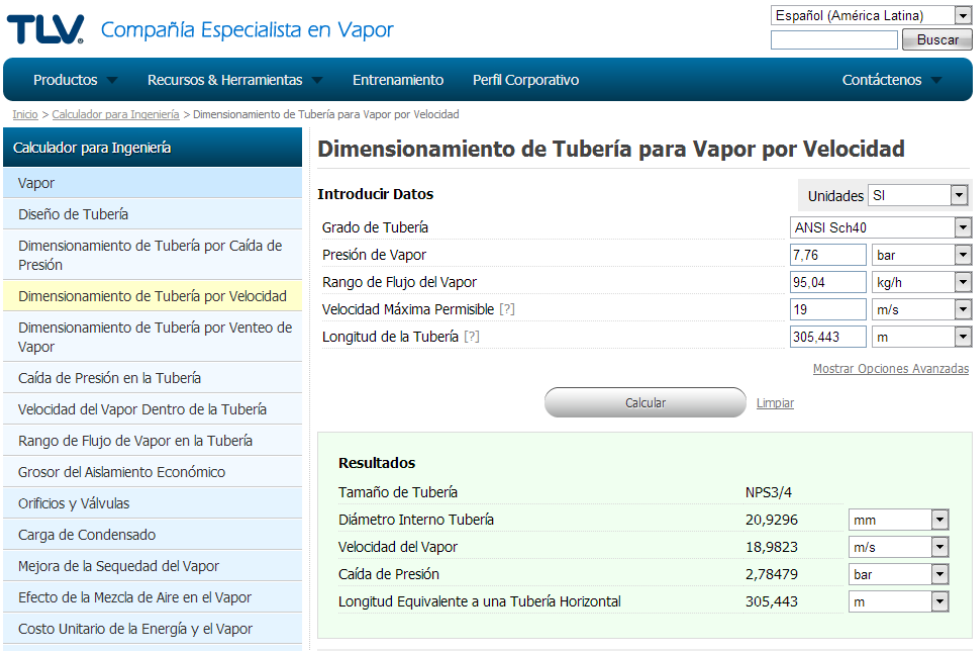
ANEXO #6

SIMULACION DEL DIAMETRO DE TUBERIA CON EL SOFTWARE TLV

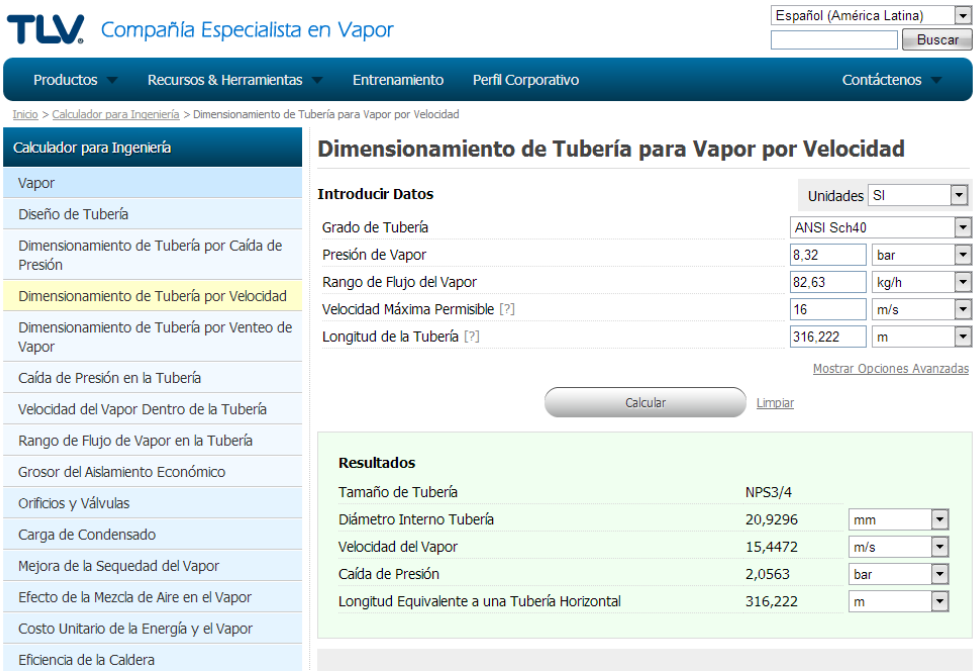
LAVANDERIA



SECADORA

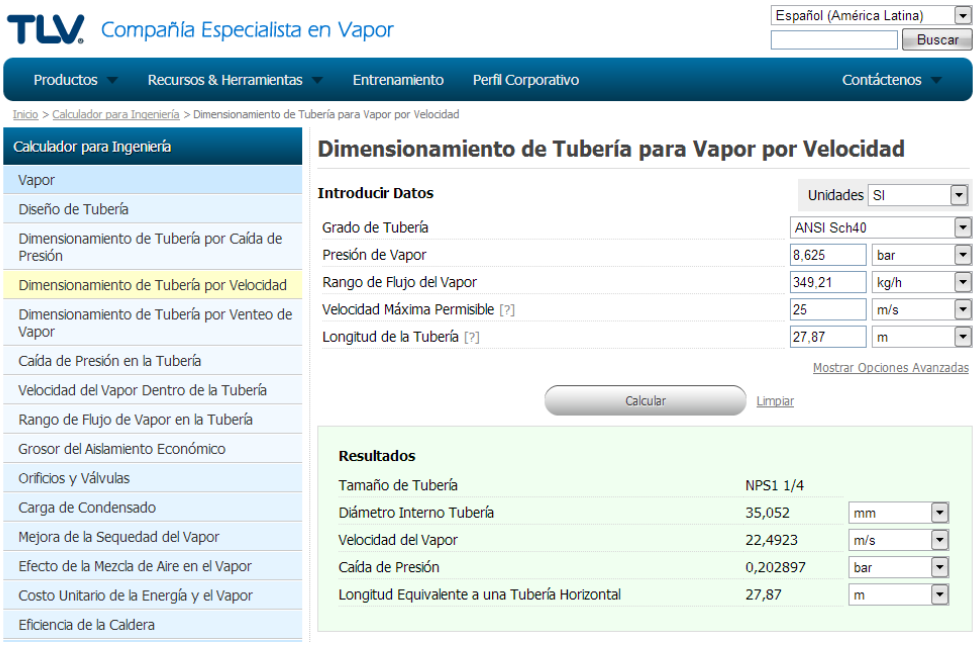


LAVADORA DE ROPA

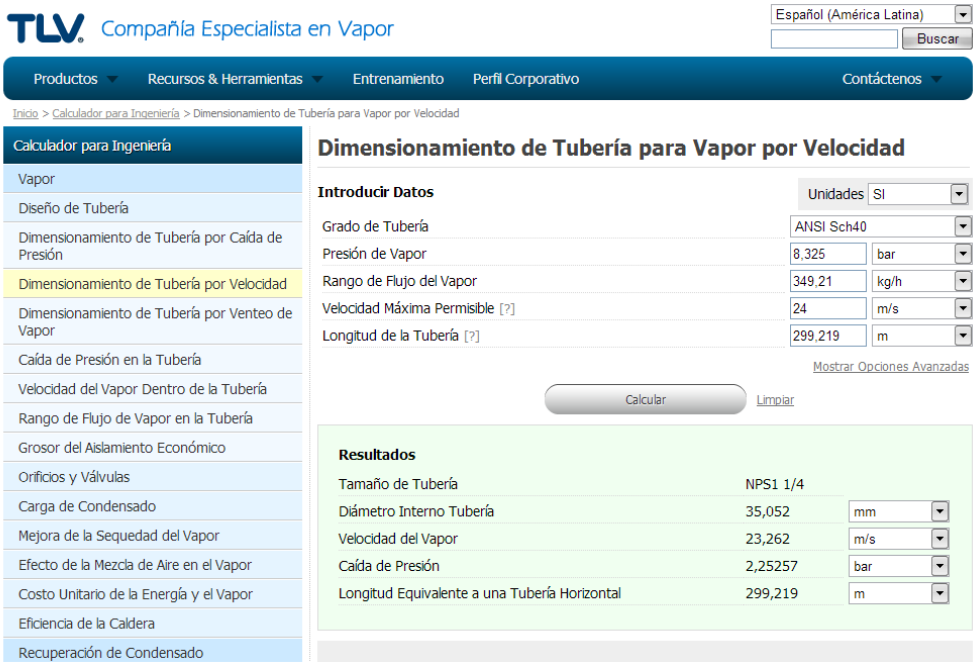


RODILLO DE PLANCHADO

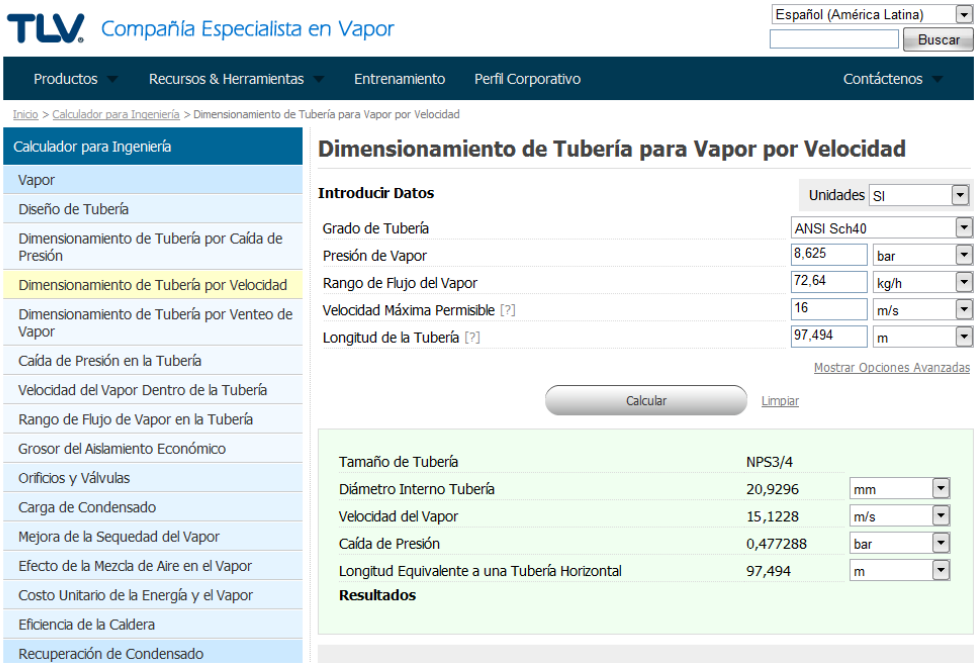
HIDROSANITARIA



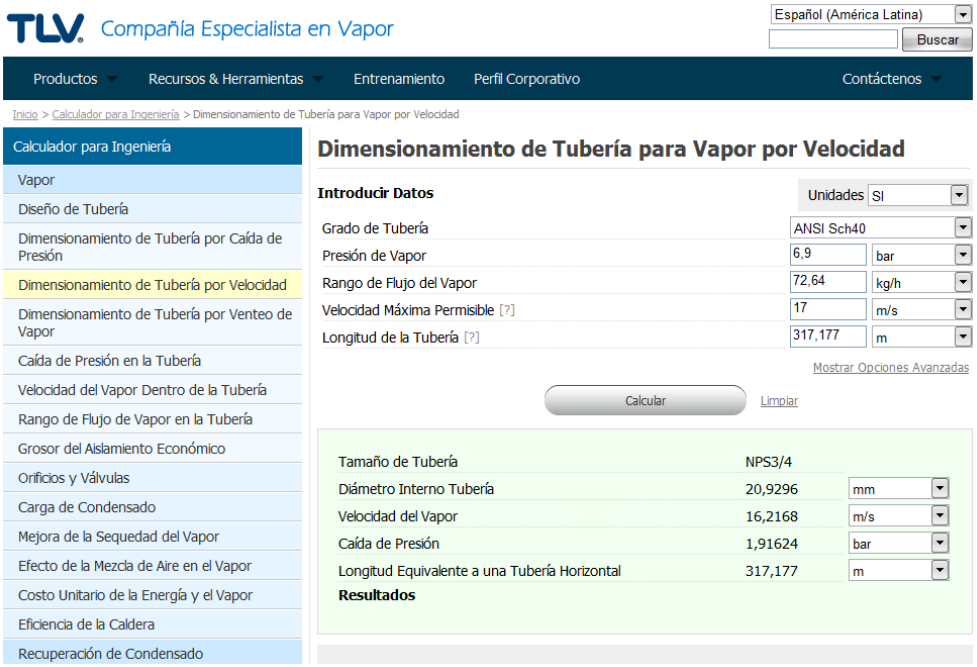
INTERCAMBIADOR DE CALOR



ESTERILIZACION

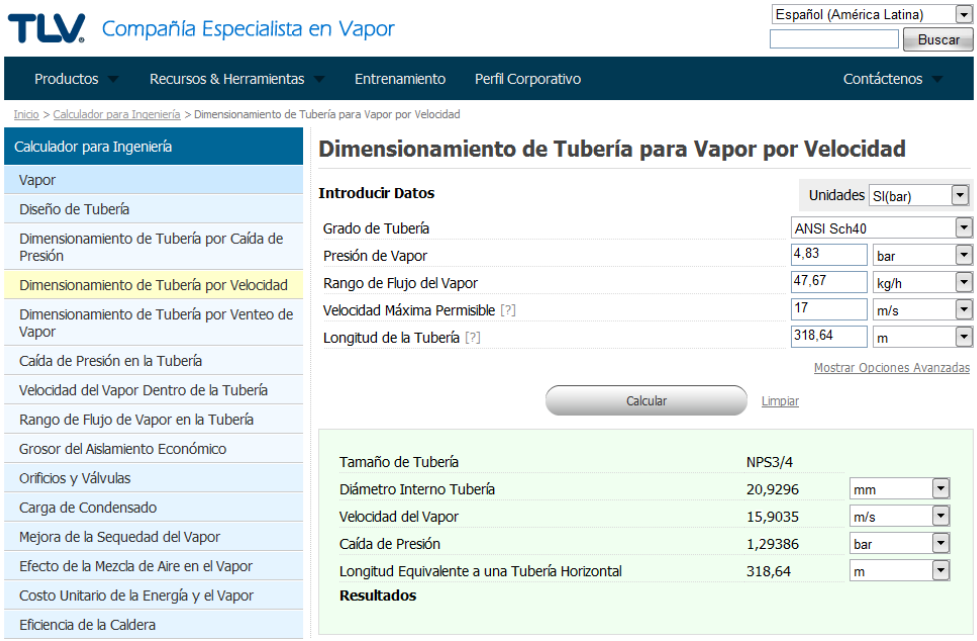


ESTERILIZADOR

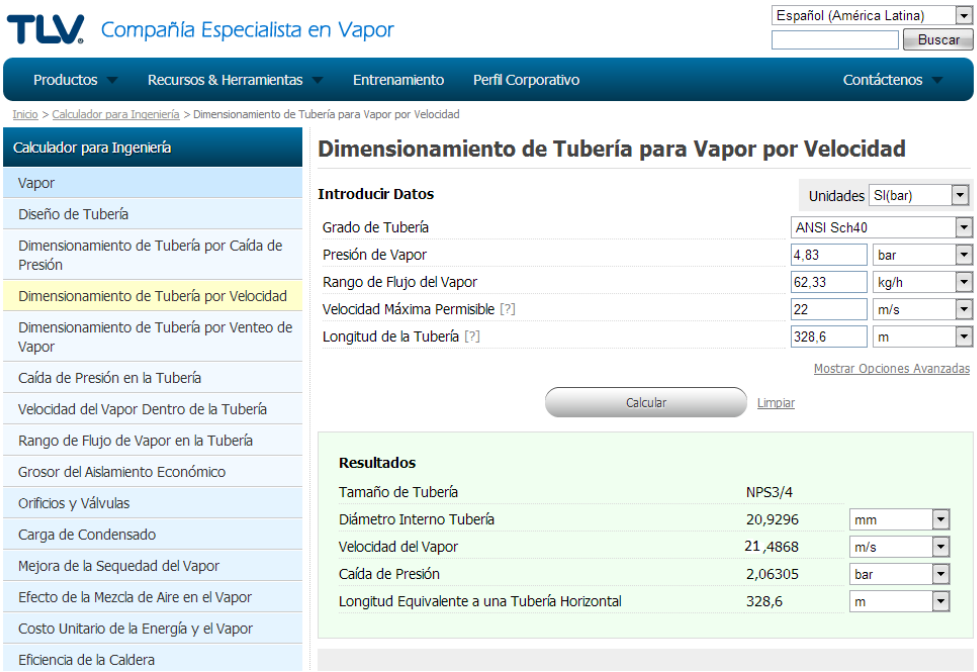


COCINA

MESA CALIENTE



MARMITA



PLANCHA DE VAPOR

LAVADORA DE LOZA

ANEXO #7

CALCULO DEL ESPESOR DE AISLANTE PARA LA RED DE VAPOR

LAVANDERIA EDIFICACION INTERIOR HORIZONTAL

DATOS

IAMETRO DE TUBERIA	nominal	1	pulg
	INTERIOR	0,0266	
	ESPESOR	0,0034	[m]
	EXTERIOR	0,0334	[m]
TEMPERATURA AMBIENTE		18	[°C]
TEMPERATURA DEL FLUIDO		173,588	[°C]
TIPO DE TUBERIA	ORIZONTA	1	si
	VERTICAL	2	no
cte Stefan-Boltzman	σ	5,67E-08	[W/m^2*K^4]
coeficiente de emision	ε	0,9	
conductividad	k	0,04	[W/m°C]
resistencia termica del acero	Rs	0,001	[m°C/W]
PERIDIDA NO MAYOR AL 10%			

ΔT= 155,588 [°C]

PRIMERO: REGIMEN

D^3*ΔT= 0,0058

1

≤10m^3*°C

$h\ conv = 1.25\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$

>10m^3*°C

$h\ conv = 1.21\sqrt[3]{\Delta T}$

2

≤10m^3*°C

$h\ conv = 1.32\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$

>10m^3*°C

$h\ conv = 1.74\sqrt[3]{\Delta T}$

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 10,3268 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,7068 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 21,0336 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi rh}$

R= 0,4531 [m/W*°C]

sexto: flujo de calor

$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi rh}}$

q/H= 343,389 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 34,3389 [W/m]

octavo: resistencia termica

$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln(\frac{r_{ext}}{r_{int}})}{2*\pi*k}$

espesor impuesto= 0,02 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,0367
b=	rint=	dint/2+esp =	0,0167
c=	Ln(a/b)=	0,78737	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 3,13284 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0734 [m]

decimo : despejo Tse

$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h*De}{2*k}*Ln\frac{De}{Di} + 1}$

Tse1= 25,5572 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,00299

decimo segundo: h conv

hconv= 3,98177 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,2373 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,21907 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi rh}$

Rf= 0,4704 [m/W*°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int}h_{conv-int}} + \Sigma\frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2*\pi*K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext}h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 155,588 [°C]

q/H=e/0+Rs+R1+Rf

q/H= 43,1681 [W/m]

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 10,3268 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

s*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,7068 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 21,0336 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,4531 [m/W°C]

sexto: Flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 343,389 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 34,3389 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,031 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,0477
b=	rint=	dint/2+esp =	0,0167
c=	Ln(a/b)=	1,04352	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 4,17592 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0954 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse1= 22,7038 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,01972

Tse= 31,4052 [°C]

decimo segundo: h conv

hconv= 3,3134 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,16131 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 8,47471 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,33371 [m/W°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 155,588 [°C]

q/H=e/0+Rs+R1+Rf

q/H= 34,0408 [W/m]

32,2

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 10,3268 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

s*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,7068 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 21,0336 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,4531 [m/W°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 343,389 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 34,3389 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,031 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,0477
b=	rint=	dint/2+esp =	0,0167
c=	Ln(a/b)=	1,04352	
d=	2*π*k=	0,25133	

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0954 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse1= 31,4052 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,02727

Tse= 29,8405 [°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,39647 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,70016 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,34397 [m/W°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

R1= 4,17592 [m°C/W]

decimo segundo: h conv

hconv= 4,30369 [W/m^2°C]

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \Sigma \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 155,588 [°C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 34,4153 [W/m]

32,2

SEGUNDO: h convección

hconv= 10,3268 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,7068 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 21,0336 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,4531 [m/W°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 343,389 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 34,3389 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,031 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,0477
b=	rint=	dint/2+esp =	0,0167
c=	Ln(a/b)=	1,04952	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 4,17592 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0954 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 23,8405 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,02531

decimo segundo: h conv

hconv= 4,17221 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,35347 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,52568 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,35027 [m/W°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \Sigma \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

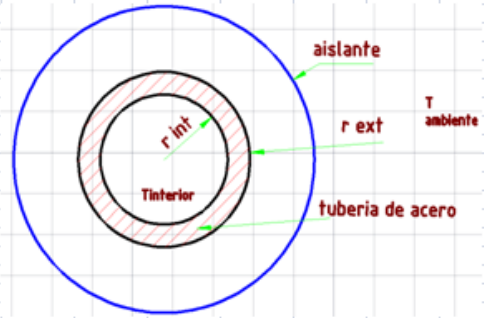
e= Tint-Text= 155,588 [°C]

LAVANDERIA EDIFICACION INTERIOR VERTICAL

DATOS

IAMETRO DE TUBERIA	nominal	1	pulg
	INTERIOR	0,0266	[m]
	ESPESOR	0,0034	[m]
	EXTERIOR	0,0334	[m]
TEMPERATURA AMBIENTE		18	[°C]
TEMPERATURA DEL FLUIDO		173,588	[°C]
TIPO DE TUBERIA	IORIZONTA	1	no
	VERTICAL	2	si
cte Stefan-Boltzman	σ	5,67E-08	[W/m^2*K^4]
coeficiente de emision	ε	0,9	
conductividad	k	0,04	[W/m°C]
resistencia termica del acero	Ra	0,001	[m°C/W]
PERIDIDA NO MAYOR AL 10%			

ΔT= 155,588 [°C]



PRIMERO: REGIMEN

D^3*ΔT= 0,0058

1

≤10m^3*°C	>10m^3*°C
$h\ conv = 1.25\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$	$h\ conv = 1.21\sqrt[3]{\Delta T}$

2

≤10m^3*°C	>10m^3*°C
$h\ conv = 1.32\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$	$h\ conv = 1.74\sqrt[3]{\Delta T}$

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 10,9051 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,7068 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 21,6119 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi rh}$

R= 0,44097 [m/W*°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi rh}}$

q/H= 352,83 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 35,283 [W/m]

octavo: resistencia termica

$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2*\pi*k}$

espesor impuesto= 0,02 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,0367
b=	rint=	dint/2+esp =	0,0167
c=	Ln(a/b)=	0,78737	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 3,13284 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0734 [m]

decimo : despejo Tse

$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h*De}{2*k}*Ln\frac{De}{Di} + 1}$

Tse= 25,3645 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,00291

decimo segundo: h conv

hconv= 4,17769 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,23213 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,40982 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi rh}$

Rf= 0,46086 [m/W*°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int}h_{conv-int}} + \sum\frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2*\pi*K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext}h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 155,588 [°C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 43,2826 [W/m]

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 10,3051 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

s*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,7068 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 21,6113 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,44097 [m/W°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 352,83 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 35,283 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,03 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,0467
b=	rint=	dint/2+esp =	0,0167
c=	Ln(a/b)=	1,02834	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 4,03162 [m^C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0334 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 22,7534 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,01854

31,6035

decimo segundo: h conv

hconv= 3,52675 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,16262 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 8,68937 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,33221 [m/W°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 155,588 [°C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 34,6321 [W/m]

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 10,3051 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

s*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,7068 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 21,6113 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,44097 [m/W°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 352,83 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 35,283 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,03 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,0467
b=	rint=	dint/2+esp =	0,0167
c=	Ln(a/b)=	1,02834	

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0334 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 31,6035 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,02575

23,9759

decimo tercero: h rad

hrad= 5,4021 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,38825 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,3412 [m/W°C]

d= 2*π*k= 0,25133

R1= 4,03162 [m^C/W]

decimo segundo: h conv

hconv= 4,58615 [W/m^2^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \Sigma \frac{Ln\left(\frac{r_i+1}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

c= Tint-Text= 155,588 [^C]

q/H=c/0+Ra+R1+Rf

q/H= 35,0312 [W/m]

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 10,3051 [W/m^2^C]

TERCERO: h radiacion

s*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,7068 [W/m^2^C]

cuarto: suma de h's

h= 21,6119 [W/m^2^C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,44097 [m/W^C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 352,83 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 35,283 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,03 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,0467
b=	rint=	dint/2+esp =	0,0167
c=	Ln(a/b)=	1,02834	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 4,03162 [m^C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0934 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 23,3753 [^C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,02442

decimo segundo: h conv

hconv= 4,44186 [W/m^2^C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,35718 [W/m^2^C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,79904 [W/m^2^C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,34779 [m/W^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \Sigma \frac{Ln\left(\frac{r_i+1}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

c= Tint-Text= 155,588 [^C]

q/H=c/0+Ra+R1+Rf

q/H= 35,0391 [W/m]

SECADORA EDIFICACION INTERIOR HORIZONTAL

DATOS

IAMETRO DE TUBERIA	nominal	3/4	pulg
	INTERIOR	0,0209	
	ESPESOR	0,0029	[m]
	EXTERIOR	0,0267	[m]
TEMPERATURA AMBIENTE		18	[°C]
TEMPERATURA DEL FLUIDO		169,198	[°C]
TIPO DE TUBERIA	IORIZONTA	1	si
	VERTICAL	2	no
cte Stefan-Boltzman	σ	5,67E-08	[W/m^2*K^4]
coeficiente de emision	ε	0,3	
conductividad	k	0,04	[W/m°C]
resistencia termica del acero	Rs	0,001	[m°C/W]
PERIDIDA NO MAYOR AL 10%			

ΔT= 151,198 [°C]

PRIMERO: REGIMEN

D^3*ΔT= 0,00288

1

≤10m^3*°C

$$h\ conv = 1.25\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$$

>10m^3*°C

$$h\ conv = 1.21\sqrt[3]{\Delta T}$$

2

≤10m^3*°C

$$h\ conv = 1.32\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$$

>10m^3*°C

$$h\ conv = 1.74\sqrt[3]{\Delta T}$$

SEGUNDO: h convecci n

hconv= 10,8435 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,497 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 21,3405 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi rh}$$

R= 0,55864 [m/W*°C]

sexto: flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi rh}}$$

q/H= 270,652 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 27,0652 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2*\pi*k}$$

espesor impuesto= 0,02 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,03335
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	0,91554	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 3,64282 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0667 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h*De}{2*k}*Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse1= 24,9845 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,00207

decimo segundo: h conv

hconv= 3,93865 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,22194 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,22058 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi rh}$$

Rf= 0,51757 [m/W*°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int}h_{conv-int}} + \Sigma\frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2*\pi*K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext}h_{conv-ext}}}$$

c= Tint-Text= 151,198 [°C]

q/H=c/0+Ra+R1+Rf

q/H= 36,3335 [W/m]

SEGUNDO: h convección

hconv= 10,8435 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,497 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 21,3405 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,55864 [m/W°C]

sexto: Flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 270,652 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 27,0652 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,036 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,04935
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	1,30742	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 5,20206 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0987 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse1= 21,611 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,02078

Tse= 28,6198 [°C]

decimo segundo: h conv

hconv= 3,07425 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,13224 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 8,20643 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,33238 [m/W°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

c= Tint-Text= 151,198 [°C]

q/H=c/0+Ra+R1+Rf

q/H= 27,0187 [W/m]

SEGUNDO: h convección

hconv= 10,8435 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,497 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 21,3405 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,55864 [m/W°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 270,652 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 27,0652 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,036 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,04935
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	1,30742	

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0987 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse1= 28,6198 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,02752

Tse= 27,4055 [°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,32014 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,34601 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,34507 [m/W°C]

d= 2*π*k= 0,25133

R1= 5,20206 [m^C/W]

decimo segundo: h conv

hconv= 4,02587 [W/m^2^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

c= Tint-Text= 151,198 [^C]

q/H=c/0+Ra+R1+Rf

q/H= 27,252 [W/m]

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 10,8435 [W/m^2^C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,497 [W/m^2^C]

cuarto: suma de K's

h= 21,3405 [W/m^2^C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,55864 [m/W^^C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 270,652 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 27,0652 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,036 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,04935
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	1,30742	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 5,20206 [m^C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0987 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,02635

decimo segundo: h conv

hconv= 3,3055 [W/m^2^C]

Tse= 27,4055 [^C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,28716 [W/m^2^C]

decimo cuarto:sumatoria de K's

h= 8,19266 [W/m^2^C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,35083 [m/W^^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

c= Tint-Text= 151,198 [^C]

q/H=c/0+Ra+R1+Rf

q/H= 27,2238 [W/m]

SECADORA EDIFICACION INTERIOR VERTICAL

DATOS

IAMETRO DE TUBERIA	nominal	3/4	pulg
	INTERIOR	0,0209	[m]
	ESPESOR	0,0029	[m]
	EXTERIOR	0,0267	[m]
TEMPERATURA AMBIENTE		18	[°C]
TEMPERATURA DEL FLUIDO		169,198	[°C]
TIPO DE TUBERIA	IORIZONTA	1	no
	VERTICAL	2	si
cte Stefan-Boltzman	σ	5,67E-08	[W/m^2*K^4]
coeficiente de emision	ε	0,9	
conductividad	k	0,04	[W/m°C]
resistencia termica del acero	Rs	0,001	[m°C/W]
PERIDIDA NO MAYOR AL 10%			

ΔT= 151,198 [°C]

PRIMERO: REGIMEN

D^3*ΔT= 0,00288

1

≤10m^3*°C

$h\ conv = 1.25\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$

>10m^3*°C

$h\ conv = 1.21\sqrt[3]{\Delta T}$

2

≤10m^3*°C

$h\ conv = 1.32\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$

>10m^3*°C

$h\ conv = 1.74\sqrt[3]{\Delta T}$

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 11,4507 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,437 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 21,9477 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$

R= 0,54319 [m/W*°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$

q/H= 278,353 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 27,8353 [W/m]

octavo: resistencia termica

$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$

espesor impuesto= 0,02 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,03335
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	0,91554	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 3,64282 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0667 [m]

decimo : despejo Tse

$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$

Tse= 24,8 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,00202

decimo segundo: h conv

hconv= 4,1944 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,217 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,41133 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$

Rf= 0,50707 [m/W*°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

c= Tint-Text= 151,138 [°C]

q/H=c/0+Rs+R1+Rf

q/H= 36,4254 [W/m]

SEGUNDO: h convección

hconv= 11,4507 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

s*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,497 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 21,9477 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi rh}$$

R= 0,54319 [m/W°°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi rh}}$$

q/H= 278,353 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 27,8353 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2*\pi*k}$$

espesor impuesto= 0,034 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,04735
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	1,26605	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 5,03745 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con sislante

D= 0,0947 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h*De}{2*k}*Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 21,7559 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,01848

23,0672

decimo segundo: h conv

hconv= 3,31258 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,13607 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 8,44864 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi rh}$$

Rf= 0,33784 [m/W°°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int}h_{conv-int}} + \sum\frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2*\pi*K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext}h_{conv-ext}}}$$

c= Tint-Text= 151,138 [°C]

q/H=c/0+Rs+R1+Rf

q/H= 27,8127 [W/m]

SEGUNDO: h convección

hconv= 11,4507 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

s*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,497 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 21,9477 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi rh}$$

R= 0,54319 [m/W°°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi rh}}$$

q/H= 278,353 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 27,8353 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2*\pi*k}$$

espesor impuesto= 0,035 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,04835
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	1,28695	

noveno: diametro exterior con sislante

D= 0,0967 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h*De}{2*k}*Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 23,0672 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,02628

27,4433

decimo tercero: h rad

hrad= 5,33233 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,64377 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi rh}$$

Rf= 0,34112 [m/W°°C]

d= 2*π*k= 0,25133

R1= 5,12061 [m^C/W]

decimo segundo: h conv

hconv= 4,31744 [W/m^2^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 151,198 [^C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 27,6781 [W/m]

SEGUNDO: h convección

hconv= 11,4507 [W/m^2^C]

TERCERO: h radiacion

s*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,497 [W/m^2^C]

cuarto: suma de h's

h= 21,9477 [W/m^2^C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,54319 [m/W^^C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 278,353 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 27,8353 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,035 [m]

a= rext= dint/2+esp+esp imp= 0,04835

b= rint= dint/2+esp = 0,01335

c= Ln(a/b)= 1,28695

d= 2*π*k= 0,25133

R1= 5,12061 [m^C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0967 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 27,4433 [^C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,02482

decimo segundo: h conv

hconv= 4,14952 [W/m^2^C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,28818 [W/m^2^C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,4377 [W/m^2^C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,34878 [m/W^^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 151,198 [^C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

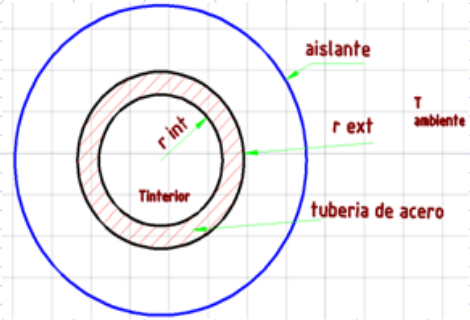
q/H= 27,6393 [W/m]

LAVADORA DE ROPA EDIFICACION INTERIOR HORIZONTAL

DATOS

IAMETRO DE TUBERIA	nominal	3/4	pulg
	INTERIOR	0,0209	
	ESPESOR	0,0029	[m]
	EXTERIOR	0,0267	[m]
TEMPERATURA AMBIENTE		18	[°C]
TEMPERATURA DEL FLUIDO		172,122	[°C]
TIPO DE TUBERIA	IORIZONTA	1	si
	VERTICAL	2	no
cte Stefan-Boltzman	σ	5,67E-08	[W/m^2*K^4]
coeficiente de emision	ε	0,9	
conductividad	k	0,04	[W/m°C]
resistencia termica del acero	Ra	0,001	[m°C/W]
PERIDIDA NO MAYOR AL 10%			

ΔT= 154,122 [°C]



PRIMERO: REGIMEN

D^3*ΔT= 0,00293

1

≤10m^3*°C

$h\ conv = 1.25\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$

>10m^3*°C

$h\ conv = 1.21\sqrt[3]{\Delta T}$

2

≤10m^3*°C

$h\ conv = 1.32\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$

>10m^3*°C

$h\ conv = 1.74\sqrt[3]{\Delta T}$

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 10,8955 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkairc)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,6364 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 21,5319 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$

R= 0,55368 [m/W*°C]

sexto: flujo de calor

$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$

q/H= 278,361 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 27,8361 [W/m]

octavo: resistencia termica

$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$

espesor impuesto= 0,02 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,03335
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	0,31554	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 3,64282 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0667 [m]

decimo : despejo Tse

$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$

Tse1= 25,0592 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,00209

decimo segundo: h conv

hconv= 4,00929 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,22394 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,23323 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$

Rf= 0,51686 [m/W*°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 154,122 [°C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 37,0425 [W/m]

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 10,8355 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,6364 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 21,5319 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,55368 [m/W°C]

sexto: Flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 278,361 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 27,8361 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,036 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,04935
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	1,30742	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 5,20206 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0987 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse1= 21,6489 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,02082

Tse= 28,8141 [°C]

decimo segundo: h conv

hconv= 3,08228 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,13324 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 8,21552 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,39255 [m/W°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 154,122 [°C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 27,5433 [W/m]

32,2

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 10,8355 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,6364 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 21,5319 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,55368 [m/W°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 278,361 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 27,8361 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,036 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,04935
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	1,30742	

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0987 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse1= 28,8141 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,0277

Tse= 27,5648 [°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,32543 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,3696 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,3442 [m/W°C]

d= 2*π*k= 0,25133

R1= 5,20206 [m^C/W]

decimo segundo: h conv

hconv= 4,04416 [W/m^2^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 154,122 [^C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 27,7834 [W/m]

32,2

SEGUNDO: h convección

hconv= 10,8355 [W/m^2^C]

TERCERO: h radiacion

s*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,6364 [W/m^2^C]

cuarto: suma de h's

h= 21,5319 [W/m^2^C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,55368 [m/W^^C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 278,361 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 27,8361 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,036 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,04935
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	1,30742	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 5,20206 [m^C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0387 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 27,5648 [^C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,0265

decimo segundo: h conv

hconv= 3,32193 [W/m^2^C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,23147 [W/m^2^C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 8,2134 [W/m^2^C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,35004 [m/W^^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 154,122 [^C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 27,7542 [W/m]

LAVADORA DE ROPA EDIFICACION INTERIOR VERTICAL

DATOS

IAMETRO DE TUBERIA	nominal	3/4	pulg
	INTERIOR	0,0209	[m]
	ESPESOR	0,0029	[m]
	EXTERIOR	0,0267	[m]
TEMPERATURA AMBIENTE		18	[°C]
TEMPERATURA DEL FLUIDO		172,122	[°C]
TIPO DE TUBERIA	ORIZONTA	1	no
	VERTICAL	2	si
cte Stefan-Boltzman	σ	5,67E-08	[W/m^2*K^4]
coeficiente de emision	ε	0,9	
conductividad	k	0,04	[W/m°C]
resistencia termica del acero	Ra	0,001	[m°C/W]
PERIDIDA NO MAYOR AL 10%			

ΔT= 154,122 [°C]

PRIMERO: REGIMEN

D^3*ΔT= 0,00293

1

≤10m^3*°C

$h\ conv = 1.25\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$

>10m^3*°C

$h\ conv = 1.21\sqrt[3]{\Delta T}$

2

≤10m^3*°C

$h\ conv = 1.32\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$

>10m^3*°C

$h\ conv = 1.74\sqrt[3]{\Delta T}$

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 11,5057 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,6364 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 22,142 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$

R= 0,53842 [m/W*°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$

q/H= 286,243 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 28,6243 [W/m]

octavo: resistencia termica

$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln(\frac{r_{ext}}{r_{int}})}{2 * \pi * k}$

espesor impuesto= 0,02 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,03335
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	0,91554	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 3,64282 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0667 [m]

decimo : despejo Tse

$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$

Tse= 24,8734 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,00204

decimo segundo: h conv

hconv= 4,20567 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,21836 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,42463 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$

Rf= 0,50636 [m/W*°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

c= Tint-Text= 154,122 [°C]

q/H=c/0+Ra+R1+Rf

q/H= 37,1362 [W/m]

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 11,5057 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

s*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,6364 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 22,142 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,53842 [m/W°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 286,243 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 28,6243 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,0335 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,04685
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	1,25543	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 4,99522 [m^C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0937 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 21,8618 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,01798

23,4383

decimo segundo: h conv

hconv= 3,34453 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,13886 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 8,48339 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,40044 [m/W°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

c= Tint-Text= 154,122 [°C]

q/H=c/0+Ra+R1+Rf

q/H= 28,5588 [W/m]

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 11,5057 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

s*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,6364 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 22,142 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,53842 [m/W°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 286,243 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 28,6243 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,034 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,04735
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	1,26605	

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0947 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 23,4383 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,025

27,3013

decimo tercero: h rad

hrad= 5,34247 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,71846 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,34586 [m/W°C]

d= 2*π*k= 0,25133

R1= 5,03745 [m^C/W]

decimo segundo: h conv

hconv= 4,37593 [W/m^2^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 154,122 [^C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 28,6242 [W/m]

SEGUNDO: h convecci

hconv= 11,5057 [W/m^2^C]

TERCERO: h radiacion

s*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,6364 [W/m^2^C]

cuarto: suma de h's

h= 22,142 [W/m^2^C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,53842 [m/W^^C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 286,243 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 28,6243 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,034 [m]

a= rext= dint/2+esp+esp imp= 0,04735

b= rint= dint/2+esp = 0,01335

c= Ln(a/b)= 1,26605

d= 2*π*k= 0,25133

R1= 5,03745 [m^C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0947 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 27,3013 [^C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,0237

decimo segundo: h conv

hconv= 4,221 [W/m^2^C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,30062 [W/m^2^C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,52162 [W/m^2^C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,35301 [m/W^^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 154,122 [^C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 28,5863 [W/m]

RODILLO DE PLANCHADO EDIFICACION INTERIOR HORIZONTAL

DATOS

IAMETRO DE TUBERIA	nominal	1	pulg
	INTERIOR	0,0266	
	ESPESOR	0,0034	[m]
	EXTERIOR	0,0334	[m]
TEMPERATURA AMBIENTE		18	[°C]
TEMPERATURA DEL FLUIDO		169,198	[°C]
TIPO DE TUBERIA	IORIZONTA	1	si
	VERTICAL	2	no
cte Stefan-Boltzman	σ	5,67E-08	[W/m^2*K^4]
coeficiente de emision	ε	0,9	
conductividad	k	0,04	[W/m°C]
resistencia termica del acero	Ra	0,001	[m°C/W]
PERIDIDA NO MAYOR AL 10%			

ΔT= 151,198 [°C]

PRIMERO: REGIMEN

D^3*ΔT= 0,00563

1

≤10m^3*°C | >10m^3*°C

$h\ conv = 1.25\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$ | $h\ conv = 1.21\sqrt[3]{\Delta T}$

2

≤10m^3*°C | >10m^3*°C

$h\ conv = 1.32\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$ | $h\ conv = 1.74\sqrt[3]{\Delta T}$

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 10,2532 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,497 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 20,7502 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi rh}$

R= 0,45328 [m/W*°C]

sexto: flujo de calor

$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi rh}}$

q/H= 323,204 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 32,3204 [W/m]

octavo: resistencia termica

$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{T_{ext}}{T_{int}}\right)}{2*\pi*k}$

espesor impuesto= 0,02 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,0367
b=	rint=	dint/2+esp =	0,0167
c=	Ln(a/b)=	0,78737	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 3,13284 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0734 [m]

decimo : despejo Tse

$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h*De}{2*k}*Ln\frac{De}{Di} + 1}$

Tse1= 25,4393 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,00234

decimo segundo: h conv

hconv= 3,36615 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,23414 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 8,20029 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi rh}$

Rf= 0,47136 [m/W*°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int}h_{conv-int}} + \sum\frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2*\pi*K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext}h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 151,138 [°C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 41,3383 [W/m]

SEGUNDO: h convección

hconv= 10,2532 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiación

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,437 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 20,7502 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,45928 [m/W°C]

sexto: Flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 329,204 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 32,9204 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2*\pi*k}$$

espesor impuesto= 0,032 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,0487
b=	rint=	dint/2+esp =	0,0167
c=	Ln(a/b)=	1,07027	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 4,25847 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0974 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h*De}{2*k}*Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse1= 22,4747 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,02077

Tse= 30,6442 [°C]

decimo segundo: h conv

hconv= 3,25432 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,15507 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 8,4094 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,38862 [m/W°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \Sigma \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2*\pi*K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 151,138 [°C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 32,5231 [W/m]

32,2

SEGUNDO: h convección

hconv= 10,2532 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiación

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,437 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 20,7502 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,45928 [m/W°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 329,204 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 32,9204 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2*\pi*k}$$

espesor impuesto= 0,032 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,0487
b=	rint=	dint/2+esp =	0,0167
c=	Ln(a/b)=	1,07027	

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0974 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h*De}{2*k}*Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse1= 30,6442 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,02832

Tse= 29,1977 [°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,37552 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,59484 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,34061 [m/W°C]

d= 2*π*k= 0,25133

R1= 4,25847 [m^C/W]

decimo segundo: h conv

hconv= 4,21933 [W/m^2^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 151,198 [^C]

q/H=e/0+Ro+R1+Rf

q/H= 32,8686 [W/m]

32,2

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 10,2532 [W/m^2^C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,437 [W/m^2^C]

cuarto: suma de h's

h= 20,7502 [W/m^2^C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,45928 [m/W*^C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 329,204 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 32,9204 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,032 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,0487
b=	rint=	dint/2+esp =	0,0167
c=	Ln(a/b)=	1,07027	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 4,25847 [m^C/W]

decimo segundo: h conv

hconv= 4,0931 [W/m^2^C]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0374 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 23,1977 [^C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,02698

decimo tercero: h rad

hrad= 5,33583 [W/m^2^C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,429 [W/m^2^C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,3466 [m/W*^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 151,198 [^C]

q/H=e/0+Ro+R1+Rf

q/H= 32,8258 [W/m]

RODILLO DE PLANCHADO EDIFICACION INTERIOR VERTICAL

DATOS

IAMETRO DE TUBERIA	nominal	1	pulg
	INTERIOR	0,0266	[m]
	ESPESOR	0,0034	[m]
	EXTERIOR	0,0334	[m]
TEMPERATURA AMBIENTE		18	[°C]
TEMPERATURA DEL FLUIDO		169,198	[°C]
TIPO DE TUBERIA	IORIZONTA	1	no
	VERTICAL	2	si
cte Stefan-Boltzman	σ	5,67E-08	[W/m^2*K^4]
coeficiente de emision	ε	0,9	
conductividad	k	0,04	[W/m°C]
resistencia termica del acero	Rs	0,001	[m°C/W]
PERIDIDA NO MAYOR AL 10%			

ΔT= 151,198 [°C]

PRIMERO: REGIMEN

D^3*ΔT= 0,00563

1

≤10m^3*°C	>10m^3*°C
$h\ conv = 1.25\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$	$h\ conv = 1.21\sqrt[3]{\Delta T}$

2

≤10m^3*°C	>10m^3*°C
$h\ conv = 1.32\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$	$h\ conv = 1.74\sqrt[3]{\Delta T}$

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 10,8274 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tksire)(Tksup^2+Tksir^2)

hrad= 10,437 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 21,3244 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi rh}$

R= 0,44632 [m/W*°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi rh}}$

q/H= 338,313 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 33,8313 [W/m]

octavo: resistencia termica

$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2*\pi*k}$

espesor impuesto= 0,02 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,0367
b=	rint=	dint/2+esp =	0,0167
c=	Ln(a/b)=	0,78737	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 3,13284 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0734 [m]

decimo : despejo Tse

$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h*De}{2*k}*Ln\frac{De}{Di} + 1}$

Tse= 25,2486 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,00287

decimo segundo: h conv

hconv= 4,16115 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,22302 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,33017 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi rh}$

Rf= 0,46183 [m/W*°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int}h_{conv-int}} + \sum\frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2*\pi*K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext}h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 151,198 [°C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 42,0501 [W/m]

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 10,8274 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,437 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 21,3244 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,44692 [m/W*°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 338,313 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 33,8313 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2*\pi*k}$$

espesor impuesto= 0,032 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,0487
b=	rint=	dint/2+esp =	0,0167
c=	Ln(a/b)=	1,07027	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 4,25847 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0974 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h*De}{2*k}*Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 22,3577 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,02066

30,4322

decimo segundo: h conv

hconv= 3,41388 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,15198 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 8,56585 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,38152 [m/W*°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2*\pi*K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 151,198 [°C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 32,5788 [W/m]

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 10,8274 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,437 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 21,3244 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,44692 [m/W*°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 338,313 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 33,8313 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2*\pi*k}$$

espesor impuesto= 0,031 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,0477
b=	rint=	dint/2+esp =	0,0167
c=	Ln(a/b)=	1,04952	

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0954 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h*De}{2*k}*Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 30,4322 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,02642

29,3663

decimo tercero: h rad

hrad= 5,3637 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 8,82953 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,33944 [m/W*°C]

d= 2*π*k= 0,25133

R1= 4,17532 [m^C/W]

decimo segundo: h conv

hconv= 4,45983 [W/m^2^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \Sigma \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 151,198 [^C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 33,4778 [W/m]

SEGUNDO: h convección

hconv= 10,8274 [W/m^2^C]

TERCERO: h radiacion

s*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,437 [W/m^2^C]

cuarto: suma de h's

h= 21,3244 [W/m^2^C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrico} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,44632 [m/W^C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 338,313 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 33,8313 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,031 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,0477
b=	rint=	dint/2+esp =	0,0167
c=	Ln(a/b)=	1,04352	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 4,17532 [m^C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0954 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 23,3663 [^C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,0255

decimo segundo: h conv

hconv= 4,36106 [W/m^2^C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,3405 [W/m^2^C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,70156 [W/m^2^C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrico} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,34332 [m/W^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \Sigma \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 151,198 [^C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 33,4447 [W/m]

ESTERILIZACION EDIFICACION INTERIOR HORIZONTAL

DATOS

IAMETRO DE TUBERIA	nominal	3/4	pulg
	INTERIOR	0,0209	
	ESPESOR	0,0029	[m]
	EXTERIOR	0,0267	[m]
TEMPERATURA AMBIENTE		18	[°C]
TEMPERATURA DEL FLUIDO		173,588	[°C]
TIPO DE TUBERIA	ORIZONTA	1	si
	VERTICAL	2	no
cte Stefan-Boltzman	σ	5,67E-08	[W/m^2*K^4]
coeficiente de emision	ε	0,9	
conductividad	k	0,04	[W/m°C]
resistencia termica del acero	Ra	0,001	[m°C/W]
PERIDIDA NO MAYOR AL 10%			

ΔT= 155,588 [°C]

PRIMERO: REGIMEN

D^3*ΔT= 0,00296

1

≤10m^3*°C	>10m^3*°C
$h\ conv = 1.25\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$	$h\ conv = 1.21\sqrt[3]{\Delta T}$

2

≤10m^3*°C	>10m^3*°C
$h\ conv = 1.32\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$	$h\ conv = 1.74\sqrt[3]{\Delta T}$

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 10,3213 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,7068 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 21,6281 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$

R= 0,55121 [m/W*°C]

sexto: flujo de calor

$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$

q/H= 282,264 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 28,2264 [W/m]

octavo: resistencia termica

$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$

espesor impuesto= 0,02 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,03335
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	0,91554	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 3,64282 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0667 [m]

decimo : despejo Tse

$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$

Tse1= 25,0961 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,00211

decimo segundo: h conv

hconv= 4,01452 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,22493 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,23945 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$

Rf= 0,51651 [m/W*°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 155,588 [°C]

q/H=e/0+Ro+R1+Rf

q/H= 37,338 [W/m]

SEGUNDO: h convección

hconv= 10,3213 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

s*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,7068 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 21,6281 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrico} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,55121 [m/W°C]

sexto: Flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 282,264 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 28,2264 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,035 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,04835
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	1,28695	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 5,12061 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0967 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse1= 21,7304 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,0137

Tse= 29,2285 [°C]

decimo segundo: h conv

hconv= 3,1277 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,13698 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 8,26468 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrico} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,33829 [m/W°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 155,588 [°C]

q/H=e/0+Ro+R1+Rf

q/H= 28,1867 [W/m]

32,2

SEGUNDO: h convección

hconv= 10,3213 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

s*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,7068 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 21,6281 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrico} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,55121 [m/W°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 282,264 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 28,2264 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,035 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,04835
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	1,28695	

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0967 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse1= 29,2285 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,02643

Tse= 27,3196 [°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,33674 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,44004 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrico} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,3487 [m/W°C]

d= 2*π*k= 0,25133

R1= 5,12061 [m^C/W]

decimo segundo: h conv

hconv= 4,1033 [W/m^2^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H}=\frac{T_{int}-T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int}h_{conv-int}}+\sum\frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2*\pi*K_i}+\frac{1}{2\pi r_{ext}h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 155,588 [^C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 28,4423 [W/m]

32,2

SEGUNDO: h convección

hconv= 10,3213 [W/m^2^C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,7068 [W/m^2^C]

cuarto: suma de h's

h= 21,6281 [W/m^2^C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica}=\frac{1}{2\pi rh}$$

R= 0,55121 [m/W^^C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H}=\frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi rh}}$$

q/H= 282,264 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 28,2264 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica}=\frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2*\pi*k}$$

espesor impuesto= 0,035 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,04835
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	1,28635	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 5,12061 [m^C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0967 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse=Ta+\frac{Ti-Ta}{\frac{h*De}{2*k}*Ln\frac{De}{Di}+1}$$

Tse= 27,9196 [^C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,02525

decimo segundo: h conv

hconv= 3,37811 [W/m^2^C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,3011 [W/m^2^C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,27321 [W/m^2^C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica}=\frac{1}{2\pi rh}$$

Rf= 0,35474 [m/W^^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H}=\frac{T_{int}-T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int}h_{conv-int}}+\sum\frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2*\pi*K_i}+\frac{1}{2\pi r_{ext}h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 155,588 [^C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 28,4103 [W/m]

ESTERILIZACION EDIFICACION INTERIOR VERTICAL

DATOS

IAMETRO DE TUBERIA	nominal	3/4	pulg
	INTERIOR	0,0209	[m]
	ESPESOR	0,0029	[m]
	EXTERIOR	0,0267	[m]
TEMPERATURA AMBIENTE		18	[°C]
TEMPERATURA DEL FLUIDO		173,588	[°C]
TIPO DE TUBERIA	HORIZONTAL	1	no
	VERTICAL	2	si
cte Stefan-Boltzman	σ	5,67E-08	[W/m^2*K^4]
coeficiente de emision	ε	0,9	
conductividad	k	0,04	[W/m°C]
resistencia termica del acero	Ra	0,001	[m°C/W]
PERIDIDA NO MAYOR AL 10%			

ΔT= 155,588 [°C]

PRIMERO: REGIMEN

D^3*ΔT= 0,00236

1

≤10m^3*°C	>10m^3*°C
$h\ conv = 1.25\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$	$h\ conv = 1.21\sqrt[3]{\Delta T}$

2

≤10m^3*°C	>10m^3*°C
$h\ conv = 1.32\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$	$h\ conv = 1.74\sqrt[3]{\Delta T}$

SEGUNDO: h convección

hconv= 11,5329 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,7068 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 22,2397 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$

R= 0,53606 [m/W*°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$

q/H= 230,246 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 23,0246 [W/m]

octavo: resistencia termica

$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{T_{sup}}{T_{int}}\right)}{2*\pi*k}$

espesor impuesto= 0,02 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,03335
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	0,91554	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 3,64282 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0667 [m]

decimo : despejo Tse

$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h*De}{2*k}*Ln\frac{De}{Di} + 1}$

Tse= 24,3096 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,00205

decimo segundo: h conv

hconv= 4,2112 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,21993 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,43113 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$

Rf= 0,50601 [m/W*°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2*\pi*K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 155,588 [°C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 37,4326 [W/m]

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 11,5323 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,7068 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 22,2397 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,53606 [m/W°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 230,246 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 23,0246 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,034 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,04735
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	1,26605	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 5,03745 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0947 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 21,8155 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,01853

23,3702

decimo segundo: h conv

hconv= 3,32563 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,13764 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 8,46327 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,39716 [m/W°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 155,588 [°C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 28,6238 [W/m]

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 11,5323 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,7068 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 22,2397 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,53606 [m/W°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 230,246 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 23,0246 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,034 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,04735
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	1,26605	

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0947 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 23,3702 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,02494

28,0041

decimo tercero: h rad

hrad= 5,34061 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 3,71008 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,34616 [m/W°C]

d= 2*π*k= 0,25133

R1= 5,03745 [m^C/W]

decimo segundo: h conv

hconv= 4,36347 [W/m^2^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \Sigma \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 155,588 [^C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 28,8343 [W/m]

SEGUNDO: h convection

hconv= 11,5323 [W/m^2^C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkairc)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,7068 [W/m^2^C]

cuarto: suma de h's

h= 22,2397 [W/m^2^C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,53606 [m/W^^C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 290,246 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 29,0246 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,034 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,04735
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	1,26605	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 5,03745 [m^C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0347 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 28,0041 [^C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,02378

decimo segundo: h conv

hconv= 4,23186 [W/m^2^C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,30339 [W/m^2^C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,53525 [W/m^2^C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,35251 [m/W^^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \Sigma \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 155,588 [^C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 28,8603 [W/m]

ESTERILIZACION EDIFICACION EXTERIOR

DATOS

AMETRO DE TUBERI	nominal	3/4	pulg
	INTERIOR	0,0266	
	ESPESOR	0,0034	[m]
	EXTERIOR	0,0334	[m]
TEMPERATURA AMBIENTE		16	[°C]
TEMPERATURA DEL FLUIDO		173,588	[°C]
cte Stefan-Boltzman	σ	5,67E-08	[W/m^2*K^4]
coeficiente de emision	ε	0,9	
conductividad	k	0,04	[W/m°C]
resistencia termica del acero	Ra	0,001	[m°C/W]
VELOCIDAD DEL VIENTO		3,09	[m/s]
PERIDIDA NO MAYOR AL 5%			

ΔT= 157,588 [°C]

PRIMERO: REGIMEN

v*D= 0,103206 [m^2/s]

≤0,00855 m^2/s

$$h\,conv = \frac{0.0081}{D} + 3.14\sqrt{\frac{v}{D}}$$

>0,00855 m^2/s

$$h\,conv = 8.9\frac{v^{0.9}}{D^{0.1}}$$

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 34,51262 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,63417 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 45,1468 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,211094 [m/W°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 606,1077 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

5% (q/H)= 30,30538 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2*\pi*k}$$

espesor impuesto= 0,02 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,0367
b=	rint=	dint/2+esp =	0,0167
c=	Ln(a/b)=	0,787368	
d=	2*π*k=	0,251327	

R1= 3,132838 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0734 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h*De}{2*k} + Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 19,66109 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

v*D= 0,226806 [m^2/s]

decimo segundo: h conv

hconv= 31,89944 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,02915 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 36,92859 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,117433 [m/W°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2*\pi*K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 157,588 [°C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 44,46966 [W/m]

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 34,51262 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,63417 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h´s

h= 45,1468 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,211094 [m/W*°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 606,1077 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

5% (q/H)= 30,30538 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,035 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,0517
b=	rint=	dint/2+esp =	0,0167
c=	Ln(a/b)=	1,130049	
d=	2*π*k=	0,251327	

R1= 4,496322 [m*C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,1034 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse1= 17,96434 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

v*D= 0,319506 [m^2/s]

Tse= 18,95642 [°C]

decimo segundo: h conv

hconv= 30,82482 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 4,98515 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h´s

h= 35,80997 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,085966 [m/W*°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 157,588 [°C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 30,38318 [W/m]

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 34,51262 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,63417 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h´s

h= 45,1468 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,211094 [m/W*°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 606,1077 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

5% (q/H)= 30,30538 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,035 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,0517
b=	rint=	dint/2+esp =	0,0167

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,1034 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse1= 18,95642 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

v*D= 0,319506 [m^2/s]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,010835 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h´s

h= 35,83566 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,085904 [m/W*°C]

b=	rint=	dint/2+esp =	0,0167	v*D=	0,319506	[m^2/s]					
c=	Ln(a/b)=	1,130049					Tse=	18,95434	[°C]		
d=	2*π*k=	0,251327								decimo sexto: calculo el flujo de calor	
R1=	4,496322	[m°C/W]		decimo segundo: h conv						$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$	
				hconv=	30,82482	[W/m^2°C]					
									e=	Tint-Text= 157,588	[°C]
									q/H=e/0+Ra+R1+Rf		4,583227
									q/H=	30,38364	[W/m]

AUTOCLAVE EDIFICACION INTERIOR HORIZONTAL

DATOS

IAMETRO DE TUBERIA	nominal	3/4	pulg
	INTERIOR	0,0209	
	ESPESOR	0,0029	[m]
	EXTERIOR	0,0267	[m]
TEMPERATURA AMBIENTE		18	[°C]
TEMPERATURA DEL FLUIDO		164,95	[°C]
TIPO DE TUBERIA	ORIZONTA	1	si
	VERTICAL	2	no
cte Stefan-Boltzman	σ	5,67E-08	[W/m^2*K^4]
coeficiente de emision	ε	0,9	
conductividad	k	0,04	[W/m°C]
resistencia termica del acero	Ra	0,001	[m°C/W]
PERIDIDA NO MAYOR AL 10%			

ΔT= 146,95 [°C]

PRIMERO: REGIMEN

D^3*ΔT= 0,0028

1	
≤10m^3*°C	>10m^3*°C
$h\ conv = 1.25\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$	$h\ conv = 1.21\sqrt[3]{\Delta T}$

2	
≤10m^3*°C	>10m^3*°C
$h\ conv = 1.32\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$	$h\ conv = 1.74\sqrt[3]{\Delta T}$

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 10,7665 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,297 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 21,0635 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$

R= 0,56539 [m/W*°C]

sexto: flujo de calor

$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$

q/H= 253,634 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 25,3634 [W/m]

octavo: resistencia termica

$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2*\pi*k}$

espesor impuesto= 0,02 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,03335
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	0,31554	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 3,64282 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0667 [m]

decimo : despejo Tse

$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h*De}{2*k}*Ln\frac{De}{Di} + 1}$

Tse1= 24,8734 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,00204

decimo segundo: h conv

hconv= 3,98264 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,21836 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,2016 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$

Rf= 0,51863 [m/W*°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2*\pi*K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 146,35 [°C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 35,3037 [W/m]

SEGUNDO: h convección

hconv= 10,7665 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,297 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 21,0635 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,56599 [m/W°C]

sexto: Flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 253,634 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 25,3634 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2*\pi*k}$$

espesor impuesto= 0,036 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,04935
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	1,30742	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 5,20206 [m^C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0387 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h*De}{2*k}*Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse1= 21,5546 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,02072

Tse= 28,3374 [°C]

decimo segundo: h conv

hconv= 3,06217 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,13075 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 8,19292 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,33364 [m/W°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_i}\right)}{2*\pi*K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 146,35 [°C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 26,2565 [W/m]

32,2

SEGUNDO: h convección

hconv= 10,7665 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,297 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 21,0635 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,56599 [m/W°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 253,634 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 25,3634 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2*\pi*k}$$

espesor impuesto= 0,036 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,04935
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	1,30742	

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0387 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h*De}{2*k}*Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse1= 28,3374 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,02725

Tse= 27,1733 [°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,31245 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,31128 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,34636 [m/W°C]

d= 2*π*k= 0,25133

R1= 5,20206 [m°C/W]

decimo segundo: h conv

hconv= 3,93883 [W/m^2°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H}=\frac{T_{int}-T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int}h_{conv-int}}+\sum\frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2*\pi*K_i}+\frac{1}{2\pi r_{ext}h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 146,95 [°C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 26,4802 [W/m]

32,2

SEGUNDO: h convección

hconv= 10,7665 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,297 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 21,0635 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica}=\frac{1}{2\pi rh}$$

R= 0,56593 [m/W°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H}=\frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi rh}}$$

q/H= 259,634 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 25,9634 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica}=\frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2*\pi*k}$$

espesor impuesto= 0,036 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,04935
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	1,30742	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 5,20206 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0387 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse=Ta+\frac{Ti-Ta}{\frac{h*De}{2*k}*Ln\frac{De}{Di}+1}$$

Tse= 27,1733 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,02613

decimo segundo: h conv

hconv= 3,88116 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,28087 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 3,16203 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica}=\frac{1}{2\pi rh}$$

Rf= 0,352 [m/W°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H}=\frac{T_{int}-T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int}h_{conv-int}}+\sum\frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2*\pi*K_i}+\frac{1}{2\pi r_{ext}h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 146,95 [°C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 26,4533 [W/m]

AUTOCLAVE EDIFICACION INTERIOR VERTICAL

DATOS

IAMETRO DE TUBERIA	nominal	3/4	pulg
	INTERIOR	0,0209	[m]
	ESPESOR	0,0029	[m]
	EXTERIOR	0,0267	[m]
TEMPERATURA AMBIENTE		18	[°C]
TEMPERATURA DEL FLUIDO		164,95	[°C]
TIPO DE TUBERIA	IORIZONTA	1	no
	VERTICAL	2	si
cte Stefan-Boltzman	σ	5,67E-08	[W/m^2*K^4]
coeficiente de emision	ε	0,9	
conductividad	k	0,04	[W/m°C]
resistencia termica del acero	Rs	0,001	[m°C/W]
PERIDIDA NO MAYOR AL 10%			

ΔT= 146,95 [°C]

PRIMERO: REGIMEN

D^3*ΔT= 0,0028

1

≤10m^3*°C

$h\ conv = 1.25 * \sqrt{\frac{\Delta T}{D}}$

>10m^3*°C

$h\ conv = 1.21 \sqrt[3]{\Delta T}$

2

≤10m^3*°C

$h\ conv = 1.32 * \sqrt{\frac{\Delta T}{D}}$

>10m^3*°C

$h\ conv = 1.74 \sqrt[3]{\Delta T}$

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 11,3694 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,297 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 21,6664 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$

R= 0,55024 [m/W*°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$

q/H= 267,066 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 26,7066 [W/m]

octavo: resistencia termica

$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$

espesor impuesto= 0,02 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,03335
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	0,91554	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 3,64282 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0667 [m]

decimo : despejo Tse

$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$

Tse= 24,6308 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,00199

decimo segundo: h conv

hconv= 4,17746 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,21407 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,39153 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$

Rf= 0,50815 [m/W*°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 146,35 [°C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 35,3329 [W/m]

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 11,3634 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,297 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 21,6664 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,55024 [m/W°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 267,066 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 26,7066 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,035 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,04835
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	1,28635	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 5,12061 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0967 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 21,5738 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,01951

28,4627

decimo segundo: h conv

hconv= 3,25462 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,13126 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 8,38588 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,33253 [m/W°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 146,35 [°C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 26,6437 [W/m]

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 11,3634 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,297 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 21,6664 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,55024 [m/W°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 267,066 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 26,7066 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,035 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,04835
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	1,28635	

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0967 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 28,4627 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,02574

27,2468

decimo tercero: h rad

hrad= 5,31586 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,5731 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,34385 [m/W°C]

d= 2*π*k= 0,25133

R1= 5,12061 [m^C/W]

decimo segundo: h conv

hconv= 4,25724 [W/m^2^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 146,35 [^C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 26,887 [W/m]

SEGUNDO: h convección

hconv= 11,3634 [W/m^2^C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,237 [W/m^2^C]

cuarto: suma de h's

h= 21,6664 [W/m^2^C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrico} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,55024 [m/W^^C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 267,066 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 26,7066 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,035 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,04835
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	1,28695	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 5,12061 [m^C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0967 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 27,2468 [^C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,02464

decimo segundo: h conv

hconv= 4,12777 [W/m^2^C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,28286 [W/m^2^C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,41063 [W/m^2^C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrico} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,34979 [m/W^^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 146,35 [^C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 26,8578 [W/m]

HIDROSANITARIA EDIFICACION INTERIOR HORIZONTAL

DATOS

IAMETRO DE TUBERIA	nominal	1 1/4	pulg
	INTERIOR	0,0351	
	ESPESOR	0,0036	[m]
	EXTERIOR	0,0422	[m]
TEMPERATURA AMBIENTE		18	[°C]
TEMPERATURA DEL FLUIDO		173,588	[°C]
TIPO DE TUBERIA	IORIZONTA	1	si
	VERTICAL	2	no
cte Stefan-Boltzman	σ	5,67E-08	[W/m^2*K^4]
coeficiente de emision	ε	0,9	
conductividad	k	0,04	[W/m°C]
resistencia termica del acero	Ra	0,001	[m°C/W]
PERIDIDA NO MAYOR AL 10%			

ΔT= 155,588 [°C]

PRIMERO: REGIMEN

D^3*ΔT= 0,01163

1

≤10m^3*°C

$h\ conv = 1.25 \sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$

>10m^3*°C

$h\ conv = 1.21 \sqrt[3]{\Delta T}$

2

≤10m^3*°C

$h\ conv = 1.32 \sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$

>10m^3*°C

$h\ conv = 1.74 \sqrt[3]{\Delta T}$

SEGUNDO: h convección

hconv= 3,74038 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,7068 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 20,4472 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$

R= 0,3683 [m/W°C]

sexto: flujo de calor

$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$

q/H= 421,766 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 42,1766 [W/m]

octavo: resistencia termica

$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$

espesor impuesto= 0,02 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,04115
b=	rint=	dint/2+esp =	0,02115
c=	Ln(a/b)=	0,66558	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 2,64827 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0822 [m]

decimo : despejo Tse

$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$

Tse1= 26,2417 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,00458

decimo segundo: h conv

hconv= 3,35546 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,25572 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 8,21117 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$

Rf= 0,4204 [m/W°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 155,588 [°C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 50,6855 [W/m]

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 3,74038 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

s*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,7068 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 20,4472 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,3689 [m/W*°C]

sexto: Flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 421,766 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 42,1766 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,028 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,04315
b=	rint=	dint/2+esp =	0,02115
c=	Ln(a/b)=	0,84324	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 3,35513 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0382 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse1= 23,8008 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,02254

Tse= 33,5999 [°C]

decimo segundo: h conv

hconv= 3,4654 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,19031 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 8,65571 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,37449 [m/W*°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 155,588 [°C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 41,7057 [W/m]

32,2

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 3,74038 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

s*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,7068 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 20,4472 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,3689 [m/W*°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 421,766 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 42,1766 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,028 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,04315
b=	rint=	dint/2+esp =	0,02115
c=	Ln(a/b)=	0,84324	

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0382 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse1= 33,5999 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,03182

Tse= 31,8196 [°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,45729 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,83504 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,32758 [m/W*°C]

d= 2*π*k= 0,25133

R1= 3,35513 [m^C/W]

decimo segundo: h conv

hconv= 4,43775 [W/m^2^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 155,588 [^C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 42,2367 [W/m]

32,2

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 3,74038 [W/m^2^C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,7068 [W/m^2^C]

cuarto: suma de h's

h= 20,4472 [W/m^2^C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrico} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,3683 [m/W^^C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 421,766 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 42,1766 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,028 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,04315
b=	rint=	dint/2+esp =	0,02115
c=	Ln(a/b)=	0,84324	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 3,35513 [m^C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0382 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 31,8196 [^C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,03013

decimo segundo: h conv

hconv= 4,30533 [W/m^2^C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,40731 [W/m^2^C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,71324 [W/m^2^C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrico} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,33371 [m/W^^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 155,588 [^C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 42,1665 [W/m]

HIDROSANITARIA EDIFICACION INTERIOR VERTICAL

DATOS

IAMETRO DE TUBERIA	nominal	1 1/4	pulg
	INTERIOR	0,0351	[m]
	ESPESOR	0,0036	[m]
	EXTERIOR	0,0422	[m]
TEMPERATURA AMBIENTE		18	[°C]
TEMPERATURA DEL FLUIDO		173,588	[°C]
TIPO DE TUBERIA	IORIZONTA	1	no
	VERTICAL	2	si
cte Stefan-Boltzman	σ	5,67E-08	[W/m^2*K^4]
coeficiente de emision	ε	0,3	
conductividad	k	0,04	[W/m°C]
resistencia termica del acero	Ra	0,001	[m°C/W]
PERIDIDA NO MAYOR AL 10%			

ΔT= 155,588 [°C]

PRIMERO: REGIMEN

D^3*ΔT= 0,01163

1

≤10m^3*°C | >10m^3*°C

$h\ conv = 1.25\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$ | $h\ conv = 1.21\sqrt[3]{\Delta T}$

2

≤10m^3*°C | >10m^3*°C

$h\ conv = 1.32\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$ | $h\ conv = 1.74\sqrt[3]{\Delta T}$

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 10,2858 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,7068 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 20,3926 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$

R= 0,35931 [m/W°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$

q/H= 433,017 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 43,3017 [W/m]

octavo: resistencia termica

$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$

espesor impuesto= 0,02 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,04115
b=	rint=	dint/2+esp =	0,02115
c=	Ln(a/b)=	0,66558	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 2,64827 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0822 [m]

decimo : despejo Tse

$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$

Tse= 26,0386 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,00446

decimo segundo: h conv

hconv= 4,15093 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,25025 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,40124 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$

Rf= 0,4119 [m/W°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 155,588 [°C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 50,8262 [W/m]

SEGUNDO: h convección

hconv= 10,2858 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

s*σ*(Tksup+Tkair)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,7068 [W/m^2°C]

cuarto: suma de k's

h= 20,9926 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrico} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,35931 [m/W°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 433,017 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 43,3017 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2*\pi*k}$$

espesor impuesto= 0,027 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,04815
b=	rint=	dint/2+esp =	0,02115
c=	Ln(a/b)=	0,82268	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 3,27334 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0962 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h*De}{2*k}*Ln\frac{De}{Di}+1}$$

Tse= 23,882 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,02126

33,8722

decimo segundo: h conv

hconv= 3,63116 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,19247 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de k's

h= 8,88363 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrico} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,37246 [m/W°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2*\pi*K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 155,588 [°C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 42,6641 [W/m]

SEGUNDO: h convección

hconv= 10,2858 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

s*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,7068 [W/m^2°C]

cuarto: suma de k's

h= 20,9926 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrico} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,35931 [m/W°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 433,017 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 43,3017 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2*\pi*k}$$

espesor impuesto= 0,027 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,04815
b=	rint=	dint/2+esp =	0,02115
c=	Ln(a/b)=	0,82268	

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0962 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h*De}{2*k}*Ln\frac{De}{Di}+1}$$

Tse= 33,8722 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,03016

32,0136

decimo tercero: h rad

hrad= 5,46487 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de k's

h= 10,1957 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrico} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,32453 [m/W°C]

d= 2*π*k= 0,25133

R1= 3,27334 [m^C/W]

decimo segundo: h conv

hconv= 4,73086 [W/m^2^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

c= Tint-Text= 155,586 [^C]

q/H=c/0+Ra+R1+Rf

q/H= 43,2324 [W/m]

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 10,2858 [W/m^2^C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,7068 [W/m^2^C]

cuarto: suma de h's

h= 20,3326 [W/m^2^C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,35931 [m/W*^C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 433,017 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 43,3017 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,027 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,04815
b=	rint=	dint/2+esp =	0,02115
c=	Ln(a/b)=	0,82268	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 3,27334 [m^C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0962 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 32,0136 [^C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,0285

decimo segundo: h conv

hconv= 4,58583 [W/m^2^C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,41327 [W/m^2^C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,99909 [W/m^2^C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,33091 [m/W*^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

c= Tint-Text= 155,586 [^C]

q/H=c/0+Ra+R1+Rf

q/H= 43,1559 [W/m]

HIDROSANITARIA EDIFICACION EXTERIOR

DATOS

AMETRO DE TUBERI	nominal	1	pulg
	INTERIOR	0,0266	
	ESPESOR	0,0034	[m]
	EXTERIOR	0,0334	[m]
TEMPERATURA AMBIENTE		16	[°C]
TEMPERATURA DEL FLUIDO		173,588	[°C]
cte Stefan-Boltzman	σ	5,67E-08	[W/m^2*K^4]
coeficiente de emision	ε	0,9	
conductividad	k	0,04	[W/m°C]
resistencia termica del acero	Ra	0,001	[m°C/W]
VELOCIDAD DEL VIENTO		3,09	[m/s]
PERIDIDA NO MAYOR AL 5%			

ΔT= 157,588 [°C]

PRIMERO: REGIMEN

v*D= 0,103206 [m^2/s]

≤0,00855 m^2/s

$$h\,conv = \frac{0.0081}{D} + 3.14\sqrt{\frac{v}{D}}$$

>0,00855 m^2/s

$$h\,conv = 8.9\,\frac{v^{0.9}}{D^{0.1}}$$

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 34,51262 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,63417 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h´s

h= 45,1468 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrico} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,211094 [m/W°°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 875,4889 [W/m]

30,44451	157
	0,18
3,194518	872,2222
0,313036	43,61111

septimo: perdida tuberia desnuda

5% (q/H)= 43,77444 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2*\pi*k}$$

espesor impuesto= 0,02 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,0367
b=	rint=	dint/2+esp =	0,0167
c=	Ln(a/b)=	0,787368	
d=	2*π*k=	0,251327	

R1= 3,132838 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0734 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h*De}{2*k} + Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 19,66109 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

v*D= 0,226806 [m^2/s]

decimo segundo: h conv

hconv= 31,89944 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,02915 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h´s

h= 36,92859 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrico} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,117433 [m/W°°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2*\pi*K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 157,588 [°C]

q/H= e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 52,46966 [W/m]

SEGUNDO: h convecciion

hconv= 34,51262 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,63417 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h´s

h= 45,1468 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi rh}$$

R= 0,211094 [m/W°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi rh}}$$

q/H= 875,4889 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

5% (q/H)= 43,77444 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2*\pi*k}$$

espesor impuesto= 0,028 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,0447
b=	rint=	dint/2+esp =	0,0167
c=	Ln(a/b)=	0,984565	
d=	2*π*k=	0,251327	

R1= 3,917459 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0894 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h*De}{2*k}*Ln\frac{De}{Di}+1}$$

Tse1= 18,53529 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

v*D= 0,276246 [m^2/s]

Tse= 19,85176 [°C]

decimo segundo: h conv

hconv= 31,27655 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 4,999917 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h´s

h= 36,27647 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi rh}$$

Rf= 0,098149 [m/W°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int}h_{conv-int}} + \sum\frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2*\pi*K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext}h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 157,588 [°C]

q/H= e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 43,2341 [W/m]

SEGUNDO: h convecciion

hconv= 34,51262 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,63417 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h´s

h= 45,1468 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi rh}$$

R= 0,211094 [m/W°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi rh}}$$

q/H= 875,4889 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

5% (q/H)= 43,77444 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2*\pi*k}$$

espesor impuesto= 0,028 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,0447
b=	rint=	dint/2+esp =	0,0167

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0894 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h*De}{2*k}*Ln\frac{De}{Di}+1}$$

Tse1= 19,85176 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

v*D= 0,276246 [m^2/s]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,034116 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h´s

h= 36,31067 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi rh}$$

Rf= 0,098057 [m/W°C]

c=	Ln(a/b)=	0,984565			Tse=	19,84822	[°C]		
d=	2*π*k=	0,251327						decimo sexto: calculo el flujo de calor	
R1=	3,917459	[m°C/W]	decimo segundo: h conv					$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$	
			hconv=	31,27655	[W/m^2°C]				
						e=	Tint-Text=	157,588	[°C]
						q/H= e/0+Ra+R1+Rf			
						q/H=	43,235	[W/m]	

INTERCAMBIADOR EDIFICACION INTERIOR HORIZONTAL

DATOS

IAMETRO DE TUBERIA	nominal	1 1/4	pulg
	INTERIOR	0,0351	
	ESPESOR	0,0036	[m]
	EXTERIOR	0,0422	[m]
TEMPERATURA AMBIENTE		18	[°C]
TEMPERATURA DEL FLUIDO		172,039	[°C]
TIPO DE TUBERIA	IORIZONTA	1	si
	VERTICAL	2	no
cte Stefan-Boltzman	σ	5,67E-08	[W/m^2*K^4]
coeficiente de emision	ε	0,9	
conductividad	k	0,04	[W/m°C]
resistencia termica del acero	Ra	0,001	[m°C/W]
PERIDIDA NO MAYOR AL 10%			

ΔT= 154,039 [°C]

PRIMERO: REGIMEN

D^3*ΔT= 0,01158

1

≤10m^3*°C	>10m^3*°C
$h\ conv = 1.25 * \sqrt{\frac{\Delta T}{D}}$	$h\ conv = 1.21\sqrt[4]{\Delta T}$

2

≤10m^3*°C	>10m^3*°C
$h\ conv = 1.32 * \sqrt{\frac{\Delta T}{D}}$	$h\ conv = 1.74\sqrt[4]{\Delta T}$

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 3,71605 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,6324 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 20,3484 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi rh}$

R= 0,37069 [m/W°C]

sexto: flujo de calor

$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi rh}}$

q/H= 415,551 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 41,5551 [W/m]

octavo: resistencia termica

$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$

espesor impuesto= 0,02 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,04115
b=	rint=	dint/2+esp =	0,02115
c=	Ln(a/b)=	0,66558	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 2,64827 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0822 [m]

decimo : despejo Tse

$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$

Tse1= 26,1972 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,00455

decimo segundo: h conv

hconv= 3,3501 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,25452 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 3,20461 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi rh}$

Rf= 0,4207 [m/W°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 154,039 [°C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 50,176 [W/m]

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 3,71605 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

s*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,6324 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 20,3484 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,37069 [m/W°C]

sexto: Flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 415,551 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 41,5551 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,028 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,04315
b=	rint=	dint/2+esp =	0,02115
c=	Ln(a/b)=	0,84324	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 3,35513 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0382 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse1= 23,7639 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,02251

Tse= 33,4534 [°C]

decimo segundo: h conv

hconv= 3,46078 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,18348 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 8,65026 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,37472 [m/W°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 154,039 [°C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 41,2878 [W/m]

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 3,71605 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

s*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,6324 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 20,3484 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,37069 [m/W°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 415,551 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 41,5551 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,028 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,04315
b=	rint=	dint/2+esp =	0,02115
c=	Ln(a/b)=	0,84324	

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0382 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse1= 33,4534 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,03168

Tse= 31,7004 [°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,45321 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 3,8805 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,32806 [m/W°C]

d= 2*π*k= 0,25133

R1= 3,35513 [m^C/W]

decimo segundo: h conv

hconv= 4,42723 [W/m^2^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

c= Tint-Text= 154,039 [^C]

q/H=c/0+Rs+R1+Rf

q/H= 41,8107 [W/m]

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 3,71605 [W/m^2^C]

TERCERO: h radiacion

s*σ*(Tksup+Tksaire)(Tksup^2+Tksair^2)

hrad= 10,6324 [W/m^2^C]

cuarto: suma de h's

h= 20,3484 [W/m^2^C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,37063 [m/W^^C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 415,551 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 41,5551 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,028 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,04315
b=	rint=	dint/2+esp =	0,02115
c=	Ln(a/b)=	0,84324	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 3,35513 [m^C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0382 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 31,7004 [^C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,03002

decimo segundo: h conv

hconv= 4,29601 [W/m^2^C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,40461 [W/m^2^C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,70062 [W/m^2^C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,33415 [m/W^^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

c= Tint-Text= 154,039 [^C]

q/H=c/0+Rs+R1+Rf

q/H= 41,7418 [W/m]

INTERCAMBIADOR EDIFICACION INTERIOR VERTICAL

DATOS

IAMETRO DE TUBERIA	nominal	1 1/4	pulg
	INTERIOR	0,0351	[m]
	ESPESOR	0,0036	[m]
	EXTERIOR	0,0422	[m]
TEMPERATURA AMBIENTE		18	[°C]
TEMPERATURA DEL FLUIDO		172,039	[°C]
TIPO DE TUBERIA	ORIZONTA	1	no
	VERTICAL	2	si
cte Stefan-Boltzman	σ	5,67E-08	[W/m^2*K^4]
coeficiente de emision	ε	0,9	
conductividad	k	0,04	[W/m°C]
resistencia termica del acero	Ra	0,001	[m°C/W]
PERIDIDA NO MAYOR AL 10%			

ΔT= 154,039 [°C]

PRIMERO: REGIMEN

D^3*ΔT= 0,01158

1

≤10m^3*°C

$h\ conv = 1.25\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$

>10m^3*°C

$h\ conv = 1.21\sqrt[3]{\Delta T}$

2

≤10m^3*°C

$h\ conv = 1.32\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$

>10m^3*°C

$h\ conv = 1.74\sqrt[3]{\Delta T}$

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 10,2601 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,6324 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 20,8925 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$

R= 0,36103 [m/W*°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$

q/H= 426,662 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 42,6662 [W/m]

octavo: resistencia termica

$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2*\pi*k}$

espesor impuesto= 0,02 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,04115
b=	rint=	dint/2+esp =	0,02115
c=	Ln(a/b)=	0,66558	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 2,64827 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0822 [m]

decimo : despejo Tse

$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h*De}{2*k}*Ln\frac{De}{Di} + 1}$

Tse= 25,3948 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,00444

decimo segundo: h conv

hconv= 4,14531 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,24907 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,39438 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$

Rf= 0,4122 [m/W*°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2*\pi*K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 154,033 [°C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 50,3153 [W/m]

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 10,2601 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

σ*ε*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,6324 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 20,8925 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrico} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,36103 [m/W°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 426,662 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 42,6662 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2*\pi*k}$$

espesor impuesto= 0,028 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,04315
b=	rint=	dint/2+esp =	0,02115
c=	Ln(a/b)=	0,84324	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 3,35513 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0982 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h*De}{2*k}*Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 23,6251 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,02237

33,1899

decimo segundo: h conv

hconv= 3,63144 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,18563 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 8,81706 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrico} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,36763 [m/W°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2*\pi*K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 154,033 [°C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 41,3665 [W/m]

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 10,2601 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

σ*ε*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,6324 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 20,8925 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrico} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,36103 [m/W°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 426,662 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 42,6662 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2*\pi*k}$$

espesor impuesto= 0,027 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,04815
b=	rint=	dint/2+esp =	0,02115
c=	Ln(a/b)=	0,82268	

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0962 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h*De}{2*k}*Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 33,1899 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,02355

31,9622

decimo tercero: h rad

hrad= 5,44588 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 10,125 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrico} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,3268 [m/W°C]

d= 2*π*k= 0,25133

R1= 3,27334 [m^C/W]

decimo segundo: h conv

hconv= 4,67917 [W/m^2^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 154,039 [^C]

q/H=e/0+Rs+R1+Rf

q/H= 42,775 [W/m]

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 10,2601 [W/m^2^C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,6324 [W/m^2^C]

cuarto: suma de h's

h= 20,8925 [W/m^2^C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrico} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,36103 [m/W*^C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 426,662 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 42,6662 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,027 [m]

a= rext= dint/2+esp+esp imp= 0,04815

b= rint= dint/2+esp = 0,02115

c= Ln(a/b)= 0,82268

d= 2*π*k= 0,25133

R1= 3,27334 [m^C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0362 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 31,9622 [^C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,02846

decimo segundo: h conv

hconv= 4,58161 [W/m^2^C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,41185 [W/m^2^C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,99346 [W/m^2^C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrico} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,3311 [m/W*^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 154,039 [^C]

q/H=e/0+Rs+R1+Rf

q/H= 42,724 [W/m]

COCINA EDIFICACION INTERIOR HORIZONTAL

DATOS

IAMETRO DE TUBERIA	nominal	3/4	pulg
	INTERIOR	0,0209	
	ESPESOR	0,0029	[m]
	EXTERIOR	0,0267	[m]
TEMPERATURA AMBIENTE		18	[°C]
TEMPERATURA DEL FLUIDO		173,588	[°C]
TIPO DE TUBERIA	IORIZONTA	1	si
	VERTICAL	2	no
cte Stefan-Boltzman	σ	5,67E-08	[W/m^2*K^4]
coeficiente de emision	ε	0,9	
conductividad	k	0,04	[W/m°C]
resistencia termica del acero	Ra	0,001	[m°C/W]
PERIDIDA NO MAYOR AL 10%			

ΔT= 155,588 [°C]

PRIMERO: REGIMEN

D^3*ΔT= 0,00296

1

≤10m^3*°C

$h\ conv = 1.25\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$

>10m^3*°C

$h\ conv = 1.21\sqrt[3]{\Delta T}$

2

≤10m^3*°C

$h\ conv = 1.32\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$

>10m^3*°C

$h\ conv = 1.74\sqrt[3]{\Delta T}$

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 10,3213 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,7068 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 21,6281 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$

R= 0,55121 [m/W*°C]

sexto: flujo de calor

$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$

q/H= 282,264 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 28,2264 [W/m]

octavo: resistencia termica

$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$

espesor impuesto= 0,02 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,03335
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	0,91554	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 3,64282 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0667 [m]

decimo : despejo Tse

$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$

Tse1= 25,0961 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,00211

decimo segundo: h conv

hconv= 4,01452 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,22493 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,23945 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$

Rf= 0,51651 [m/W*°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 155,588 [°C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 37,338 [W/m]

SEGUNDO: h convección

hconv= 10,3213 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

s*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,7068 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 21,6281 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,55121 [m/W°C]

sexto: Flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 282,264 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 28,2264 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,035 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,04835
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	1,28635	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 5,12061 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0367 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse1= 21,7304 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,0197

Tse= 29,2285 [°C]

decimo segundo: h conv

hconv= 3,1277 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,13638 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 8,26468 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,33829 [m/W°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 155,588 [°C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 28,1867 [W/m]

32,2

SEGUNDO: h convección

hconv= 10,3213 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

s*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,7068 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 21,6281 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,55121 [m/W°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 282,264 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 28,2264 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,035 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,04835
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	1,28635	

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0367 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse1= 29,2285 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,02643

Tse= 27,3196 [°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,33674 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,44004 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,3487 [m/W°C]

d= 2*π*k= 0,25133

R1= 5,12061 [m^C/W]

decimo segundo: h conv

hconv= 4,1033 [W/m^2^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 155,588 [^C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 28,4423 [W/m]

32,2

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 10,3213 [W/m^2^C]

TERCERO: h radiacion

σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,7068 [W/m^2^C]

cuarto: suma de h's

h= 21,6281 [W/m^2^C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,55121 [m/W*^C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 282,264 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 28,2264 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,035 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,04835
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	1,28635	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 5,12061 [m^C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0367 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 27,3136 [^C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,02525

decimo segundo: h conv

hconv= 3,37811 [W/m^2^C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,3011 [W/m^2^C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 8,27321 [W/m^2^C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,35474 [m/W*^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 155,588 [^C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 28,4103 [W/m]

COCINA EDIFICACION INTERIOR VERTICAL

DATOS

IAMETRO DE TUBERIA	nominal	3/4	pulg
	INTERIOR	0,0209	[m]
	ESPESOR	0,0029	[m]
	EXTERIOR	0,0267	[m]
TEMPERATURA AMBIENTE		18	[°C]
TEMPERATURA DEL FLUIDO		173,588	[°C]
TIPO DE TUBERIA	ORIZONTA	1	no
	VERTICAL	2	si
cte Stefan-Boltzman	σ	5,67E-08	[W/m^2*K^4]
coeficiente de emision	ε	0,3	
conductividad	k	0,04	[W/m°C]
resistencia termica del acero	Ra	0,001	[m°C/W]
PERIDIDA NO MAYOR AL 10%			

ΔT= 155,588 [°C]

PRIMERO: REGIMEN

D^3*ΔT= 0,00296

1

≤10m^3*°C	>10m^3*°C
$h\ conv = 1.25\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$	$h\ conv = 1.21\sqrt[3]{\Delta T}$

2

≤10m^3*°C	>10m^3*°C
$h\ conv = 1.32\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$	$h\ conv = 1.74\sqrt[3]{\Delta T}$

SEGUNDO: h convección

hconv= 11,5323 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkair)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,7068 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 22,2397 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi rh}$

R= 0,53606 [m/W*°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi rh}}$

q/H= 230,246 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 23,0246 [W/m]

octavo: resistencia termica

$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2*\pi*k}$

espesor impuesto= 0,02 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,03335
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	0,31554	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 3,64282 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0667 [m]

decimo : despejo Tse

$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h*De}{2*k}*Ln\frac{De}{Di} + 1}$

Tse= 24,3036 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,00205

decimo segundo: h conv

hconv= 4,2112 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,21933 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,43113 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi rh}$

Rf= 0,50601 [m/W*°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2*\pi*K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 155,588 [°C]

q/H=c/0+Ra+R1+Rf

q/H= 37,4926 [W/m]

SEGUNDO: h convección

hconv= 11,5329 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

5*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,7068 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 22,2397 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,53606 [m/W°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 230,246 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 23,0246 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,034 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,04735
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	1,26605	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 5,03745 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0347 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 21,8155 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,01853

29,3702

decimo segundo: h conv

hconv= 3,32563 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,13764 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 8,46327 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,33716 [m/W°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 155,588 [°C]

q/H=c/0+Ra+R1+Rf

q/H= 28,6238 [W/m]

SEGUNDO: h convección

hconv= 11,5329 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

5*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,7068 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 22,2397 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,53606 [m/W°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 230,246 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 23,0246 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,033 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,04635
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	1,2447	

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0327 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 29,3702 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,0234

28,3459

decimo tercero: h rad

hrad= 5,34061 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,73346 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,35278 [m/W°C]

d= 2*π*k= 0,25133

R1= 4,35252 [m^C/W]

decimo segundo: h conv

hconv= 4,33285 [W/m^2^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * k_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 155,588 [^C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 23,3214 [W/m]

SEGUNDO: h convección

hconv= 11,5329 [W/m^2^C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,7068 [W/m^2^C]

cuarto: suma de h's

h= 22,2397 [W/m^2^C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,53606 [m/W^^C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 230,246 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 23,0246 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,033 [m]

a= rext= dint/2+esp+esp imp= 0,04635

b= rint= dint/2+esp = 0,01335

c= Ln(a/b)= 1,2447

d= 2*π*k= 0,25133

R1= 4,35252 [m^C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0327 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 28,3459 [^C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,02258

decimo segundo: h conv

hconv= 4,29039 [W/m^2^C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,31268 [W/m^2^C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,60307 [W/m^2^C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,35757 [m/W^^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * k_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 155,588 [^C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 23,2343 [W/m]

COCINA EDIFICACION EXTERIOR

DATOS			
AMETRO DE TUBERI	nominal	3/4	pulg
	INTERIOR	0,0209	
	ESPESOR	0,0029	[m]
	EXTERIOR	0,0267	[m]
TEMPERATURA AMBIENTE		16	[°C]
TEMPERATURA DEL FLUIDO		173,588	[°C]
cte Stefan-Boltzman	σ	5,67E-08	[W/m^2*K^4]
coeficiente de emision	ε	0,9	
conductividad	k	0,04	[W/m*C]
resistencia termica del acero	Ra	0,001	[m*C/W]
VELOCIDAD DEL VIENTO		3,09	[m/s]
PERIDIDA NO MAYOR AL 5%			

ΔT= 157,588 [°C]

PRIMERO: REGIMEN

v*D= 0,082503 [m^2/s]

≤0,00855 m^2/s

$$h\ conv = \frac{0.0081}{D} + 3.14\sqrt{\frac{v}{D}}$$

>0,00855 m^2/s

$$h\ conv = 8.9\frac{v^{0.9}}{D^{0.1}}$$

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 35,29405 [W/m^2*C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,63417 [W/m^2*C]

cuarto: suma de h´s

h= 45,92823 [W/m^2*C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi rh}$$

R= 0,259573 [m/W**C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi rh}}$$

q/H= 607,1052 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

5% (q/H)= 30,35526 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2*\pi*k}$$

espesor impuesto= 0,02 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,03335
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	0,915541	
d=	2*π*k=	0,251327	

R1= 3,642823 [m*C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0667 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h*De}{2*k}*Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 19,46828 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

v*D= 0,206103 [m^2/s]

decimo segundo: h conv

hconv= 32,20624 [W/m^2*C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,024133 [W/m^2*C]

decimo cuarto:sumatoria de h´s

h= 37,23038 [W/m^2*C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi rh}$$

Rf= 0,128182 [m/W**C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int}h_{conv-int}} + \sum\frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2*\pi*K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext}h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 157,588 [°C]

q/H= e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 41,77831 [W/m]

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 35,29405 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,63417 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h´s

h= 45,92823 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,259573 [m/W°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 607,1052 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

5% (q/H)= 30,35526 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,03 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,04335
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	1,17779	
d=	2*π*k=	0,251327	

R1= 4,686279 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0867 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse1= 18,19437 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

v*D= 0,267903 [m^2/s]

Tse= 19,32354 [°C]

decimo segundo: h conv

hconv= 31,37262 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 4,991095 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h´s

h= 36,36371 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,100963 [m/W°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 157,588 [°C]

q/H= e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 32,91145 [W/m]

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 35,29405 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 10,63417 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h´s

h= 45,92823 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,259573 [m/W°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 607,1052 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

5% (q/H)= 30,35526 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,035 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,04835
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0967 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse1= 19,32354 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

v*D= 0,298803 [m^2/s]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,020369 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h´s

h= 36,05239 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,091304 [m/W°C]

c=	Ln(a/b)=	1,28695
d=	2*π*k=	0,251327
R1=	5,120611	[m*C/W]

decimo segundo: h conv

hconv=	31,03202	[W/m^2*C]

Tse=	18,76068	[°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e=	Tint-Text=	157,588	[°C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H=	30,2303	[W/m]

MESA CALIENTE EDIFICACION INTERIOR HORIZONTAL

DATOS

IAMETRO DE TUBERIA	nominal	3/4	pulg
	INTERIOR	0,0209	
	ESPESOR	0,0023	[m]
	EXTERIOR	0,0267	[m]
TEMPERATURA AMBIENTE		18	[°C]
TEMPERATURA DEL FLUIDO		146,344	[°C]
TIPO DE TUBERIA	ORIZONTA	1	si
	VERTICAL	2	no
cte Stefan-Boltzman	σ	5,67E-08	[W/m^2*K^4]
coeficiente de emision	ε	0,9	
conductividad	k	0,04	[W/m°C]
resistencia termica del acero	Rs	0,001	[m°C/W]
PERIDIDA NO MAYOR AL 10%			

ΔT= 128,344 [°C]

PRIMERO: REGIMEN

D^3*ΔT= 0,00245

1

≤10m^3*°C

$h\ conv = 1.25\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$

>10m^3*°C

$h\ conv = 1.21\sqrt[3]{\Delta T}$

2

≤10m^3*°C

$h\ conv = 1.32\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$

>10m^3*°C

$h\ conv = 1.74\sqrt[3]{\Delta T}$

SEGUNDO: h conveccin

hconv= 10,4204 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 3,48191 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 13,9023 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi rh}$

R= 0,59901 [m/W*°C]

sexto: flujo de calor

$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi rh}}$

q/H= 215,261 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 21,5261 [W/m]

octavo: resistencia termica

$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2*\pi*k}$

espesor impuesto= 0,02 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,03335
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	0,91554	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 3,64282 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0667 [m]

decimo : despejo Tse

$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h*De}{2*k}*Ln\frac{De}{Di} + 1}$

Tse1= 24,3657 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,00189

decimo segundo: h conv

hconv= 3,90637 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,20538 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,11235 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi rh}$

Rf= 0,52371 [m/W*°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int}h_{conv-int}} + \sum\frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2*\pi*K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext}h_{conv-ext}}}$$

c= Tint-Text= 128,344 [°C]

q/H=c/0+Ra+R1+Rf

q/H= 30,3401 [W/m]

SEGUNDO: h convección

hconv= 10,4204 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 3,48131 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 13,9023 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrico} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,53901 [m/W°C]

sexto: Flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 215,261 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 21,5261 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2*\pi*k}$$

espesor impuesto= 0,041 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,05435
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	1,40333	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 5,58605 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,1087 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h*De}{2*k}*Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse1= 20,8284 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,02675

Tse= 25,3303 [°C]

decimo segundo: h conv

hconv= 2,82313 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,11163 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 7,33482 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrico} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,36305 [m/W°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2*\pi*k_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

c= Tint-Text= 128,344 [°C]

q/H=c/0+Ra+R1+Rf

q/H= 21,6431 [W/m]

SEGUNDO: h convección

hconv= 10,4204 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 3,48131 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 13,9023 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrico} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,53901 [m/W°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 215,261 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 21,5261 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2*\pi*k}$$

espesor impuesto= 0,041 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,05435
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	1,40333	

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,1087 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h*De}{2*k}*Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse1= 25,3303 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,03338

Tse= 25,1656 [°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,24836 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 8,30913 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrico} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,32863 [m/W°C]

d=	2*π*k=	0,25133
R1=	5,58605	[m^C/W]

decimo segundo: h conv

hconv=	3,66017	[W/m^2^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e=	Tint-Text=	128,344	[^C]

q/H=e/0+Ro+R1+Rf

q/H=	21,7368	[W/m]

SEGUNDO: h conveccion

hconv=	10,4204	[W/m^2^C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad=	3,48191	[W/m^2^C]

cuarto: suma de h's

h=	13,9023	[W/m^2^C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R=	0,53901	[m/W^^C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H=	215,261	[W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)=	21,5261	[W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto=		0,041	[m]
a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,05435
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	1,40333	
d=	2*π*k=	0,25133	
R1=	5,58605	[m^C/W]	

noveno: diametro exterior con aislante

D=	0,1087	[m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse=	25,1656	[^C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT=	0,03232

decimo segundo: h conv

hconv=	3,56176	[W/m^2^C]

decimo tercero: h rad

hrad=	5,22679	[W/m^2^C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h=	8,78855	[W/m^2^C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf=	0,3332	[m/W^^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e=	Tint-Text=	128,344	[^C]

q/H=e/0+Ro+R1+Rf

q/H=	21,7802	[W/m]

MESA CALIENTE EDIFICACION INTERIOR VERTICAL

DATOS

IAMETRO DE TUBERIA	nominal	3/4	pulg
	INTERIOR	0,0209	[m]
	ESPESOR	0,0029	[m]
	EXTERIOR	0,0267	[m]
TEMPERATURA AMBIENTE		18	[°C]
TEMPERATURA DEL FLUIDO		146,944	[°C]
TIPO DE TUBERIA	IORIZONTA	1	no
	VERTICAL	2	si
cte Stefan-Boltzman	σ	5,67E-08	[W/m^2*K^4]
coeficiente de emision	ε	0,9	
conductividad	k	0,04	[W/m°C]
resistencia termica del acero	Ra	0,001	[m°C/W]
PERIDIDA NO MAYOR AL 10%			

ΔT= 128,944 [°C]

PRIMERO: REGIMEN

D^3*ΔT= 0,00245

1

≤10m^3*°C | >10m^3*°C

$h\ conv = 1.25\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$ | $h\ conv = 1.21\sqrt[3]{\Delta T}$

2

≤10m^3*°C | >10m^3*°C

$h\ conv = 1.32\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$ | $h\ conv = 1.74\sqrt[3]{\Delta T}$

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 11,0039 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 9,48191 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 20,4858 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$

R= 0,58195 [m/W*°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$

q/H= 221,572 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 22,1572 [W/m]

octavo: resistencia termica

$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$

espesor impuesto= 0,02 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,03335
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	0,31554	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 3,64282 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0667 [m]

decimo : despejo Tse

$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$

Tse= 24,1931 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,00184

decimo segundo: h conv

hconv= 4,0375 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,20077 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,23827 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$

Rf= 0,51324 [m/W*°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 128,344 [°C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 31,018 [W/m]

SEGUNDO: h convección

hconv= 11,0039 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 9,48191 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 20,4858 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilíndrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,58195 [m/W*°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 221,572 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 22,1572 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilíndrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,04 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,05335
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	1,38536	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 5,51216 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,1067 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 20,8312 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,02531

26,0688

decimo segundo: h conv

hconv= 2,33583 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,1117 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 8,10753 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilíndrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,36735 [m/W*°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 128,344 [°C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 21,9251 [W/m]

SEGUNDO: h convección

hconv= 11,0039 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 9,48191 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 20,4858 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilíndrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,58195 [m/W*°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 221,572 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 22,1572 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilíndrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,04 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,05335
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	1,38536	

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,1067 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 26,0688 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,03167

25,2056

decimo tercero: h rad

hrad= 5,25106 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,14362 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilíndrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,32626 [m/W*°C]

d=	2*π*k=	0,25133
R1=	5,51216	[m^C/W]

decimo segundo: h conv

hconv=	3,83256	[W/m^2^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

c=	Tint-Text=	128,344	[^C]

q/H=c/0+Rs+R1+Rf

q/H=	22,0816	[W/m]

SEGUNDO: h conveccion

hconv=	11,0039	[W/m^2^C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad=	3,48191	[W/m^2^C]

cuarto: suma de h's

h=	20,4858	[W/m^2^C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilíndrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R=	0,58195	[m/W^^C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H=	221,572	[W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)=	22,1572	[W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilíndrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto=		0,04	[m]
a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,05335
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	1,38536	
d=	2*π*k=	0,25133	
R1=	5,51216	[m^C/W]	

noveno: diametro exterior con aislante

D=	0,1067	[m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse=	25,2056	[^C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT=	0,03062

decimo segundo: h conv

hconv=	3,784	[W/m^2^C]

decimo tercero: h rad

hrad=	5,22787	[W/m^2^C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h=	9,01186	[W/m^2^C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilíndrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf=	0,33103	[m/W^^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

c=	Tint-Text=	128,344	[^C]

q/H=c/0+Rs+R1+Rf

q/H=	22,0636	[W/m]

MARMITAS EDIFICACION INTERIOR HORIZONTAL

DATOS

IAMETRO DE TUBERIA	nominal	3/4	pulg
	INTERIOR	0,0203	
	ESPESOR	0,0023	[m]
	EXTERIOR	0,0267	[m]
TEMPERATURA AMBIENTE		18	[°C]
TEMPERATURA DEL FLUIDO		146,944	[°C]
TIPO DE TUBERIA	IORIZONTA	1	si
	VERTICAL	2	no
cte Stefan-Boltzman	σ	5,67E-08	[W/m^2*K^4]
coeficiente de emision	ε	0,9	
conductividad	k	0,04	[W/m°C]
resistencia termica del acero	Ra	0,001	[m°C/W]
PERIDIDA NO MAYOR AL 10%			

ΔT= 128,944 [°C]

PRIMERO: REGIMEN

D^3*ΔT= 0,00245

1

≤10m^3*°C | >10m^3*°C

$h\ conv = 1.25 * \sqrt{\frac{\Delta T}{D}}$ | $h\ conv = 1.21\sqrt[3]{\Delta T}$

2

≤10m^3*°C | >10m^3*°C

$h\ conv = 1.32 * \sqrt{\frac{\Delta T}{D}}$ | $h\ conv = 1.74\sqrt[3]{\Delta T}$

SEGUNDO: h convección

hconv= 10,4204 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 3,48191 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 13,9023 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi rh}$

R= 0,53901 [m/W*°C]

sexto: flujo de calor

$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi rh}}$

q/H= 215,261 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 21,5261 [W/m]

octavo: resistencia termica

$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln(\frac{r_{ext}}{r_{int}})}{2 * \pi * k}$

espesor impuesto= 0,02 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,03335
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	0,91554	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 3,64282 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0667 [m]

decimo : despejo Tse

$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$

Tse1= 24,3657 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,00189

decimo segundo: h conv

hconv= 3,90697 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,20538 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,11235 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi rh}$

Rf= 0,52371 [m/W*°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 128,344 [°C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 30,3401 [W/m]

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 10,4204 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

s*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 9,48191 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 19,9023 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrico} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,53901 [m/W*°C]

sexto: Flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 215,261 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 21,5261 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,041 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,05435
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	1,40393	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 5,58605 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,1087 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse1= 20,8284 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,02675

Tse= 25,3303 [°C]

decimo segundo: h conv

hconv= 2,82313 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,11163 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 7,93482 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrico} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,36305 [m/W*°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 128,344 [°C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 21,6431 [W/m]

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 10,4204 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

s*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 9,48191 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 19,9023 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrico} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,53901 [m/W*°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 215,261 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 21,5261 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,041 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,05435
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	1,40393	

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,1087 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse1= 25,3303 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,03338

Tse= 25,1656 [°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,24896 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 8,90313 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrico} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,32863 [m/W*°C]

d= 2*π*k= 0,25133

R1= 5,58605 [m^C/W]

decimo segundo: h conv

hconv= 3,66017 [W/m^2^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 128,344 [^C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 21,7968 [W/m]

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 10,4204 [W/m^2^C]

TERCERO: h radiacion

σ*(Tksup+Tkairc)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 3,48131 [W/m^2^C]

cuarto: suma de h's

h= 13,9023 [W/m^2^C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrico} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,53901 [m/W^C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 215,261 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 21,5261 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,041 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,05435
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	1,40333	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 5,58605 [m^C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,1087 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 25,1656 [^C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,03232

decimo segundo: h conv

hconv= 3,56176 [W/m^2^C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,22679 [W/m^2^C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 8,78855 [W/m^2^C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrico} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,3332 [m/W^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 128,344 [^C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 21,7802 [W/m]

MARMITAS EDIFICACION INTERIOR VERTICAL

DATOS

IAMETRO DE TUBERIA	nominal	3/4	pulg
	INTERIOR	0,0209	[m]
	ESPESOR	0,0029	[m]
	EXTERIOR	0,0267	[m]
TEMPERATURA AMBIENTE		18	[°C]
TEMPERATURA DEL FLUIDO		146,944	[°C]
TIPO DE TUBERIA	ORIZONTA	1	no
	VERTICAL	2	si
cte Stefan-Boltzman	σ	5,67E-08	[W/m^2*K^4]
coeficiente de emision	ε	0,9	
conductividad	k	0,04	[W/m°C]
resistencia termica del acero	Ra	0,001	[m°C/W]
PERIDIDA NO MAYOR AL 10%			

ΔT= 128,944 [°C]

PRIMERO: REGIMEN

D^3*ΔT= 0,00245

1

≤10m^3*°C	>10m^3*°C
$h\ conv = 1.25\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$	$h\ conv = 1.21\sqrt[3]{\Delta T}$

2

≤10m^3*°C	>10m^3*°C
$h\ conv = 1.32\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$	$h\ conv = 1.74\sqrt[3]{\Delta T}$

SEGUNDO: h convección

hconv= 11,0039 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 9,48191 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 20,4858 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi rh}$

R= 0,58195 [m/W*°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi rh}}$

q/H= 221,572 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 22,1572 [W/m]

octavo: resistencia termica

$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2*\pi*k}$

espesor impuesto= 0,02 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,03335
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	0,91554	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 3,64282 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0667 [m]

decimo : despejo Tse

$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h*De}{2*k}*Ln\frac{De}{Di} + 1}$

Tse= 24,1931 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,00184

decimo segundo: h conv

hconv= 4,0975 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,20077 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,29827 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi rh}$

Rf= 0,51324 [m/W*°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int}h_{conv-int}} + \sum\frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2*\pi*K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext}h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 128,944 [°C]

q/H=e/0+Ro+R1+Rf

q/H= 31,018 [W/m]

SEGUNDO: h convección

hconv= 11,0033 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 3,48131 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 20,4858 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,58135 [m/W°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 221,572 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 22,1572 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,04 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,05335
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	1,38536	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 5,51216 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,1067 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 20,8312 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,02531

26,0688

decimo segundo: h conv

hconv= 2,39583 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,1117 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 8,10759 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,36735 [m/W°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 128,944 [°C]

q/H=e/0+Ro+R1+Rf

q/H= 21,3251 [W/m]

SEGUNDO: h convección

hconv= 11,0033 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 3,48131 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 20,4858 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,58135 [m/W°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 221,572 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 22,1572 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,04 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,05335
b=	rint=	dint/2+esp =	0,01335
c=	Ln(a/b)=	1,38536	

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,1067 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 26,0688 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,03167

25,2056

decimo tercero: h rad

hrad= 5,25106 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,14362 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,32626 [m/W°C]

d= 2*π*k= 0,25133

R1= 5,51216 [m^C/W]

decimo segundo: h conv

hconv= 3,83256 [W/m^2^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 128,344 [^C]

q/H=e/0+Ro+R1+Rf

q/H= 22,0816 [W/m]

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 11,0039 [W/m^2^C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 3,48191 [W/m^2^C]

cuarto: suma de h's

h= 20,4858 [W/m^2^C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrico} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,58135 [m/W^^C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 221,572 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 22,1572 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,04 [m]

a= rext= dint/2+esp+esp imp= 0,05335

b= rint= dint/2+esp = 0,01335

c= Ln(a/b)= 1,38536

d= 2*π*k= 0,25133

R1= 5,51216 [m^C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,1067 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 25,2056 [^C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,03062

decimo segundo: h conv

hconv= 3,784 [W/m^2^C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,22787 [W/m^2^C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,01186 [W/m^2^C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrico} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,33103 [m/W^^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 128,344 [^C]

q/H=e/0+Ro+R1+Rf

q/H= 22,0636 [W/m]

PLANCHA CALIENTE EDIFICACION INTERIOR HORIZONTAL

DATOS

IAMETRO DE TUBERIA	nominal	1/2	pulg
	INTERIOR	0,0158	
	ESPESOR	0,0028	[m]
	EXTERIOR	0,0213	[m]
TEMPERATURA AMBIENTE		18	[°C]
TEMPERATURA DEL FLUIDO		146,944	[°C]
TIPO DE TUBERIA	ORIZONTA	1	si
	VERTICAL	2	no
cte Stefan-Boltzman	σ	5,67E-08	[W/m^2*K^4]
coeficiente de emision	ε	0,9	
conductividad	k	0,04	[W/m°C]
resistencia termica del acero	Rs	0,001	[m°C/W]
PERIDIDA NO MAYOR AL 10%			

ΔT= 128,944 [°C]

PRIMERO: REGIMEN

D^3*ΔT= 0,00125

1

≤10m^3*°C

$h\ conv = 1.25\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$

>10m^3*°C

$h\ conv = 1.21\sqrt[3]{\Delta T}$

2

≤10m^3*°C

$h\ conv = 1.32\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$

>10m^3*°C

$h\ conv = 1.74\sqrt[3]{\Delta T}$

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 11,0259 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 3,48191 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 20,5078 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi rh}$

R= 0,7287 [m/W*°C]

sexto: flujo de calor

$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi rh}}$

q/H= 243,291 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 24,3291 [W/m]

octavo: resistencia termica

$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2*\pi*k}$

espesor impuesto= 0,02 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,0307
b=	rint=	dint/2+esp =	0,0107
c=	Ln(a/b)=	1,05402	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 4,19381 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0613 [m]

decimo : despejo Tse

$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h*De}{2*k}*Ln\frac{De}{Di} + 1}$

Tse1= 23,781 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,00133

decimo segundo: h conv

hconv= 3,83534 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,18978 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,08512 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi rh}$

Rf= 0,57156 [m/W*°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \Sigma\frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2*\pi*K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 128,344 [°C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 27,0523 [W/m]

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 11,0259 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 9,48191 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 20,5078 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,7287 [m/W°C]

sexto: Flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 243,291 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 24,3291 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,025 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,0357
b=	rint=	dint/2+esp =	0,0107
c=	Ln(a/b)=	1,20431	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 4,79417 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0713 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse1= 22,5176 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,00816

Tse= 30,4587 [°C]

decimo segundo: h conv

hconv= 3,52668 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,15621 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 8,68283 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,51416 [m/W°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 128,344 [°C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 24,2863 [W/m]

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 11,0259 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 9,48191 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 20,5078 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,7287 [m/W°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 243,291 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 24,3291 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,026 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,0367
b=	rint=	dint/2+esp =	0,0107
c=	Ln(a/b)=	1,23253	

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0733 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse1= 30,4587 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,012

Tse= 28,5762 [°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,37042 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 8,88381 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,43936 [m/W°C]

d=	2*π*k=	0,25133
R1=	4,30403	[m^C/W]

decimo segundo: h conv

hconv=	4,51338	[W/m^2^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e=	Tint-Text=	128,344	[^C]

q/H=e/0+Ro+R1+Rf

q/H=	24,1267	[W/m]

SEGUNDO: h conveccion

hconv=	11,0253	[W/m^2^C]

TERCERO: h radiacion

s*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad=	3,48131	[W/m^2^C]

cuarto: suma de h's

h=	20,5078	[W/m^2^C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R=	0,7287	[m/W*^C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H=	243,231	[W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)=	24,3231	[W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,026 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,0367
b=	rint=	dint/2+esp =	0,0107
c=	Ln(a/b)=	1,23253	
d=	2*π*k=	0,25133	
R1=	4,30403	[m^C/W]	

noveno: diametro exterior con aislante

D=	0,0733	[m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse=	28,5762	[^C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT=	0,01125	

decimo segundo: h conv

hconv=	4,33228	[W/m^2^C]

decimo tercero: h rad

hrad=	5,31895	[W/m^2^C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h=	9,65122	[W/m^2^C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf=	0,44935	[m/W*^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e=	Tint-Text=	128,344	[^C]

q/H=e/0+Ro+R1+Rf

q/H=	24,079	[W/m]

PLANCHA CALIENTE EDIFICACION INTERIOR VERTICAL

DATOS

IAMETRO DE TUBERIA	nominal	1/2	pulg
	INTERIOR	0,0158	[m]
	ESPESOR	0,0028	[m]
	EXTERIOR	0,0213	[m]
TEMPERATURA AMBIENTE		18	[°C]
TEMPERATURA DEL FLUIDO		146,344	[°C]
TIPO DE TUBERIA	IORIZONTA	1	no
	VERTICAL	2	si
cte Stefan-Boltzman	σ	5,67E-08	[W/m^2*K^4]
coeficiente de emision	ε	0,9	
conductividad	k	0,04	[W/m°C]
resistencia termica del acero	Rs	0,001	[m°C/W]
PERIDIDA NO MAYOR AL 10%			

ΔT= 128,344 [°C]

PRIMERO: REGIMEN

D^3*ΔT= 0,00125

1

≤10m^3*°C

$h\ conv = 1.25\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$

>10m^3*°C

$h\ conv = 1.21\sqrt[3]{\Delta T}$

2

≤10m^3*°C

$h\ conv = 1.32\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$

>10m^3*°C

$h\ conv = 1.74\sqrt[3]{\Delta T}$

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 11,6434 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 3,48191 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 21,1253 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi rh}$

R= 0,7074 [m/W*°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi rh}}$

q/H= 243,231 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 24,3231 [W/m]

octavo: resistencia termica

$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2*\pi*k}$

espesor impuesto= 0,02 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,0307
b=	rint=	dint/2+esp =	0,0107
c=	Ln(a/b)=	1,05402	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 4,19381 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0613 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h*De}{2*k}*Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 23,6194 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,00123

decimo segundo: h conv

hconv= 4,08443 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,18548 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,26991 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi rh}$

Rf= 0,56016 [m/W*°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int}h_{conv-int}} + \sum\frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2*\pi*K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext}h_{conv-ext}}}$$

| | | |

d=	2*π*k=	0,25133
R1=	4,73417	[m^C/W]

decimo segundo: h conv

hconv=	4,77852	[W/m^2^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

c=	Tint-Text=	128,344	[^C]

q/H=c/0+Ra+R1+Rf

q/H= 24,6237 [W/m]

SEGUNDO: h conveccion

hconv=	11,6434	[W/m^2^C]

TERCERO: h radiacion

s*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad=	3,48191	[W/m^2^C]

cuarto: suma de h's

h=	21,1253	[W/m^2^C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R=	0,7074	[m/W*^C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H=	243,231	[W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)=	24,3231	[W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto=	0,025	[m]	
a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,0357
b=	rint=	dint/2+esp =	0,0107
c=	Ln(a/b)=	1,20431	
d=	2*π*k=	0,25133	
R1=	4,73417	[m^C/W]	

decimo segundo: h conv

hconv=	4,63248	[W/m^2^C]

noveno: diametro exterior con aislante

D=	0,0713	[m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse=	28,8156	[^C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT=	0,01044	

decimo tercero: h rad

hrad=	5,32547	[W/m^2^C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h=	9,95796	[W/m^2^C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf=	0,44832	[m/W*^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

c=	Tint-Text=	128,344	[^C]

q/H=c/0+Ra+R1+Rf

q/H= 24,5912 [W/m]

LAVADORA DE LOZA EDIFICACION INTERIOR HORIZONTAL

DATOS

IAMETRO DE TUBERIA	nominal	1/2	pulg
	INTERIOR	0,0158	
	ESPESOR	0,0028	[m]
	EXTERIOR	0,0213	[m]
TEMPERATURA AMBIENTE		18	[°C]
TEMPERATURA DEL FLUIDO		146,344	[°C]
TIPO DE TUBERIA	ORIZONTA	1	si
	VERTICAL	2	no
cte Stefan-Boltzman	σ	5,67E-08	[W/m^2*K^4]
coeficiente de emision	ε	0,9	
conductividad	k	0,04	[W/m°C]
resistencia termica del acero	Rs	0,001	[m°C/W]
PERIDIDA NO MAYOR AL 10%			

ΔT= 128,344 [°C]

PRIMERO: REGIMEN

D^3*ΔT= 0,00125

1

≤10m^3*°C	>10m^3*°C
$h\ conv = 1.25\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$	$h\ conv = 1.21\sqrt[3]{\Delta T}$

2

≤10m^3*°C	>10m^3*°C
$h\ conv = 1.32\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$	$h\ conv = 1.74\sqrt[3]{\Delta T}$

SEGUNDO: h convección

hconv= 11,0253 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 3,48191 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 20,5078 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$

R= 0,7287 [m/W*°C]

sexto: flujo de calor

$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$

q/H= 243,291 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 24,3291 [W/m]

octavo: resistencia termica

$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$

espesor impuesto= 0,02 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,0307
b=	rint=	dint/2+esp =	0,0107
c=	Ln(a/b)=	1,05402	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 4,19381 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0613 [m]

decimo : despejo Tse

$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$

Tse1= 23,781 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,00133

decimo segundo: h conv

hconv= 3,88534 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,18378 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,08512 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$

Rf= 0,57156 [m/W*°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

c= Tint-Text= 128,344 [°C]

q/H=c/0+Ra+R1+Rf

q/H= 27,0523 [W/m]

SEGUNDO: h convección

hconv= 11,0259 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 3,48131 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 20,5078 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,7287 [m/W°C]

sexto: Flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 243,231 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 24,3231 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,025 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,0357
b=	rint=	dint/2+esp =	0,0107
c=	Ln(a/b)=	1,20431	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 4,79417 [m^C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0713 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse1= 22,5176 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,00816

Tse= 30,4587 [°C]

decimo segundo: h conv

hconv= 3,52668 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,15621 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 8,68283 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,51416 [m/W°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

c= Tint-Text= 128,344 [°C]

q/H=c/0+Ra+R1+Rf

q/H= 24,2863 [W/m]

SEGUNDO: h convección

hconv= 11,0259 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 3,48131 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 20,5078 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,7287 [m/W°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 243,231 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 24,3231 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,026 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,0367
b=	rint=	dint/2+esp =	0,0107
c=	Ln(a/b)=	1,23253	

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0733 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse1= 30,4587 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,012

Tse= 28,5762 [°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,37042 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,88381 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,43936 [m/W°C]

d= 2*π*k= 0,25133

R1= 4,30403 [m^C/W]

decimo segundo: h conv

hconv= 4,51338 [W/m^2^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 128,344 [^C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 24,1267 [W/m]

SEGUNDO: h convección

hconv= 11,0259 [W/m^2^C]

TERCERO: h radiacion

σ*ε*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 3,46191 [W/m^2^C]

cuarto: suma de h's

h= 20,5078 [W/m^2^C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrico} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,7287 [m/W^^C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 243,231 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 24,3231 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,025 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,0357
b=	rint=	dint/2+esp =	0,0107
c=	Ln(a/b)=	1,20491	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 4,79417 [m^C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0713 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 28,5762 [^C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,01036

decimo segundo: h conv

hconv= 4,36234 [W/m^2^C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,31895 [W/m^2^C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 3,68123 [W/m^2^C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrico} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,46113 [m/W^^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 128,344 [^C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 24,5313 [W/m]

LAVADORA DE LOZA EDIFICACION INTERIOR VERTICAL

DATOS

IAMETRO DE TUBERIA	nominal	1/2	pulg
	INTERIOR	0,0158	[m]
	ESPESOR	0,0028	[m]
	EXTERIOR	0,0213	[m]
TEMPERATURA AMBIENTE		18	[°C]
TEMPERATURA DEL FLUIDO		146,944	[°C]
TIPO DE TUBERIA	IORIZONTA	1	no
	VERTICAL	2	si
cte Stefan-Boltzman	σ	5,67E-08	[W/m^2*K^4]
coeficiente de emision	ε	0,9	
conductividad	k	0,04	[W/m°C]
resistencia termica del acero	Rs	0,001	[m°C/W]
PERIDIDA NO MAYOR AL 10%			

ΔT= 128,944 [°C]

PRIMERO: REGIMEN

D^3*ΔT= 0,00125

1

≤10m^3*°C | >10m^3*°C

$h\ conv = 1.25\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$ | $h\ conv = 1.21\sqrt[3]{\Delta T}$

2

≤10m^3*°C | >10m^3*°C

$h\ conv = 1.32\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D}}$ | $h\ conv = 1.74\sqrt[3]{\Delta T}$

SEGUNDO: h convección

hconv= 11,6434 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 3,48181 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 21,1253 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$

R= 0,7074 [m/W*°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$

q/H= 243,231 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 24,3231 [W/m]

octavo: resistencia termica

$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln(\frac{r_{ext}}{r_{int}})}{2*\pi*k}$

espesor impuesto= 0,02 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,0307
b=	rint=	dint/2+esp =	0,0107
c=	Ln(a/b)=	1,05402	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 4,19381 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0613 [m]

decimo : despejo Tse

$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h*De}{2*k}*Ln\frac{De}{Di} + 1}$

Tse= 23,6194 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,00123

decimo segundo: h conv

hconv= 4,08443 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,18548 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,26991 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$

Rf= 0,56016 [m/W*°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \Sigma\frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2*\pi*K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 128,344 [°C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 27,1177 [W/m]

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 11,6434 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

s*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 3,48191 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 21,1253 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,7074 [m/W°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 243,291 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 24,3291 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,025 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,0357
b=	rint=	dint/2+esp =	0,0107
c=	Ln(a/b)=	1,20431	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 4,79417 [m°C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0713 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 22,3901 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,00812

30,2452

decimo segundo: h conv

hconv= 3,6376 [W/m^2°C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,15283 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 8,85044 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,50442 [m/W°C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 128,344 [°C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 24,3309 [W/m]

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 11,6434 [W/m^2°C]

TERCERO: h radiacion

s*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 3,48191 [W/m^2°C]

cuarto: suma de h's

h= 21,1253 [W/m^2°C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,7074 [m/W°C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 243,291 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 24,3291 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,025 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,0357
b=	rint=	dint/2+esp =	0,0107
c=	Ln(a/b)=	1,20431	

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0713 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 30,2452 [°C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,01096

28,8156

decimo tercero: h rad

hrad= 5,36456 [W/m^2°C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 10,1431 [W/m^2°C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,44014 [m/W°C]

d= 2*π*k= 0,25133

R1= 4,79417 [m^C/W]

decimo segundo: h conv

hconv= 4,77852 [W/m^2^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 128,344 [^C]

q/H=e/0+Ra+R1+Rf

q/H= 24,6297 [W/m]

SEGUNDO: h conveccion

hconv= 11,6434 [W/m^2^C]

TERCERO: h radiacion

ε*σ*(Tksup+Tkaire)(Tksup^2+Tkair^2)

hrad= 9,48131 [W/m^2^C]

cuarto: suma de h's

h= 21,1253 [W/m^2^C]

quinto: resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

R= 0,7074 [m/W^^C]

sexto: resistencia termica convectiva

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi r h}}$$

q/H= 243,291 [W/m]

septimo: perdida tuberia desnuda

10% (q/H)= 24,3291 [W/m]

octavo: resistencia termica

$$R_{capa-cilindrica} = \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k}$$

espesor impuesto= 0,025 [m]

a=	rext=	dint/2+esp+esp imp=	0,0357
b=	rint=	dint/2+esp =	0,0107
c=	Ln(a/b)=	1,20431	
d=	2*π*k=	0,25133	

R1= 4,79417 [m^C/W]

noveno: diametro exterior con aislante

D= 0,0713 [m]

decimo : despejo Tse

$$Tse = Ta + \frac{Ti - Ta}{\frac{h * De}{2 * k} * Ln\frac{De}{Di} + 1}$$

Tse= 28,8156 [^C]

decimo primero: verifico el regimen

D^3*ΔT= 0,01044

decimo segundo: h conv

hconv= 4,63248 [W/m^2^C]

decimo tercero: h rad

hrad= 5,32547 [W/m^2^C]

decimo cuarto:sumatoria de h's

h= 9,95796 [W/m^2^C]

decimo quinto:resistencia termica convectiva

$$R_{conv-cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h}$$

Rf= 0,44832 [m/W^^C]

decimo sexto: calculo el flujo de calor

$$\frac{q}{H} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv-int}} + \sum \frac{Ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 * \pi * K_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv-ext}}}$$

e= Tint-Text= 128,344 [^C]

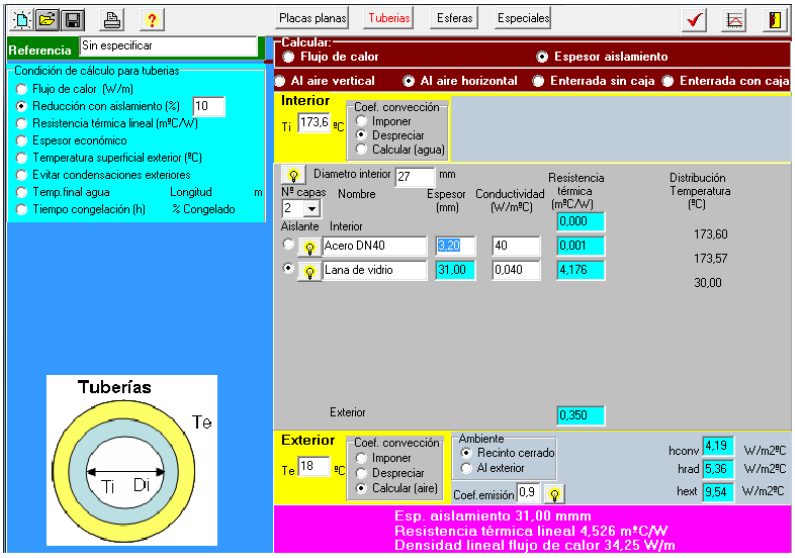
q/H=e/0+Ra+R1+Rf

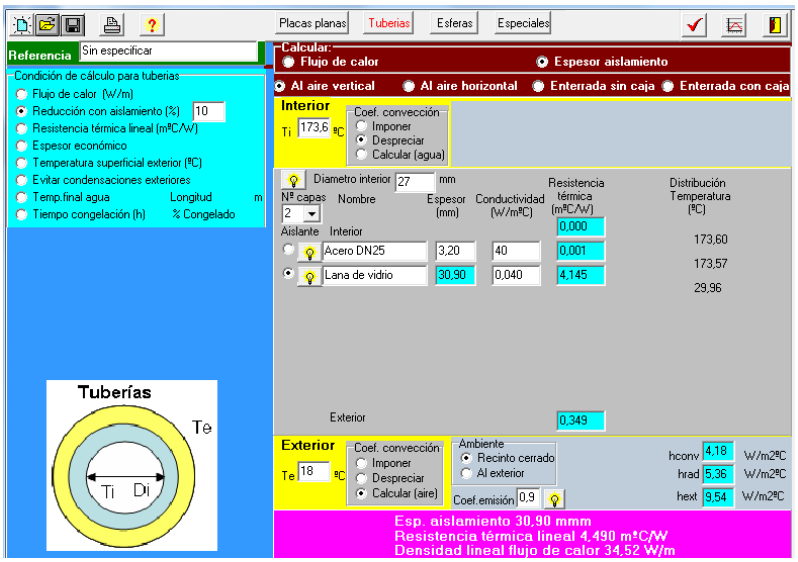
q/H= 24,5312 [W/m]

ANEXO #8

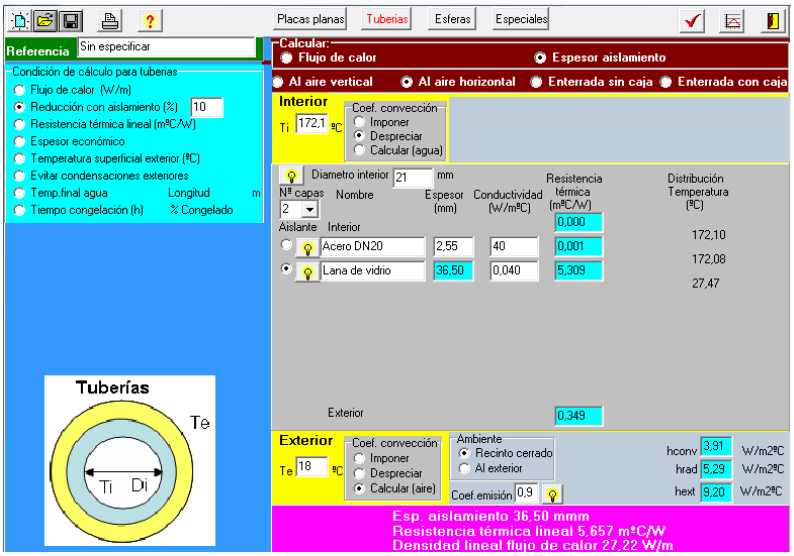
SIMULACION DEL ESPESOR DE AISLANTE CON EL SOFTWARE AISLAM

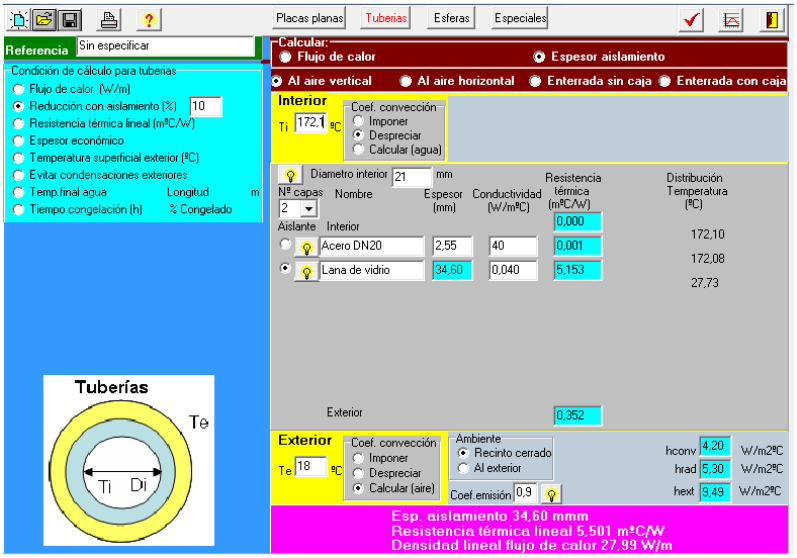
LAVANDERIA


Placas planas
Tuberias
Esferas
Especiales
Referencia
Sin especificar
Condición de cálculo para tuberias
Flujo de calor (W/m)
Reducción con aislamiento (%) 10
Resistencia térmica lineal (m*C/W)
Espesor económico
Temperatura superficial exterior (ºC)
Evitar condensaciones exteriores
Temp.final agua Longitud m
Tiempo congelación (h) % Congelado
Calcular:
Flujo de calor
Espesor aislamiento
Al aire vertical
Al aire horizontal
Enterrada sin caja
Enterrada con caja
Interior
Ti 173,6 ºC
Coef. convección
Imponer
Despreciar
Calcular (agua)
Diametro interior 27 mm
Nº capas
Nombre
Espesor (mm)
Conductividad (W/mºC)
Resistencia térmica (m²C/W)
Distribución Temperatura (ºC)
2
Aislante Interior
0,000
173,60
Acero DN40 3,20 40 0,001
173,57
Lana de vidrio 31,00 0,040 4,176
30,00
Exterior 0,350
Tuberías
Te
Ti Di
Exterior
Te 18 ºC
Coef. convección
Imponer
Despreciar
Calcular (aire)
Ambiente
Recinto cerrado
Al exterior
Coef.emisión 0,9
hconv 4,19 W/m2ºC
hrad 5,36 W/m2ºC
hext 9,54 W/m2ºC
Esp. aislamiento 31,00 mmm
Resistencia térmica lineal 4,526 m*C/W
Densidad lineal flujo de calor 34,25 W/m

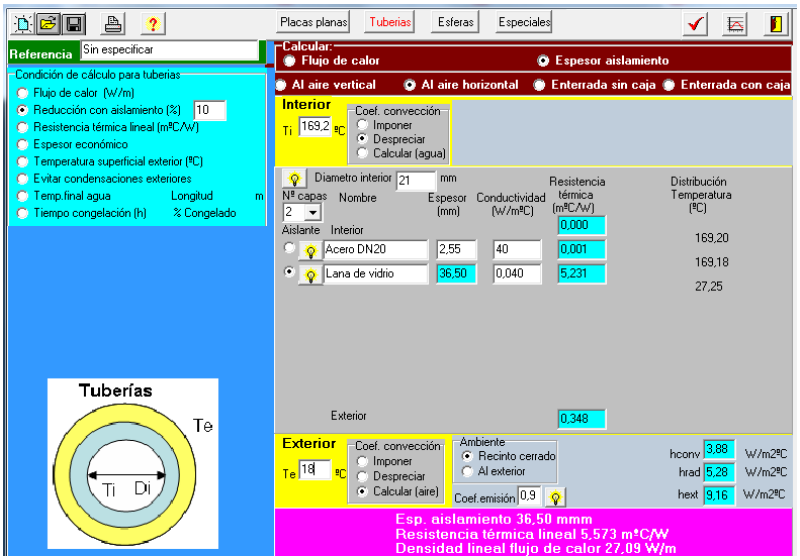

Placas planas
Tuberias
Esferas
Especiales
Referencia
Sin especificar
Condición de cálculo para tuberias
Flujo de calor (W/m)
Reducción con aislamiento (%) 10
Resistencia térmica lineal (m*C/W)
Espesor económico
Temperatura superficial exterior (ºC)
Evitar condensaciones exteriores
Temp.final agua Longitud m
Tiempo congelación (h) % Congelado
Calcular:
Flujo de calor
Espesor aislamiento
Al aire vertical
Al aire horizontal
Enterrada sin caja
Enterrada con caja
Interior
Ti 173,6 ºC
Coef. convección
Imponer
Despreciar
Calcular (agua)
Diametro interior 27 mm
Nº capas
Nombre
Espesor (mm)
Conductividad (W/mºC)
Resistencia térmica (m²C/W)
Distribución Temperatura (ºC)
2
Aislante Interior
0,000
173,60
Acero DN25 3,20 40 0,001
173,57
Lana de vidrio 30,90 0,040 4,145
29,96
Exterior 0,349
Tuberías
Te
Ti Di
Exterior
Te 18 ºC
Coef. convección
Imponer
Despreciar
Calcular (aire)
Ambiente
Recinto cerrado
Al exterior
Coef.emisión 0,9
hconv 4,18 W/m2ºC
hrad 5,36 W/m2ºC
hext 9,54 W/m2ºC
Esp. aislamiento 30,90 mmm
Resistencia térmica lineal 4,490 m*C/W
Densidad lineal flujo de calor 34,52 W/m

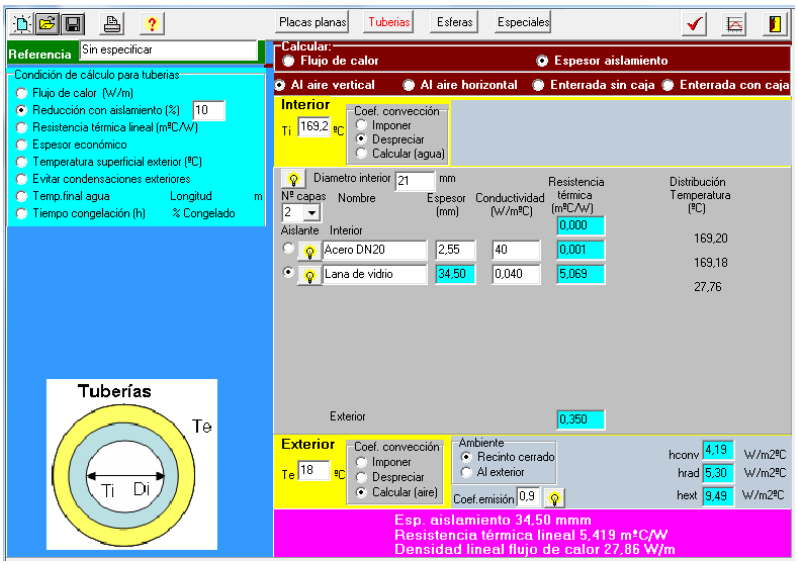
LAVADORA DE ROPA



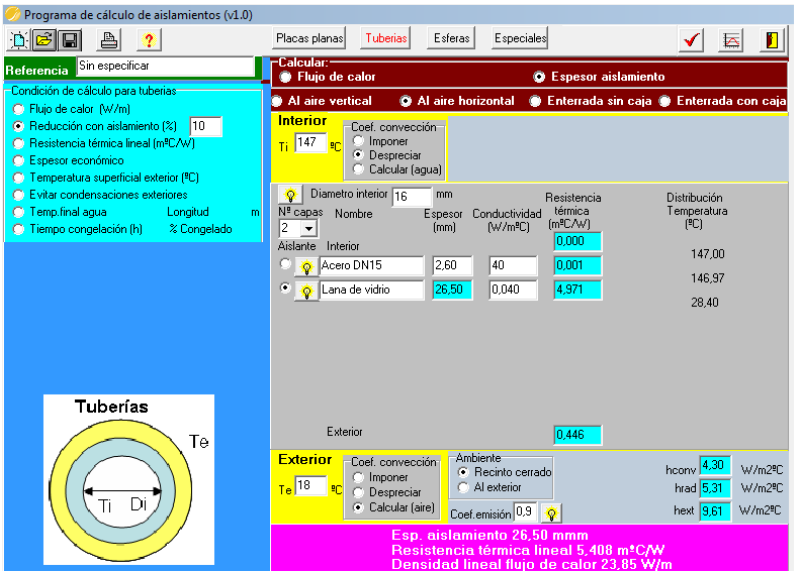


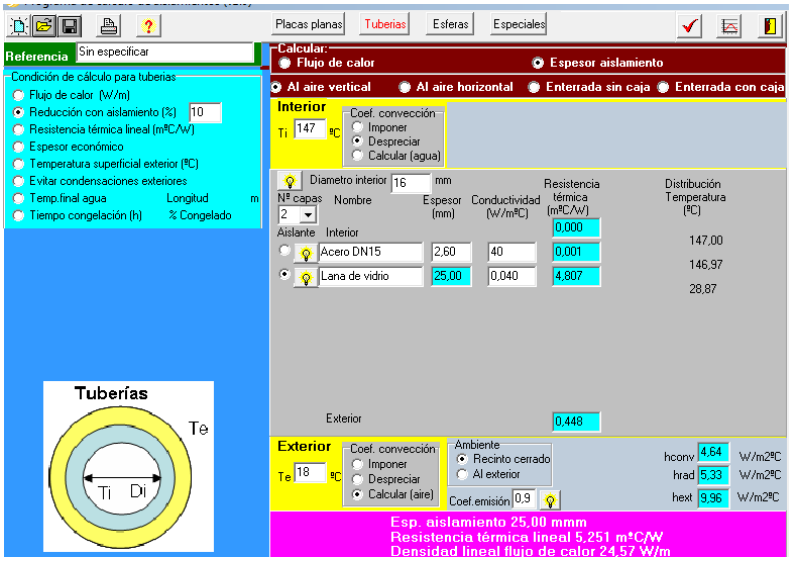
SECADORA


Placas planas
Tuberias
Esferas
Especiales
Referencia
Sin especificar
Condición de cálculo para tuberias
Flujo de calor (W/m)
Reducción con aislamiento (%) 10
Resistencia térmica lineal (mºC/W)
Espesor económico
Temperatura superficial exterior (ºC)
Evitar condensaciones exteriores
Temp.final agua Longitud m
Tiempo congelación (h) % Congelado
Calcular:
Flujo de calor
Espesor aislamiento
Al aire vertical
Al aire horizontal
Enterrada sin caja
Enterrada con caja
Interior
Ti 169,2 ºC
Coef. convección
Imponer
Despreciar
Calcular (agua)
Diametro interior 21 mm
Nº capas 2
Nombre
Espesor (mm)
Conductividad (W/mºC)
Resistencia térmica (mºC/W)
Distribución Temperatura (ºC)
Aislante Interior
0,000
169,20
Acero DN20 2,55 40 0,001
169,18
Lana de vidrio 36,50 0,040 5,231
27,25
Exterior 0,348
Tuberías
Te
Ti
Di
Exterior
Te 18 ºC
Coef. convección
Imponer
Despreciar
Calcular (aire)
Ambiente
Recinto cerrado
Al exterior
Coef.emisión 0,9
hconv 3,88 W/m2ºC
hrad 5,28 W/m2ºC
hext 9,16 W/m2ºC
Esp. aislamiento 36,50 mmm
Resistencia térmica lineal 5,573 mºC/W
Densidad lineal flujo de calor 27,09 W/m

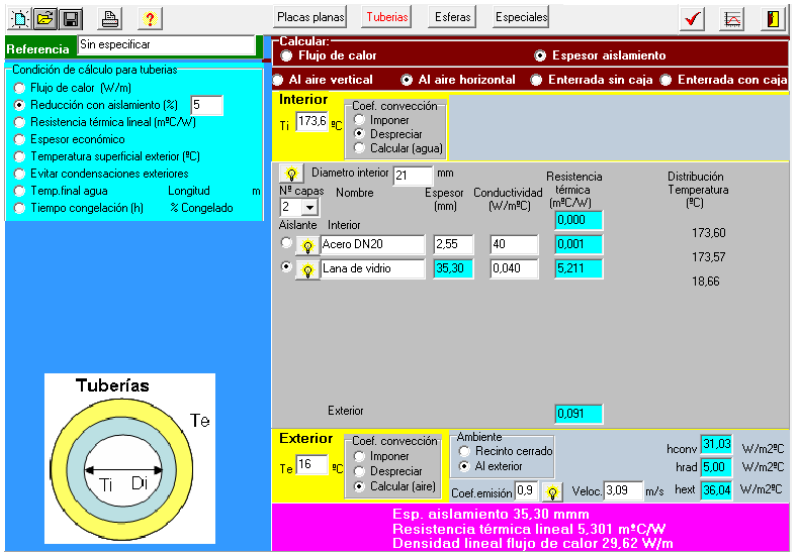

Placas planas
Tuberias
Esferas
Especiales
Referencia
Sin especificar
Condición de cálculo para tuberias
Flujo de calor (W/m)
Reducción con aislamiento (%) 10
Resistencia térmica lineal (mºC/W)
Espesor económico
Temperatura superficial exterior (ºC)
Evitar condensaciones exteriores
Temp.final agua Longitud m
Tiempo congelación (h) % Congelado
Calcular:
Flujo de calor
Espesor aislamiento
Al aire vertical
Al aire horizontal
Enterrada sin caja
Enterrada con caja
Interior
Ti 169,2 ºC
Coef. convección
Imponer
Despreciar
Calcular (agua)
Diametro interior 21 mm
Nº capas 2
Nombre
Espesor (mm)
Conductividad (W/mºC)
Resistencia térmica (mºC/W)
Distribución Temperatura (ºC)
Aislante Interior
0,000
169,20
Acero DN20 2,55 40 0,001
169,18
Lana de vidrio 34,50 0,040 5,069
27,76
Exterior 0,350
Tuberías
Te
Ti
Di
Exterior
Te 18 ºC
Coef. convección
Imponer
Despreciar
Calcular (aire)
Ambiente
Recinto cerrado
Al exterior
Coef.emisión 0,9
hconv 4,19 W/m2ºC
hrad 5,30 W/m2ºC
hext 9,49 W/m2ºC
Esp. aislamiento 34,50 mmm
Resistencia térmica lineal 5,419 mºC/W
Densidad lineal flujo de calor 27,86 W/m

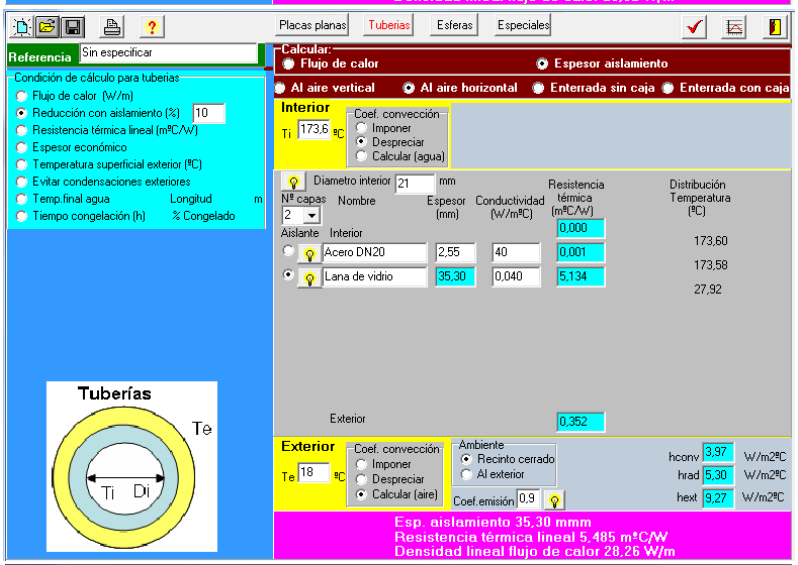
RODILLO DE PLANCHADO

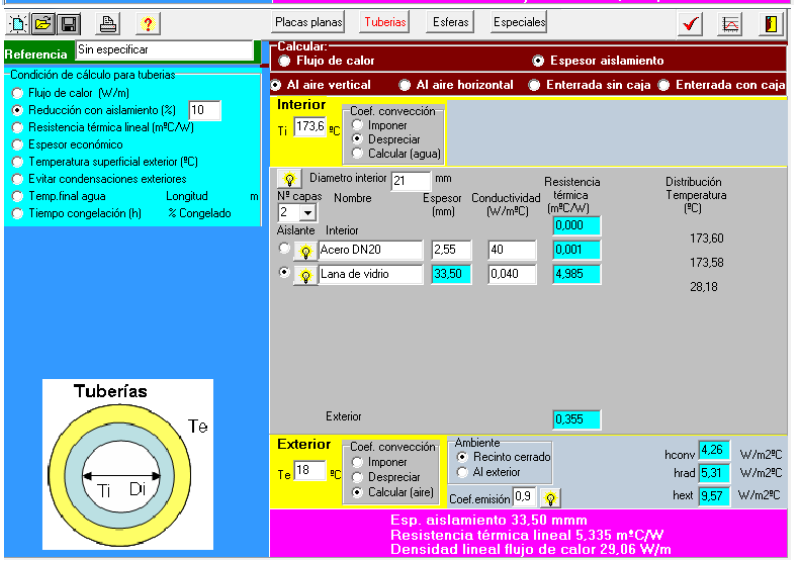




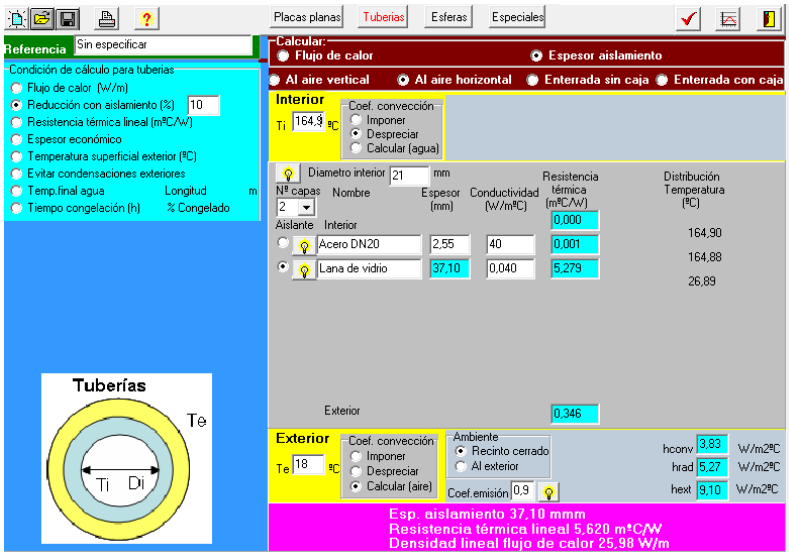
ESTERILIZACION

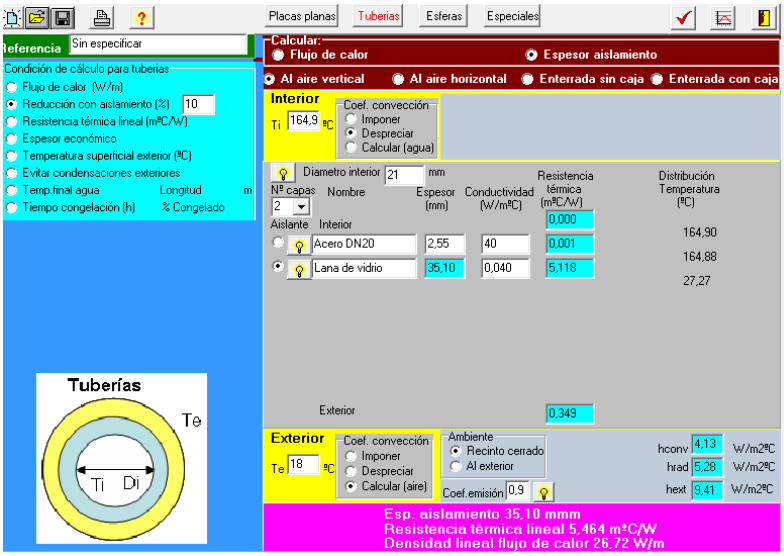




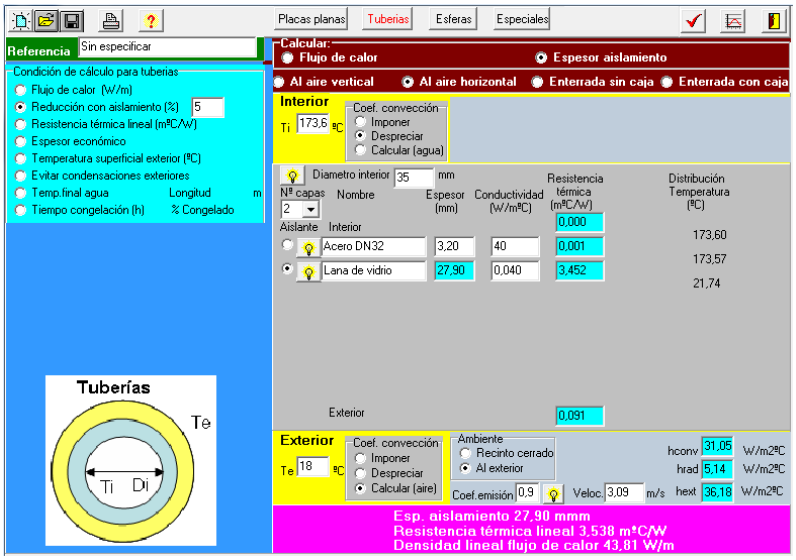


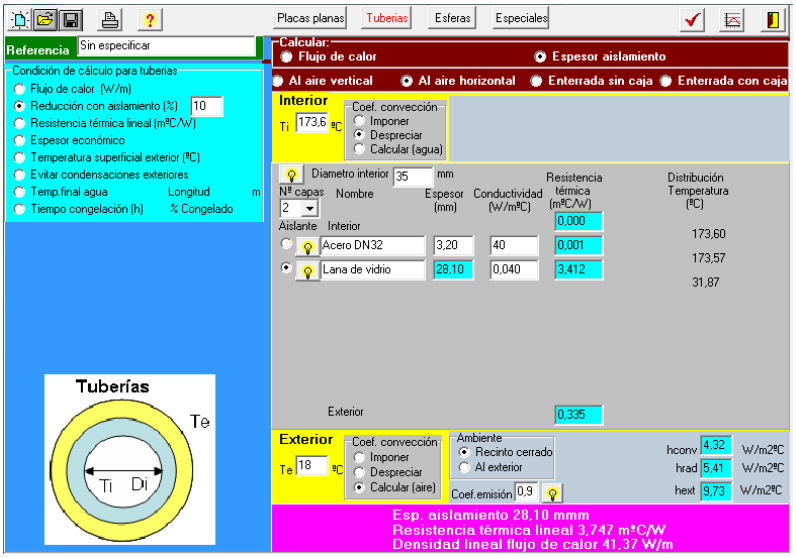
ESTERILIZADOR

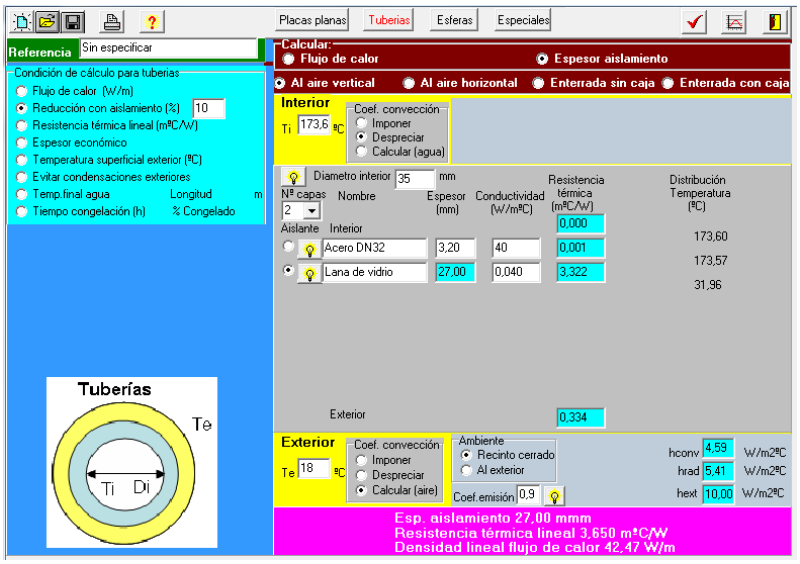




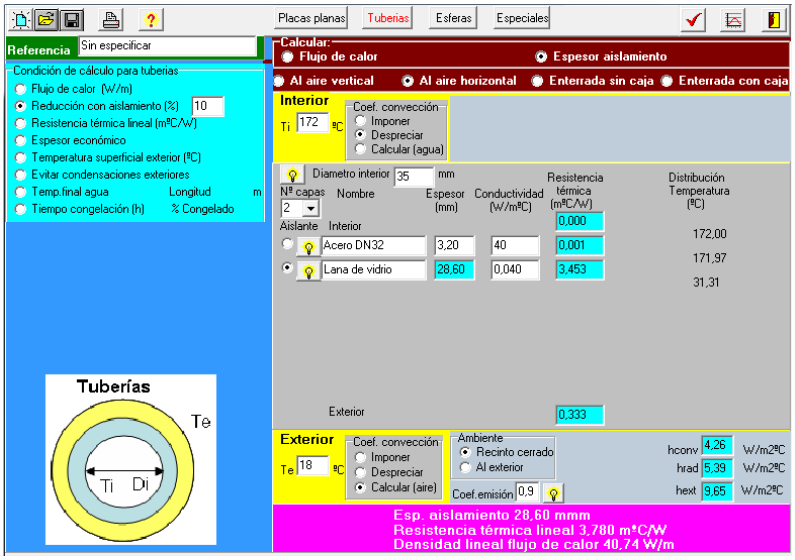
HIDROSANITARIA

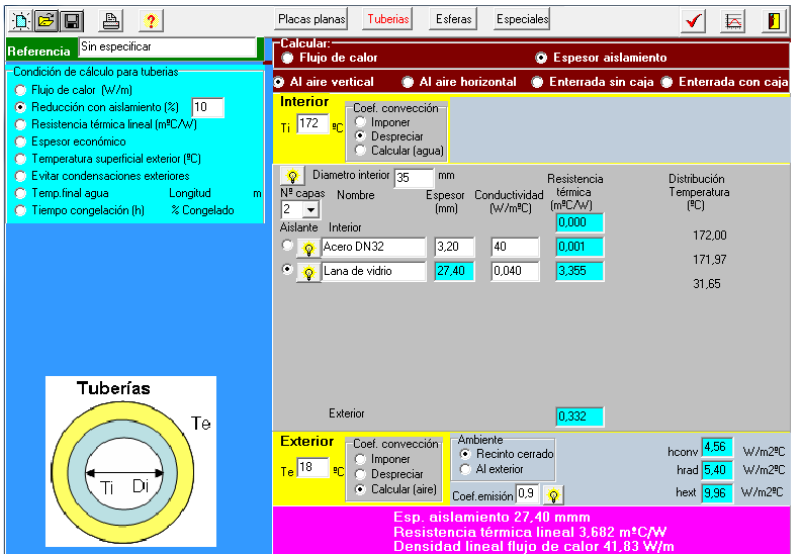




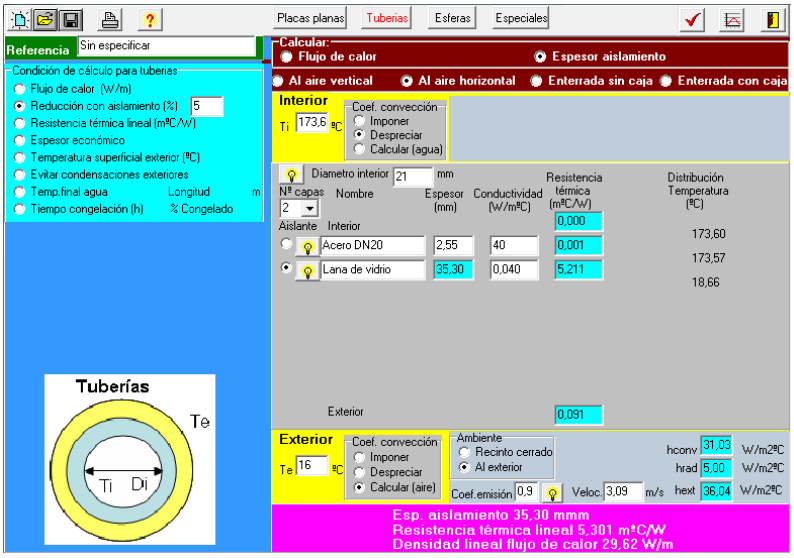


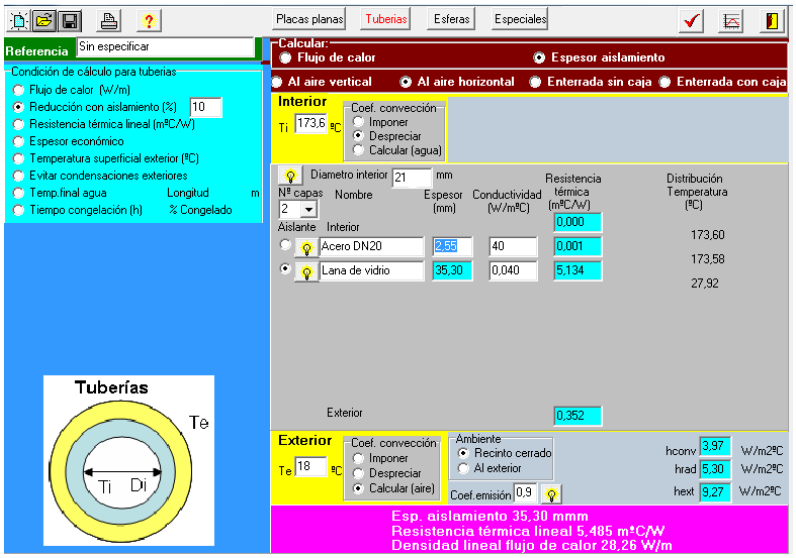
INTERCAMIBADOR

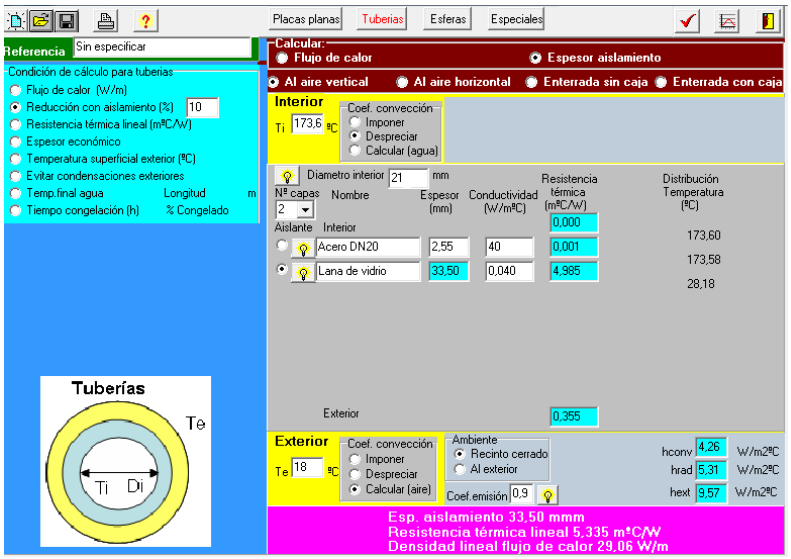




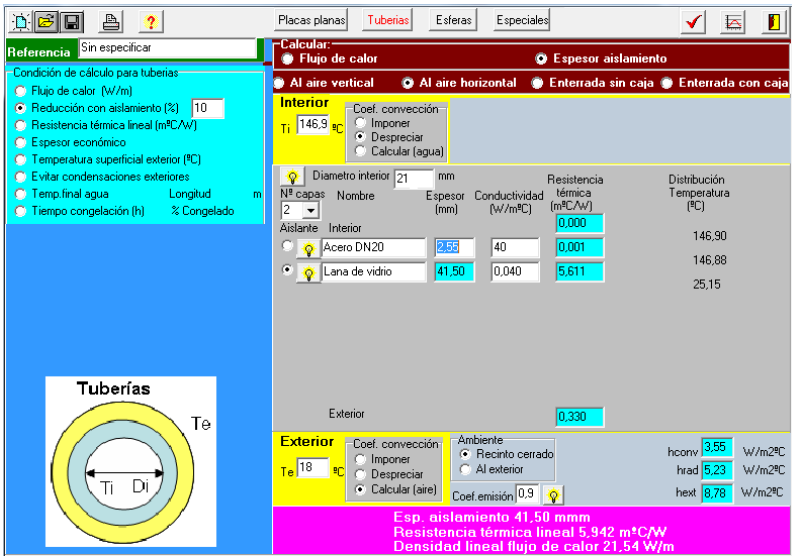
COCINA

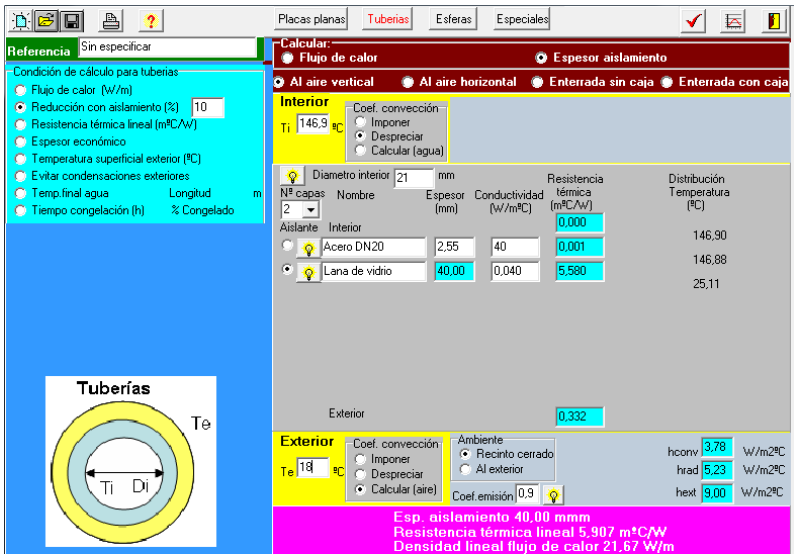

Placas planas
Tuberias
Esferas
Especiales
Referencia
Sin especificar
Calcular:
Flujo de calor
Espesor aislamiento
Condición de cálculo para tuberias
Flujo de calor (W/m)
Reducción con aislamiento (%) 5
Resistencia térmica lineal (m²C/W)
Espesor económico
Temperatura superficial exterior (ºC)
Evitar condensaciones exteriores
Temp.final agua Longitud m
Tiempo congelación (h) % Congelado
Al aire vertical
Al aire horizontal
Enterrada sin caja
Enterrada con caja
Interior
Ti 173,6 ºC
Coef. convección
Imponer
Despreciar
Calcular (agua)
Diametro interior 21 mm
Nº capas 2
Nombre
Espesor (mm)
Conductividad (W/mºC)
Resistencia térmica (m²C/W)
Distribución Temperatura (ºC)
Aislante Interior
0,000
Acero DN20 2,55 40 0,001 173,60
Lana de vidrio 35,30 0,040 5,211 173,57
18,66
Exterior 0,091
Tuberías
Te
Ti Di
Exterior
Te 16 ºC
Coef. convección
Imponer
Despreciar
Calcular (aire)
Ambiente
Recinto cerrado
Al exterior
Coef.emisión 0,9
Veloc. 3,09 m/s
hconv 31,03 W/m2ºC
hrad 5,00 W/m2ºC
hext 36,04 W/m2ºC
Esp. aislamiento 35,30 mmm
Resistencia térmica lineal 5,301 m²C/W
Densidad lineal flujo de calor 29,62 W/m


Placas planas
Tuberias
Esferas
Especiales
Referencia
Sin especificar
Calcular:
Flujo de calor
Espesor aislamiento
Condición de cálculo para tuberias
Flujo de calor (W/m)
Reducción con aislamiento (%) 10
Resistencia térmica lineal (m²C/W)
Espesor económico
Temperatura superficial exterior (ºC)
Evitar condensaciones exteriores
Temp.final agua Longitud m
Tiempo congelación (h) % Congelado
Al aire vertical
Al aire horizontal
Enterrada sin caja
Enterrada con caja
Interior
Ti 173,6 ºC
Coef. convección
Imponer
Despreciar
Calcular (agua)
Diametro interior 21 mm
Nº capas 2
Nombre
Espesor (mm)
Conductividad (W/mºC)
Resistencia térmica (m²C/W)
Distribución Temperatura (ºC)
Aislante Interior
0,000
Acero DN20 2,55 40 0,001 173,60
Lana de vidrio 35,30 0,040 5,134 173,58
27,92
Exterior 0,352
Tuberías
Te
Ti Di
Exterior
Te 18 ºC
Coef. convección
Imponer
Despreciar
Calcular (aire)
Ambiente
Recinto cerrado
Al exterior
Coef.emisión 0,9
hconv 3,97 W/m2ºC
hrad 5,30 W/m2ºC
hext 9,27 W/m2ºC
Esp. aislamiento 35,30 mmm
Resistencia térmica lineal 5,485 m²C/W
Densidad lineal flujo de calor 28,26 W/m

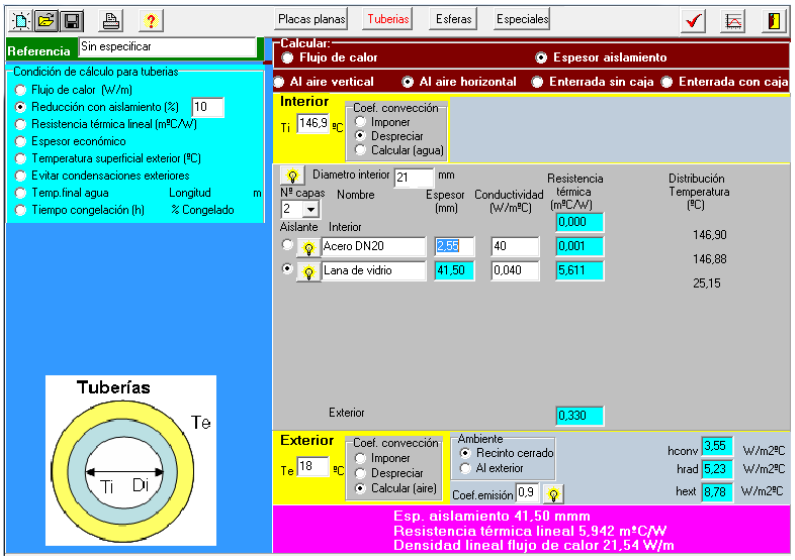

Placas planas
Tuberias
Esferas
Especiales
Referencia
Sin especificar
Calcular:
Flujo de calor
Espesor aislamiento
Condición de cálculo para tuberias
Flujo de calor (W/m)
Reducción con aislamiento (%) 10
Resistencia térmica lineal (m²C/W)
Espesor económico
Temperatura superficial exterior (ºC)
Evitar condensaciones exteriores
Temp.final agua Longitud m
Tiempo congelación (h) % Congelado
Al aire vertical
Al aire horizontal
Enterrada sin caja
Enterrada con caja
Interior
Ti 173,6 ºC
Coef. convección
Imponer
Despreciar
Calcular (agua)
Diametro interior 21 mm
Nº capas 2
Nombre
Espesor (mm)
Conductividad (W/mºC)
Resistencia térmica (m²C/W)
Distribución Temperatura (ºC)
Aislante Interior
0,000
Acero DN20 2,55 40 0,001 173,60
Lana de vidrio 33,50 0,040 4,985 173,58
28,18
Exterior 0,355
Tuberías
Te
Ti Di
Exterior
Te 18 ºC
Coef. convección
Imponer
Despreciar
Calcular (aire)
Ambiente
Recinto cerrado
Al exterior
Coef.emisión 0,9
hconv 4,26 W/m2ºC
hrad 5,31 W/m2ºC
hext 9,57 W/m2ºC
Esp. aislamiento 33,50 mmm
Resistencia térmica lineal 5,335 m²C/W
Densidad lineal flujo de calor 29,06 W/m

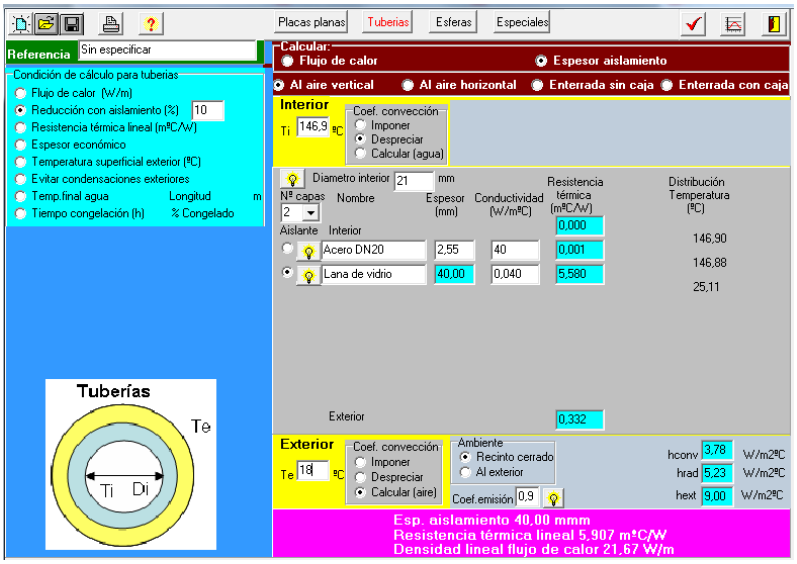
MARMITAS


Placas planas
Tuberias
Esferas
Especiales
Referencia
Sin especificar
Condición de cálculo para tuberias
Flujo de calor (W/m)
Reducción con aislamiento (%) 10
Resistencia térmica lineal (mºC/W)
Espesor económico
Temperatura superficial exterior (ºC)
Evitar condensaciones exteriores
Temp.final agua Longitud m
Tiempo congelación (h) % Congelado
Calcular:
Flujo de calor
Espesor aislamiento
Al aire vertical
Al aire horizontal
Enterrada sin caja
Enterrada con caja
Interior
Ti 146,9 ºC
Coef. convección
Imponer
Despreciar
Calcular (agua)
Diametro interior 21 mm
Nº capas 2
Nombre
Espesor (mm)
Conductividad (W/mºC)
Resistencia térmica (mºC/W)
Distribución Temperatura (ºC)
Aislante Interior
0,000
Acero DN20 2,55 40 0,001 146,90
Lana de vidrio 41,50 0,040 5,611 146,88
25,15
Exterior 0,330
Tuberías
Te
Ti
Di
Exterior
Te 18 ºC
Coef. convección
Imponer
Despreciar
Calcular (aire)
Ambiente
Recinto cerrado
Al exterior
Coef.emisión 0,9
hconv 3,55 W/m2ºC
hrad 5,23 W/m2ºC
hext 8,78 W/m2ºC
Esp. aislamiento 41,50 mmm
Resistencia térmica lineal 5,942 m*C/W
Densidad lineal flujo de calor 21,54 W/m

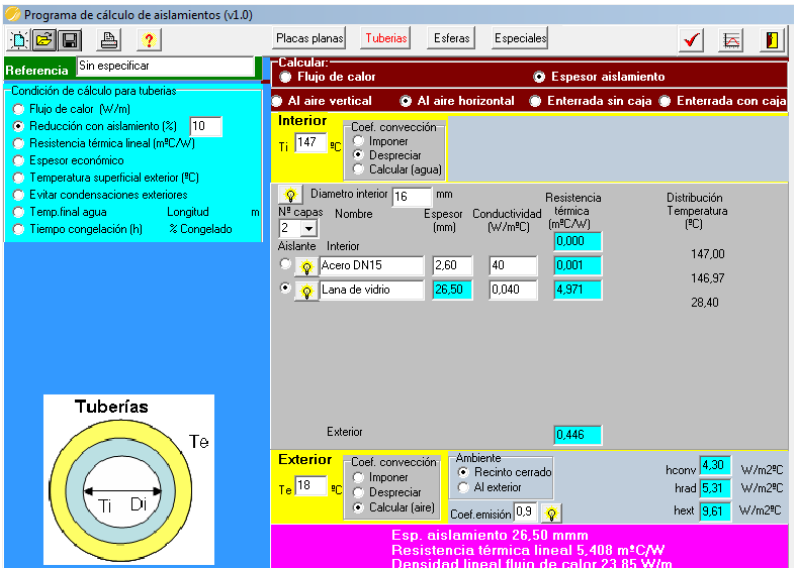

Placas planas
Tuberias
Esferas
Especiales
Referencia
Sin especificar
Condición de cálculo para tuberias
Flujo de calor (W/m)
Reducción con aislamiento (%) 10
Resistencia térmica lineal (mºC/W)
Espesor económico
Temperatura superficial exterior (ºC)
Evitar condensaciones exteriores
Temp.final agua Longitud m
Tiempo congelación (h) % Congelado
Calcular:
Flujo de calor
Espesor aislamiento
Al aire vertical
Al aire horizontal
Enterrada sin caja
Enterrada con caja
Interior
Ti 146,9 ºC
Coef. convección
Imponer
Despreciar
Calcular (agua)
Diametro interior 21 mm
Nº capas 2
Nombre
Espesor (mm)
Conductividad (W/mºC)
Resistencia térmica (mºC/W)
Distribución Temperatura (ºC)
Aislante Interior
0,000
Acero DN20 2,55 40 0,001 146,90
Lana de vidrio 40,00 0,040 5,580 146,88
25,11
Exterior 0,332
Tuberías
Te
Ti
Di
Exterior
Te 18 ºC
Coef. convección
Imponer
Despreciar
Calcular (aire)
Ambiente
Recinto cerrado
Al exterior
Coef.emisión 0,9
hconv 3,78 W/m2ºC
hrad 5,23 W/m2ºC
hext 9,00 W/m2ºC
Esp. aislamiento 40,00 mmm
Resistencia térmica lineal 5,907 m*C/W
Densidad lineal flujo de calor 21,67 W/m

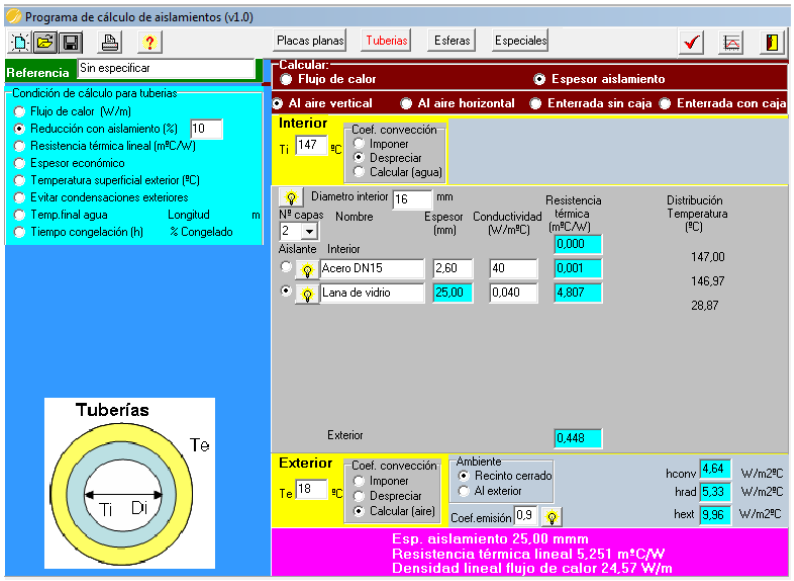
MESA CALIENTE



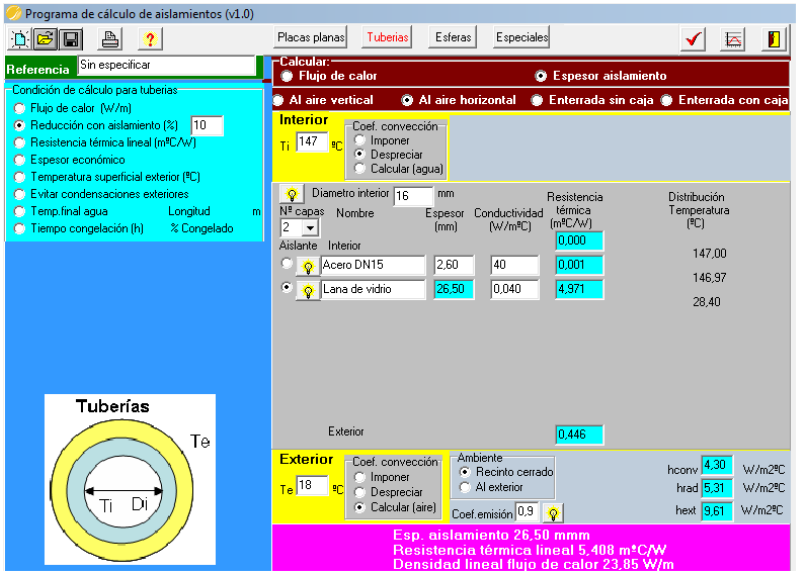


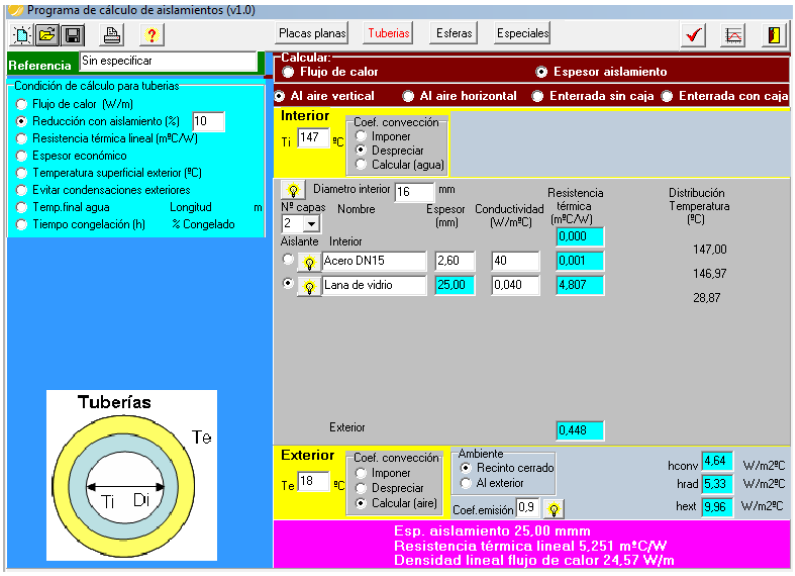
PLANCHA DE VAPOR





LAVADORA DE LOZA





ANEXO #9

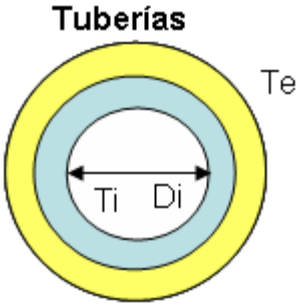
PRESENTACION DEL ESPESOR DE AISLANTE CON EL SOFTWARE AISLAM

PROGRAMA DE CÁLCULO DE AISLAMIENTOS

AISLAM

Cálculo del espesor de aislamiento

Reducción al 10 % del flujo de calor de elemento sin aislamiento



Condiciones Interiores

Tint = 173,6 ºC

Coeficiente convección interno muy alto (resistencia térmica despreciable)

Diámetro interior: 27 mm

Datos diferentes capas material

Nombre	Espesor (mm)	Conductividad (W/mºC)	Resist.térmica (m2ºC/W)
Interior			0,000
Acero DN40	3,20	40,000	0,001
Lana de vidrio	31,00	0,040	4,176
Exterior			0,350

Condiciones Exteriores

Text = 18 ºC

Coef.emisión: = 0,9

Coef.convección laminar: = 4,19 W/m2ºC

Coef.radiación: = 5,36 W/m2ºC

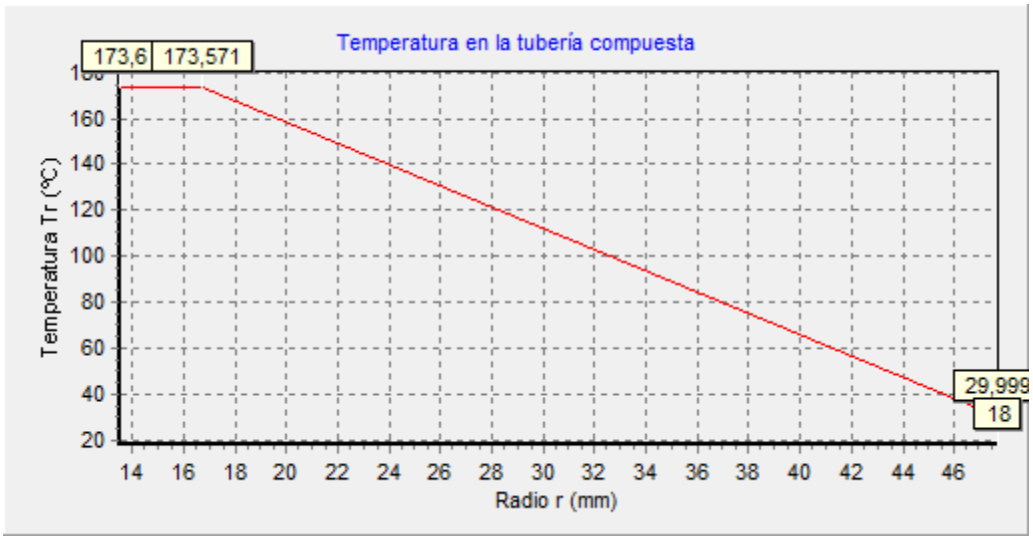
Coeficiente convección_radición exterior calculado (recinto cerrado): hext = 9,54 W/m2ºC

Esp. aislamiento 31,00 mmm

Resistencia térmica lineal 4,526 mºC/W

Densidad lineal flujo de calor 34,25 W/m

Distribución de temperaturas



ANEXO #10

PROYECCION DE POBLACION SEGÚN INEC

A1 | PROYECCIÓN DE LA POBLACIÓN ECUATORIANA, POR AÑOS CALENDARIO, SEGÚN CANTONES

	A	B	P	Q	R	S	T	U	V	W	X	Y	Z	AA	AB	AC	AD	AE
1		PROYECCIÓN																
2																		
3			10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
4	Código	Nombre de canton	2023	2024	2025	2026	2027	2028	2029	2030	2031	2032	2033	2034	2035	2036	2037	2038
5	101	CUENCA	670.800	682.061	693.321	704.582	715.842	727.103	738.363	749.624	760.884	772.145	783.405	794.666	805.926	817.187	828.448	839.708
6	102	GIRON																
7	103	GUALACEO																
8	104	NABON														AÑO	2013	2038
9	105	PAUTE														POBLACION	558.127	839.708
10	106	PUCARA																
11	107	SAN FERNANDO												EXESO DE POBLACION EN 25 AÑOS			281.581	
12	108	SANTA ISABEL												PORCENTAJE QUE CRECERA CUENCA			50,45 %	
13	109	SIGSIG																
14	110	OÑA																
15	111	CHORDELEG																
16	112	EL PAN																
17	113	SEVILLA DE ORO																
18	114	GUACHAPALA																
19	115	CAMILO PONCE ENRIQUEZ																
20																		

ANEXO #11

AUTORIZACION PARA EL PROYECTO POR PARTE DEL HOSPITAL SAN JUAN DE DIOS

SAN JUAN DE DIOS

Cuenca, Agosto 23 del 2012

Yo Dr. Alejandro Pineda, Presidente Ejecutivo de ASOGALENICA S.A. Compañía propietaria del Hospital San Juan de Dios, ubicado en la Avda. Manuel J. Calle 1-59 de la ciudad de Cuenca, autorizo a los Srs. estudiantes de la Universidad Politécnica Salesiana, Danilo Fabricio Rodríguez Chica y Oswaldo Alberto Rubio Sarmiento a realizar el estudio de factibilidad de instalación de un SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN Y GENERACIÓN DE VAPOR que satisfaga las necesidades de nuestro hospital, como parte del trabajo final previo a la obtención del titulo de Ingenieros Mecánicos, para lo cual nos comprometemos a brindarles todos los datos, el apoyo y las facilidades necesarias para que tengan acceso a las instalaciones de nuestra institución cuando ellos lo crean conveniente para realizar dicho estudio.

Es cuanto puedo informar.

Atte.

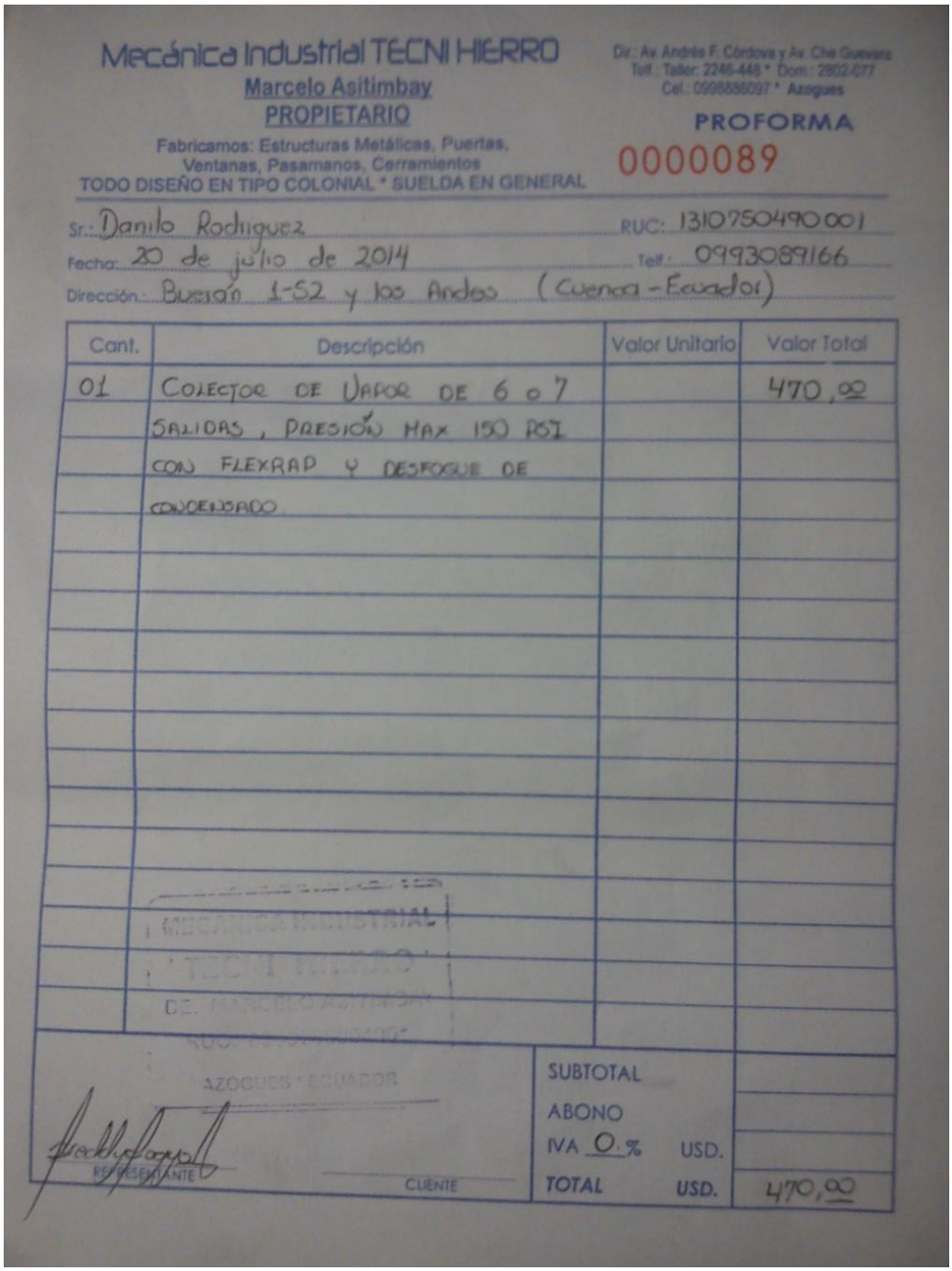
Dr. Alejandro Pineda R.
PRESIDENTE DE ASOGALENICA

ASOGALENICA S.A.

Dir: Manuel J. Calle 1-59 y Paucarbamba / Telf: 281 0526 / E-mail: sanjuandedios2010@hotmail.com / Cuenca - Ecuador

ANEXO #12

PROFORMA MANIFULL



Mecánica Industrial TECNI HIERRO

Marcelo Asitimbay

PROPIETARIO

Fabricamos: Estructuras Metálicas, Puertas, Ventanas, Pasamanos, Cerramientos

TODO DISEÑO EN TIPO COLONIAL * SUELDA EN GENERAL

Dir.: Av. Andrés F. Córdova y Av. Che Guevara
Telf.: Taller: 2246-448 * Dom.: 2802-077
Cel.: 0998886097 * Azogues

PROFORMA

0000089

Sr.: Danilo Rodriguez RUC: 1310750490001

Fecha: 20 de julio de 2014 Telf.: 0993089166

Dirección: Bustán 1-52 y los Andes (Cuenca - Ecuador)

Cant.	Descripción	Valor Unitario	Valor Total
01	COLECTOR DE VAPOR DE 6 o 7		470,00
	SALIDAS, PRESIÓN MAX 150 PSI		
	CON FLEXRAP Y DESFOGUE DE		
	CONDENSADO		

MECANICA INDUSTRIAL TECNI HIERRO DE MARCELO ASITIMBAY

AZOGUES * ECUADOR

SUBTOTAL		
ABONO		
IVA 0 %	USD.	
TOTAL	USD.	470,00

REPRESENTANTE

CLIENTE

ANEXO #13

CATALOGO DE CAÑUELAS

aislamientos industriales

Cañuela amplio rango

Aislamiento Térmico Rígido de alto desempeño para tuberías

Descripción

Lana de vidrio rígida, preformada en forma de medias cañas para aislar tuberías calientes y frías, con temperaturas hasta 454ºC (850ºF) y con diámetro nominal desde ½ " hasta 12 ". Disponible con y sin laminado de foil de aluminio FRK.

Uso

Para aislar sistemas de tuberías, incluyendo las de transporte de vapor, calefacción, enfriamiento, agua para uso doméstico caliente, fría, sistemas sanitarios y tuberías especializadas en plantas de potencia y procesos industriales.

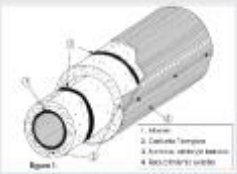
Beneficios

Conductividad Térmica: Los menores valores de conductividad térmica a diferentes temperaturas, garantizan un mayor desempeño como aislamiento térmico. **Densidad:** Un mayor valor de densidad (3.5lb/pie3) proporciona una mayor resistencia mecánica , facilidad y rapidez en la instalación. **Instalación:** Solo requiere de alambre o zuncho metálico para su instalación. **Resistencia a la corrosión:** Libre de residuos metálicos "shots" y cloruros; al aplicarse en áreas calientes no se genera corrosión en los equipos aislados. **Temperatura de servicio:** Diseñadas para trabajar tuberías hasta 12", que soportan temperaturas hasta 850 ºF (454ºC).

Especificaciones técnicas

Conductividad térmica	Temperatura máxima de aplicación	Características de quemado superficial
0.035 W/ºC m². Valor típico (0.24 BTU in/h. ºF ft²) a 75ºF ASTM C518	hasta 454ºC (850 ºF) ASTM C411	Sin recubrimiento: FS/SD = 25/50 Con foil expuesto: FS/SD = 5/0 Cumple la Norma ASTM E 84

Instalación: Para mayor información solicite el Manual de Instalación de aislamientos FiberGlass.

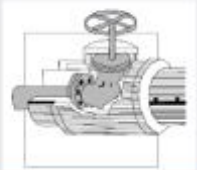


La aplicación del aislamiento sobre la tubería puede ser en una o varias capas unidadas. En la mayoría de las instalaciones se utiliza una sola capa, sin embargo pueden requerirse varias capas en tuberías grandes o con temperaturas demasiado altas que exigen altos espesores de aislamiento

Se colocan las dos secciones que conforman las cañuelas sobre la tubería y se amarran con alambre calibre 16, cintas metálicas o adhesivas, espaciadas cada 9".

El alambre debe ajustarse lo suficiente, pero sin causar la deformación o rotura de las cañuelas.

El aislamiento para codos se fabrica en el sitio de obra, cortando segmentos trapezoidales o "casquetes" de la misma cañuela, pegándolos entre sí con adhesivos ó mastiles. No deben quedar espacios vacíos. En caso contrario, se deben llenar con lana de vidrio de baja densidad.



Para el aislamiento de bridas, válvulas y otras piezas, se utilizan cañuelas de un mayor diámetro que el accesorio, fabricando una especie de caja, rellenando el espacio vacío con lana de vidrio de baja densidad tipo AW.

ESPESORES ÓPTIMOS DE AISLAMIENTO PARA TUBERIAS

Diámetro nominal de tubería

		½"	¾"	1"	1¼"	1½"	2"	2½"	3"	4"	6"	8"	10"	12"
150°F (65°C)	Espesor Recomendado (pulg)	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
	Temperatura superficial (°F)	88	88	89	89	89	90	86	87	87	88	88	88	88
	Pérdida Calor (Btu/H.Pie)	6,1	6,9	7,9	9,1	9,9	11,6	10,8	12,4	14,8	20,1	25,0	30,1	35,0
250°F (121°C)	Espesor Recomendado (pulg)	1,0	1,5	1,5	1,5	1,5	2,0	2,0	2,0	2,0	2,5	2,5	2,5	2,5
	Temperatura superficial (°F)	101	95	95	96	97	93	93	94	95	92	93	93	94
	Pérdida Calor (Btu/H.Pie)	16,1	15,6	17,5	20,0	21,7	21,6	24,3	27,7	33,0	38,1	46,6	55,6	64,0
350°F (177°C)	Espesor Recomendado (pulg)	1,5	1,5	2,0	2,0	2,0	2,0	2,5	2,5	2,5	3,0	3,0	3,0	3,5
	Temperatura superficial (°F)	104	105	99	100	101	102	98	99	100	98	99	99	97
	Pérdida Calor (Btu/H.Pie)	24,1	26,9	26,9	30,6	32,8	37,8	37,5	42,4	50,1	58,8	71,6	84,7	87,0
450°F (232°C)	Espesor Recomendado (pulg)	1,5	2,0	2,0	2,0	2,0	2,5	2,5	2,5	3,0	3,0	3,5	3,5	3,5
	Temperatura superficial (°F)	114	106	108	110	111	105	106	108	106	106	103	104	105
	Pérdida Calor (Btu/H.Pie)	36,0	36,0	40,2	45,5	49,1	50,1	56,1	63,4	67,4	87,9	96,4	113,9	130,2
550°F (288°C)	Espesor Recomendado (pulg)	1,5	2,0	2,0	2,0	2,5	2,5	2,5	3,0	3,0	3,5	3,5	3,5	4,0
	Temperatura superficial (°F)	125	116	118	120	112	114	116	111	112	110	111	112	109
	Pérdida Calor (Btu/H.Pie)	49,9	49,9	55,7	63,0	61,4	69,5	77,6	80,0	93,4	110,7	134,0	157,8	164,2
650°F (343°C)	Espesor Recomendado (pulg)	2,0	2,0	2,5	2,5	2,5	2,5	3,0	3,0	3,0	3,5	4,0	4,0	4,0
	Temperatura superficial (°F)	123	126	118	120	122	124	118	119	122	118	115	117	117
	Pérdida Calor (Btu/H.Pie)	60,0	65,9	67,3	75,6	81,2	91,8	93,7	105,4	123,5	146,3	162,0	190,6	217,1
850°F (454°C)	Espesor Recomendado (pulg)	2,5	3,0	3,0	3,5	3,5	4,0	4,0	4,0	4,5	5,0	5,5	5,5	6,0
	Temperatura superficial (°F)	132	125	127	123	124	120	122	124	121	120	119	120	118
	Pérdida Calor (Btu/H.Pie)	88,0	90,6	100,1	104,8	111,9	117,9	130,2	145,2	157,9	188,9	212,0	246,7	262,9

Especificación de cálculo: Temperatura ambiente = 77°F (25°C) ; Velocidad de viento = 0; Emisividad = 0.2 (acabado metálico brillante). Software utilizado y disponible: Ecowin Green® FiberGlass.

Dimensiones

Diámetro: Desde ½" hasta 12" en espesores de aislamiento de 1" a 3" en una sola capa.
Para especificar mayores espesores, diferentes a los nominales: se puede usar 1 ó varias capas anidadas.

Absorción de la humedad

Máximo 0,2% en volumen en 96 horas a 49°C (120°F) y 95% de humedad relativa.

Empaque

Tapas de cartón con termoencogible

Fecha de actualización: abril de 2010

Tel: (1) 893 3030
Resto del país: 01 8000 919797
E-mail: contacto@saint-gobain.com
Capacitación en aislamientos sin ningún costo
www.aulasfiberglass.com
www.fiberglasscolombia.com

FIBERGLASS COLOMBIA S.A.
Construimos Calidad de Vida

Una empresa SAINT-GOBAIN

ANEXO #14

CARACTERISTICAS DE ANTISEPTICOS, DESINFECTANTES Y ESTERILIZANTES

CARACTERISTICAS DE ANTISEPTICOS, DESINFECTANTES Y ESTERILIZANTES (FUENTE: (INEN, 2001))

Producto	Activo para	Vida útil	Indicaciones	Riesgos	Precauciones
Alcohol etílico/ isopropílico (70-90%).	Bacterias, virus, hongos.	años*	Contactomínimo3 minutos. Material de riesgo medio y bajo. Desinfección de piel íntegra.	Inflamable.	No usar en heridas. Daña el material de plástico, de caucho y lentes ópticos.
Aldehídos: Glutaraldehido2-5%.	Bacterias, virus, hongos, esporas, huevos de parásitos y Micobacterium Tuberculosis.	14días luego de la preparación.	Contacto mínimo 20a50minutos. Esterilización: 10h Material de riesgos medio y alto.	Irritante respiratorio de la piel y ojos. Cancerígeno	No se inactiva por material orgánico. Si se colocan instrumentos de metales diversos, produce corrosión electrolítica.
Formaldehído: Formol8%. Formol8%enalcohol.	Bacterias, virus, hongos, esporas, huevos de parásitos y Micobacterium Tuberculosis.	años*	Contacto mínimo: 20 a 50minutos Esterilización: 12h Material de Riesgos medio y alto.	Irritante respiratorio, de la piel y ojos. Cancerígeno-Mutágeno. Causa daño hepático	Se inactiva por material orgánico. Si se colocan instrumentos de metales diversos, produce corrosión electrolítica.
Clorhexidina: 4%Jabónquirúrgico. 0,5%enalcoholcongliceriná, desinfectante de manos. 1%encrema: antiséptico	Bacterias grampositivas. Limitada en virus y bacterias gramnegativas	años*	Contacto mínimo 2-30minutos. Material de riesgo bajo. Antiséptico de piel íntegra y manos.	Irritación de tejidos internos, mucosa vaginal y ocular.	No usar en endoscopios e instrumentos delicados. Se inactiva con jabón.
Cloro: Hipoclorito de sodio Contaminación: Alta: 10%vol (10.000ppm)** Baja:1%(1000ppm).	Bacterias, virus y hongos.	24h en contacto con la luz y el aire. 6 meses, sellado y protegido de la luz.	Contacto mínimo: 10a20minutos. Material de riesgo medio y bajo. Ropa blanca. Mediana actividad para secreciones, sangre y heces.	Irritante de la piel y los ojos. En contacto con ácidos produce gases tóxicos.	Corroe metales y materiales. Daña pisos y paredes. Foto sensible. Se inactiva por material orgánico.

Fenoles: Cresol0, 3- 0,6% Hexaclorofeno l0,2-3%	**Bacterias, hongos, virus. (excepto VIH, BHB).**	**6 -12meses 5 años sellado y protegido por la luz.**	**Contacto mínimo:10-20 minutos Desinfección del ambiente.**	**Se absorbe por la piel de los niños y por las heridas. Puede causar convulsiones y daño neurológico. Causa irritaciones y despigmentación de tejidos.**	**Daña el plástico y el caucho. Fotosensible. Se inactiva con la sangre. Produce hiper bilirrubinemia al recién nacido.**
Yodo: 0,2- 0,5%I_2 activo en alcohol al 70%. Polivinil piliridona 0,2-0,5% I_2 activo.	**Bacterias, hongos y virus.**	**6- 12meses.**	**Antiséptico de piel íntegra y manos.**	**Alergia. Absorción acumulativa importante a nivel de la piel.**	**Se inactiva por material orgánico. Fotosensible.**
Peróxido de hidrógeno: 6- 8%	**Bacterias, hongos, virus y esporas.**	**24horas diluido. 2añossellado.**	**Desinfección: 30 min a 6 horas. Esterilizante: 6h**	**Oxidante. Irritante de piel, mucosas y aparato respiratorio.**	**Para preparar al 6%: Diluir 20ml (100volúmenes) con 80ml de agua, colocar primero el concentrado y luego agua desmineralizada y estéril.**
Producto	**Activo para**	**Vida útil**	**Indicaciones**	**Riesgos**	**Precauciones**
Óxido de Etileno.	**Bacterias, hongos, virusy esporas.**	**años**	**Contacto mínimo 4h (autoclave) . Objetos reutilizables 12 h (ampollas).**	**Tóxico, Cancerígeno - Mutágeno.**	**Evitar inhalación . No utilizar con materiales que contengan silicona. Manejar en áreas restringidas.**
Calor Húmedo.	**Bacterias, hongos, virus y esporas.**		**Ropa, instrumental, caucho y vidrio.**	**Ninguno.**	**Mantener libre la cámara de aire. Verificación del proceso con controles biológicos. Almacenar el material estéril en un área restringida, seca, y limpia.**
Calor seco.	**Esporas de Bacilos, variedad Níger.**		**Contacto mínimo: 2h. Esteriliza: grasas, vidriería, material metálico.**	**Ninguno.**	**No abrir mientras dure el proceso de esterilización. Usar indicadores de calor seco.**

Triclosán / irgasán DP 300 0,3% en solución alcohólica 0,5 - 3% en jabones.	**Bacterias, microbacterium tuberculosis, virus y hongos.**	**1 año**	**Se usa en los jabones desodorantes para reducir el mal olor corporal. No es mutagénico Se usa en solución de alcohol como desinfectante.**	**Ninguno (aprobado por la FDA).**	**Ninguna.**
Aníonicos: Laurilétersulfato de sodio. Dodecilbencensulfonato.	**Grasas, materia orgánica y partículas.**	**años**	**Limpieza de material de riesgo medio y bajo. Paso previo a cualquier desinfección.**	**Ninguno.**	**Inactiva a los surfactantes catiónicos y a la clorexidina.**
Catiónico: amonios cuaternarios (300 ppm)*.	**Gramnegativos, grampositivos y hongos.**	**años**	**Limpieza y desinfección de pisos, paredes y material.**	**Irritante.**	**Inactiva los surfactantes aníonicos.**