



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE
CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“DISEÑO DE UN SISTEMA DE SUSTITUCIÓN DEL AGUA DE
ENFRIAMIENTO DE LAS UNIDADES DE GENERACIÓN DE LA
CENTRAL PAUTE-MOLINO”**

**MIÑO ORMAZA MELANIA PAOLA
PAREDES VELOZ JOSÉ LUIS**

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

RIOBAMBA – ECUADOR

2010

EsPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

CONSEJO DIRECTIVO

Junio, 02 del 2010

Yo recomiendo que la tesis preparada por:

MELANIA PAOLA MIÑO ORMAZA

Titulada:

“DISEÑO DE UN SISTEMA DE SUSTITUCIÓN DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO DE LAS UNIDADES DE GENERACIÓN DE LA CENTRAL PAUTE-MOLINO”.

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el título de:

INGENIERA MECÁNICA

f) DECANO DE LA FACULTAD

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

f) DIRECTOR DE TESIS.

f) MIEMBRO DEL TRIBUNAL

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: MELANIA PAOLA MIÑO ORMAZA.

TÍTULO DE LA TESIS:

“DISEÑO DE UN SISTEMA DE SUSTITUCIÓN DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO DE LAS UNIDADES DE GENERACIÓN DE LA CENTRAL PAUTE-MOLINO”.

Fecha de Examinación: Junio, 02 del 2010.

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
ING. GEOVANNY NOVILLO A.			
ING. JOSE RIOFRÍO R.			
ING. RAMIRO VALENZUELA S.			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES:

El Presidente del Tribunal quien certifica al Consejo Directivo que las condiciones de la defensa se han cumplido.

f) Presidente del Tribunal

EsPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

CONSEJO DIRECTIVO

Junio, 02 del 2010

Yo recomiendo que la tesis preparada por:

JOSÉ LUIS PAREDES VELOZ

Titulada:

“DISEÑO DE UN SISTEMA DE SUSTITUCIÓN DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO DE LAS UNIDADES DE GENERACIÓN DE LA CENTRAL PAUTE-MOLINO”.

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el título de:

INGENIERO MECÁNICO

f) DECANO DE LA FACULTAD

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

f) DIRECTOR DE TESIS.

f) MIEMBRO DEL TRIBUNAL

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: JOSÉ LUIS PAREDES VELOZ.

TÍTULO DE LA TESIS:

“DISEÑO DE UN SISTEMA DE SUSTITUCIÓN DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO DE LAS UNIDADES DE GENERACIÓN DE LA CENTRAL PAUTE-MOLINO”.

Fecha de Examinación: Junio, 02 del 2010.

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
ING. GEOVANNY NOVILLO A.			
ING. JOSE RIOFRÍO R.			
ING. RAMIRO VALENZUELA S.			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES:

El Presidente del Tribunal quien certifica al Consejo Directivo que las condiciones de la defensa se han cumplido.

f) Presidente del Tribunal

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de grado que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teórico-científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

f) MELANIA PAOLA MIÑO ORMAZA.

f) JOSÉ LUIS PAREDES VELOZ.

AGRADECIMIENTO

En primer lugar agradecemos a Dios por ser la luz, fortaleza y esperanza que nos guió en nuestros estudios.

El más sincero agradecimiento a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Mecánica, por brindarnos la oportunidad de obtener una profesión y ser personas útiles a la sociedad.

De igual forma agradecemos a la empresa CELEC HIDROPAUTE y al personal que trabaja en ella, por brindarnos la oportunidad y ayuda requerida para desarrollar nuestra tesis de grado en la Central Hidroeléctrica Paute Molino.

Melania Paola Miño Ormaza.

José Luis Paredes Velóz.

DEDICATORIA

Dedico mi trabajo de tesis a Dios por ser aquel que siempre está a mi lado, a mis padres y hermanos que han sido el gran ejemplo de vida que Dios me ha dado en la tierra. También dedico mi trabajo de tesis a mi novio y amigos quienes con un apoyo incondicional en cada momento, me han sabido animar e impulsar hacia el cumplimiento de mis metas y sueños de llegar a ser una buena profesional.

Melania Miño Ormaza.

Dedico la presente tesis a las personas que considero son la base de mi vida, quienes siempre me han brindado su apoyo incondicional, y me han guiado a alcanzar mis metas y ser mejor persona, mis padres y mi hermano.

José Luis Paredes Veloz.

TABLA DE CONTENIDOS

<u>CAPÍTULO</u>		<u>PÁGINA</u>
1.	INTRODUCCIÓN, JUSTIFICACIÓN Y OBJETIVOS	
1.1	Introducción.....	1
1.2	Justificación Técnica.....	3
1.3	Alcance.....	3
1.4	Objetivos.....	4
1.4.1	Objetivo General.....	4
1.4.2	Objetivos Específicos.....	4
2.	CASA DE MÁQUINAS DE LA CENTRAL HIDROELÉCTRICA PAUTE-MOLINO	
2.1	Introducción.....	6
2.1.1	Centrales Hidroeléctricas.....	8
2.1.2	Principales componentes de una central hidroeléctrica.....	8
2.1.2.1	Presa.....	8
2.1.2.2	Aliviaderos.....	9
2.1.2.3	Tomas de agua.....	9
2.1.2.4	Chimenea de equilibrio.....	9
2.1.2.5	Casa de máquinas.....	10
2.1.2.6	Transformador de potencia.....	11
2.1.2.7	Subestación.....	11
2.2	Sistemas que conforman casa de máquinas.....	13
2.2.1	Generador principal.....	13
2.2.1.1	Elementos principales del generador.....	15
2.2.2	Transformador principal.....	16
2.2.3	Sistema de válvula esférica.....	17
2.2.4	Turbina hidráulica.....	18
2.2.4.1	Partes de la turbina.....	19
2.2.5	Sistema de regulación de velocidad o sistema de regulación y bombeo	22
2.2.5.1	Elementos constitutivos.....	22
2.2.6	Sistema de enfriamiento y ventilación.....	27
2.2.7	Sistema de inyección de aceite de alta presión.....	30
2.2.8	Sistema de frenado y levantamiento.....	32
2.2.8.1	Principio de funcionamiento.....	32
3.	PARÁMETROS DE DISEÑO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO	
3.1	Generalidades.....	34
3.2	Descripción.....	35
3.3	Recolección de parámetros de funcionamiento actuales de la unidad de generación.....	39
3.3.1	Caudales requeridos.....	39
3.3.2	Presiones de trabajo.....	40
3.3.3	Temperaturas de funcionamiento.....	40
3.4	Energía eléctrica consumida por el S.A.E.....	42
3.5	Planos del sistema de enfriamiento actual.....	43

4.

DISEÑO DEL NUEVO SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

4.1	Estudio del recurso hídrico y comportamiento histórico de la fuente.....	44
4.1.1	Aspectos generales.....	44
4.1.1.1	Localización, ubicación de la cuenca.....	44
4.1.1.2	Climatología.....	44
4.1.2	Parámetros morfométricos.....	46
4.1.2.1	Área de drenaje.....	46
4.1.2.2	Índice de Gravelius.....	46
4.1.2.3	Factor de forma (Kf).....	46
4.1.2.4	Sistema de drenaje.....	47
4.1.2.5	Densidad de drenaje.....	47
4.1.2.6	Extensión media de la escorrentía superficial.....	47
4.1.2.7	Sinuosidad de las corrientes de agua.....	48
4.1.2.8	Pendiente media (mediante el método de las curvas de nivel).....	48
4.1.2.9	Curva Hipsométrica.....	49
4.1.2.10	Elevación media de la hoya.....	49
4.1.2.11	Pendiente de las corrientes principales.....	49
4.1.2.12	Rectángulo equivalente.....	51
4.1.2.13	Clasificación edafológica del suelo.....	52
4.1.2.14	Resumen de las condiciones morfométricas de la cuenca.....	52
4.1.2.15	Conclusiones de las condiciones morfométricas.....	53
4.1.3	Estimación de caudales mínimos y medios mensuales.....	54
4.1.3.1	Introducción.....	54
4.1.3.2	Cuencas homogéneas.....	54
4.1.3.3	Métodos estudiados.....	55
4.1.3.4	Información disponible.....	55
4.1.4	Curva de duración general.....	56
4.1.5	Caudales medios mensuales y mínimos por correlación directa con la Cuenca del río Cardenillo.....	58
4.1.6	Distribución de frecuencias de Caudales medios y mínimos.....	59
4.1.6.1	Caudales mínimos.....	59
4.1.6.2	Curvas de variación estacional.....	60
4.1.6.3	Períodos secos.....	60
4.1.7	Trabajo de campo.....	61
4.1.7.1	Aforo del 18 de Marzo del 2009.....	61
4.1.7.2	Aforo del 2 de Septiembre del 2009.....	62
4.1.8	Conclusiones y recomendaciones del estudio hídrico.....	62
4.1.9	Temperatura del agua de suministro y medición de altura disponible.....	63
4.2	Diseño del sistema de tubería.....	63
4.2.1	Cálculo de $H_{r_{D-B}}$	65
4.2.2	Cálculo de $H_{r_{C-D}}$	79
4.2.3	Cálculo de velocidad en el punto B.....	80
4.2.4	Cálculo de $H_{r_{A-C}}$	80
4.3	Prediseño de las obras civiles.....	86
4.3.1	Captación.....	86
4.3.1.1	Dimensionamiento de bocatoma en el lecho.....	87
4.3.2	Conducción.....	100
4.3.3	Tanque de presión.....	103

4.3.4	Diseño de Azud.....	106
4.3.5	Tubería de presión.....	115
4.3.5.1	Diámetro de tubería.....	115
4.3.5.2	Material de la tubería.....	116
4.3.5.3	Espesor de la tubería.....	116
4.3.5.4	Tensiones en la tubería de presión.....	118
4.3.6	Bloques de anclaje y apoyo.....	124
4.3.6.1	Apoyos.....	124
4.3.6.2	Anclajes.....	133
4.4	Análisis de los sistemas de transferencia de calor.....	147
4.4.1	Análisis en condiciones actuales de funcionamiento.....	147
4.4.1.1	Intercambiador de calor de Coraza y Tubos.....	147
4.4.1.2	Radiador.....	170
4.4.2	Análisis del proceso de transferencia de calor entre el actual sistema y el sistema propuesto.....	187
5.	ANÁLISIS ECONÓMICO	
5.1	Evaluación económica.....	191
5.1.1	Costos.....	192
5.1.1.1	Costos de inversión.....	192
5.1.1.2	Costos de operación y mantenimiento al año.....	193
5.1.2	Ingresos.....	194
5.1.2.1	Costos de operación y mantenimiento del sistema actual.....	194
5.1.2.2	Costos de energía eléctrica.....	195
5.1.2.3	Costos de recambio de bombas del actual sistema de enfriamiento	197
5.1.2.4	Valor de salvamento.....	197
5.1.3	Cálculo de la relación costo/beneficio.....	198
6.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	
6.1	Conclusiones.....	201
6.2	Recomendaciones.....	202

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

PLANOS

LISTA DE TABLAS

<u>TABL</u>		<u>PÁGIN</u>
<u>A</u>		<u>A</u>
2.1	CARACTERÍSTICAS DE LOS GENERADORES DE LA CENTRAL MOLINO.....	13
	
3.1	CAUDALES REQUERIDOS POR LA UNIDAD DE GENERACIÓN...	39
3.2	PRESIONES DE TRABAJO DE LA UNIDAD DE GENERACIÓN.....	40
3.3	TEMPERATURAS DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO.....	40
3.4	TEMPERATURA DEL ACEITE DEL TRANSFORMADOR.....	41
3.5	TEMPERATURAS DEL AIRE DEL RECINTO EN LAS UNIDADES DE LA FASE C.....	41
3.6	TIEMPO DE OPERACIÓN ANUAL POR UNIDAD...	42
4.1	CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DE LA HOYA.....	52
4.2	PENDIENTES DE LAS CORRIENTES PRINCIPALES.....	52
4.3	CAUDALES MENSUALES MEDIOS Y MÍNIMOS EN LA QUEBRADA MOLINO	58
4.4	CAUDALES MÍNIMOS.....	59
4.5	PERÍODOS SECOS.....	60
4.6	PÉRDIDAS PRIMARIAS EN EL SISTEMA DE TUBERÍAS DE LA LÍNEA 1.....	68
4.7	PÉRDIDAS PRIMARIAS EN EL SISTEMA DE TUBERÍAS DE LA LÍNEA 2.....	69
4.8	PÉRDIDAS PRIMARIAS EN EL SISTEMA DE TUBERÍAS DE LA LÍNEA 3.....	70
4.9	PÉRDIDAS PRIMARIAS EN EL SISTEMA DE TUBERÍAS DE LA LÍNEA 4.....	70
4.10	PÉRDIDAS PRIMARIAS EN EL SISTEMA DE TUBERÍAS DE LA LÍNEA 5.....	71
4.11	PÉRDIDAS PRIMARIAS EN EL SISTEMA DE TUBERÍAS DE LA LÍNEA 6.....	71
4.12	PÉRDIDAS SECUNDARIAS EN LA LÍNEA 1.....	73
4.13	PÉRDIDAS SECUNDARIAS EN LA LÍNEA 2.....	74
4.14	PÉRDIDAS SECUNDARIAS EN LA LÍNEA 3.....	75
4.15	PÉRDIDAS SECUNDARIAS EN LA LÍNEA 4.....	76
4.16	PÉRDIDAS SECUNDARIAS EN LA LÍNEA 5.....	77
4.17	PÉRDIDAS SECUNDARIAS EN LA LÍNEA 6.....	78
4.18	PÉRDIDAS TOTALES EN LAS LÍNEAS.....	79
4.19	PÉRDIDAS TOTALES EN LAS LÍNEAS.....	82
4.20	COEFICIENTES DE PÉRDIDAS EN ACCESORIOS.....	85
4.21	RESULTADOS PARA LA SELECCIÓN DE LA TUBERÍA MÁS ADECUADA.....	86
4.22	COEFICIENTE X DE ACUERDO CON EL ÁNGULO DE INCLINACIÓN.....	88
4.23	COEFICIENTE e	97

4.24	VALORES DE n	99
4.25	ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LA TUBERÍA.....	101
4.26	UBICACIÓN DE LOS TANQUES EN LA CONDUCCIÓN.....	102
4.27	COORDENADAS DEL PERFIL DE CREAGER.....	107
4.28	COORDENADAS DEL AZUD.....	108
4.29	PROPIEDADES FÍSICAS DE TUBERÍA CON NORMA API 5L.....	117
4.30	PROPIEDADES FÍSICAS DE MATERIALES PARA TUBERÍAS.....	117
4.31	ESPACIAMIENTO ENTRE APOYOS (m) PARA TUBERÍA DE ACERO COMERCIAL.....	121
4.32	COEFICIENTES DE FRICCIÓN PARA DIVERSAS COMBINACIONES DE MATERIALES.....	128
4.33	COEFICIENTES PARA LA OBTENCIÓN DE j_i	155
4.34	RESULTADOS DE ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL SISTEMA ACTUAL EN INTERCAMBIADOR DE CORAZA Y TUBOS.....	170
4.35	CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DE ALGUNOS MATERIALES.....	177
4.36	RESULTADOS DE ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL SISTEMA ACTUAL DE RADIADOR.....	186
4.37	RESULTADOS DE LAS CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS.....	188
4.38	RESULTADOS DE LAS CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMIENTO DE LOS RADIADORES DEL GENERADOR.....	188-189
5.1	COSTOS DE OBRAS CIVILES.....	192
5.2	COSTOS DE TUBERÍA Y ACCESORIOS.....	193
5.3	COSTOS DE TUBO ESTRUCTURAL.....	193
5.4	COSTOS DE MONTAJE E INSTALACIÓN.....	193
5.5	COSTOS ANUALES DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DEL SISTEMA PROPUESTO.....	194
5.6	COSTO DE RECURSOS HUMANOS UTILIZADO EN EL SAE FACE C.	194
5.7	COSTOS DE MATERIALES Y REPUESTOS UTILIZADO EN EL SAE FACE C.....	195
5.8	PRECIO DE VENTA DEL KW·h.....	195
5.9	PROMEDIO DE COSTO ANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DEL SISTEMA ACTUAL DE ENFRIAMIENTO	196
5.10	VALOR DE SALVAMENTO DEL PROYECTO.....	197
5.11	COSTOS E INGRESOS TOTALES DEL PROYECTO.....	198
5.12	COMPARACIÓN DE COSTOS ENTRE EL SISTEMA ACTUAL Y EL SISTEMA PROPUESTO.	200

LISTA DE FIGURAS

<u>FIGURA</u>		<u>PÁGINA</u>
1.1	Partes de una Central Hidroeléctrica.....	2
1.2	Componentes de la Unidad de Generación.....	2
2.1	Construcción del Proyecto Hidroeléctrico Paute.....	7
2.2	Presa Daniel Palacios.....	8
2.3	Diferentes niveles de un embalse.....	9
2.4	Corte a través de eje de unidades.....	10
2.5	Subestación de la Central Molino.....	11
2.6	Disposición general de una Central Hidroeléctrica.....	12
2.7	Cojinete guía inferior del generador.....	14
2.8	Cojinete combinado.....	14
2.9	Rotor y estator de las Unidades de Generación.....	15
2.10	Transformador principal.....	16
2.11	Válvula esférica.....	17
2.12	Rodete tipo Pelton con 2 de sus 6 inyectores.....	18
2.13	Rodete tipo Pelton.....	19
2.14	Inyector y deflector de la turbina.....	20
2.15	Cojinete guía turbina.....	20
2.16	Tubería en espiral o caracol.....	21
2.17	Sistema de acumulación y bombeo.....	22
2.18	Sistema de agua de enfriamiento (SAE).....	28
2.19	Ventilación general.....	28
2.20	Ventilación B.....	29
2.21	Distribución del agua de enfriamiento.....	30
2.22	Conjunto de patines axiales.....	30
2.23	Inyección de aceite a presión en patines axiales.....	31
2.24	Sistema de alta.....	32
2.25	Pista de frenado.....	33
2.26	Sistema de frenos y gatos.....	33
3.1	Esquema de los equipos refrigerados.....	35
3.2	Pozo de agua.....	37
3.3	Ciclo del agua de refrigeración de las Unidades de Generación...	38
4.1	Regiones climatológicas.....	45
4.2	Curva de duración general de caudales mensuales.....	57
4.3	Caudales mensuales medios y mínimos de la Quebrada Molino....	58
4.4	Esquema del nuevo sistema de	64

	enfriamiento.....		
4.5	Coefficientes de pérdida.....	de	83
4.6	Aspecto de una bocatoma en el lecho.....		87
4.7	Distancia entre barras.....		89
4.8	Coefficiente de derrame para diferentes perfiles de barra.....		90
4.9	Corte transversal de la bocatoma de fondo.....		92
4.10	Dimensiones del canal de aducción y de la rejilla.....		92
4.11	Dimensiones principales de la rejilla.....		93
4.12	Toma de agua, Desripiador y rebosadero de una bocatoma.....		94
4.13	Curso del caudal por la compuerta de lavado.....		97
4.14	Dimensiones de la transición.....		100
4.15	Esquema de la tubería de conducción.....		101
4.16	Características hidrodinámicas de partida y parada brusca.....		103
4.17	Tanque de presión.....		105
4.18	Vista superior del tanque.....		105
4.19	Coordenadas del perfil de Creager.....		109
4.20	Dimensiones de un apoyo.....		125
4.21	Tensiones sobre el apoyo y la tubería.....		126
4.22	Distancias del punto de aplicación de las fuerzas al punto O.....		131
4.23	Ángulos para variar la pendiente de en un anclaje.....		134
4.24	Diagrama de las fuerzas que actúan en un anclaje.....		139
4.25	Dimensiones de un anclaje.....		141
4.26	Esquema Intercambiador de calor de Coraza y Tubos.....		147
4.27	Relaciones geométricas del Intercambiador de calor de Coraza y tubos.....		152
4.28	Distribución de deflectores.....		153
4.29	Dimensión de L_{tp}	de	154
4.30	Valor de B_c (%) recomendado.....		158
4.31	Factor de corrección J_1 en función de r_{lm} y r_s		159
4.32	L_{sb} en función del D_s		160
4.33	L_{tb} en función de D_t , y L_b máx.....		161
4.34	Valor de $(S_{tb})_1$		161
4.35	Factor de corrección F.....		167
4.36	Esquema del Radiador.....		171
4.37	Nomenclatura usada para determinar la máxima velocidad del viento que atraviesa una hilera de tubos alternados.....		172
4.38	Definición de valores para flujo en tubos aletados.....		175
4.39	Representación gráfica del factor de corrección de un intercambiador de calor de corrientes cruzadas, con uno de los fluidos mezclado y el otro sin mezclar.....		184
4.40	Esquema de área aletada y área no aletada.....		185
4.41	Diagrama de Flujo.....		198
4.42	Equivalencia del Diagrama de Flujo.....		198

LISTA DE ABREVIACIONES

SAE:	Sistema de Agua de Enfriamiento
CREA:	Centro de Reconversión Económica del Azuay, Cañar y Morona Santiago
INECEL:	Instituto Ecuatoriano de Electrificación
CELEC:	Corporación Eléctrica del Ecuador
C.A.:	Corriente Alterna
C.C.:	Corriente Continua
r.p.m.:	Revoluciones por minuto
m.s.n.m.:	Metros sobre el nivel del mar
Q:	Caudal
T _E :	Temperatura de entrada
T _S :	Temperatura de salida
P:	Potencia del motor eléctrico (KW)
t:	Tiempo
UTM:	Universal Transverse Mercator
A:	Área
K _c :	Índice de gravelius
K _f :	Factor de forma
D _d :	Densidad de drenaje
S:	Pendiente media
E:	Elevación media de la hoya
E _A :	Energía en el punto A
E _B :	Energía en el punto B
$H_{r_{A-B}}$:	Pérdidas totales de energía del punto A al punto B (m)
$H_{r_{A-C}}$:	Pérdidas totales de energía desde el tanque de presión hasta el pulmón (m)

$H_{r_{C-D}}$:	Pérdidas totales de energía en el tramo de tubería que genere mayores pérdidas desde el pulmón hasta el acople con el SAE (m)
$H_{r_{D-B}}$:	Pérdidas totales de energía en el sistema SAE ya existente (m)
C_{H_2O} :	Mayor altura de columna de agua (m)
L :	Longitud
D :	Diámetro interno de la tubería
V :	Velocidad
λ :	Coefficiente por pérdidas primarias
g :	Gravedad
Re :	Número de Reynolds
ν :	Viscosidad Cinemática
H_{rp} :	Pérdidas primarias (m)
H_{rs} :	Pérdidas secundarias (m)
K_m :	Coefficiente de pérdidas por accesorios
$h_{rejilla}$:	Pérdidas en la rejilla
$h_{entrada}$:	Pérdidas a la entrada de la tubería
h_0 :	Nivel mínimo en épocas de sequía de agua
h :	Altura inicial del agua
b :	Ancho total del vertedero
c :	Coefficiente de contracción
x :	Coefficiente según la inclinación de la rejilla
a :	Abertura entre las barras de la rejilla
d :	Distancia entre ejes de la barra
β :	Ángulo de inclinación de la rejilla
b' :	Ancho total de la toma
N :	Número de barrotes
Y_c :	Profundidad crítica del canal
V_c :	Velocidad crítica del canal
b'' :	Longitud del canal colector
s :	Coefficiente de corrección de sumersión
b_2 :	Es el ancho del vertedero.
H' :	Carga sobre la cresta

a_m :	Ancho de pared
L:	Longitud
j_c :	Pendiente del canal del desripiador
H:	Altura de caída
Δh_d :	Altura del dentellón
D_m :	Diámetro de partícula en lecho del río
M:	Momento
η_a :	Factor de seguridad de deslizamiento
A _{pi} :	American Petroleum Institute
e:	Espesor
δ :	Tensión
G:	Peso
F:	Fuerza
γ :	Peso específico
μ :	Coefficiente de fricción
W:	Momento de resistencia
I:	Inercia
U_0 :	Coefficiente global de transferencia de calor
α_s :	Coefficiente convectivo exterior
R:	Resistividad térmica por ensuciamiento al exterior de los tubos
α_i :	Coefficiente convectivo interior
Pr:	Número de Prant
Nu:	Número de Nusselt
K:	Conductividad térmica
η_s :	Viscosidad dinámica
\dot{m}_s :	Velocidad másica del fluido en el espacio entre deflectores
\dot{M}_s :	Flujo de masa que entra a la coraza
J:	Factor de corección
q:	Calor
LMTD:	Diferencia de Temperatura Media Logarítmica
λ	Conductividad térmica
ρ :	Densidad

m_e :	Eficiencia de la aleta
Ω_f :	Eficiencia de la aleta
ν :	Viscosidad cinemática
VRn:	Valor residual
Vi:	Valor inicial del bien

LISTA DE ANEXOS

- ANEXO 1:** Estudio del recurso hídrico.
- ANEXO 2:** Diseño del sistema de tuberías.
- ANEXO 3:** Diseño de obras civiles.
- ANEXO 4:** Análisis de los sistemas de transferencia de calor.
- ANEXO 5:** Modelación en SAP de las estructuras.
- ANEXO 6:** Costos de materiales.

RESUMEN

Se ha diseñado un sistema de enfriamiento de las Unidades de Generación de la Fase C de la Central Hidroeléctrica Paute-Molino aprovechando la energía potencial de la Quebrada El Molino, de manera que se capaz de sustituir al sistema de electrobombeo que actualmente opera con agua turbinada que es impulsada hacia los intercambiadores de calor.

Una vez determinado el caudal y la presión de funcionamiento del sistema de enfriamiento actual para las cinco Unidades de Generación de la Fase C, se determinó la altura del lugar en el que se localizaría el tanque de presión del sistema para que sea capaz de generar la presión necesaria para distribuir el agua a todos los equipos que requieren refrigeración.

Realizado el análisis físico-químico correspondiente del agua de la Quebrada Molino se concluye que cumple con las condiciones necesarias para el objeto del proyecto; que es disminuir la corrosión en el sistema, mejorar el rendimiento en el proceso de transferencia de calor y reducir la periodicidad de mantenimiento en los intercambiadores de calor de los equipos que son refrigerados. El sistema de enfriamiento propuesto trabaja con un caudal de $0.49 \text{ m}^3/\text{s}$ y una presión de 3.5 bar.

Las ventajas mencionadas del sistema de enfriamiento propuesto frente al actual sistema de enfriamiento se ven reflejadas principalmente en el ahorro energético, que a su vez favorece al aspecto ambiental, y es un factor significativo en el análisis económico que demuestra la fiabilidad del proyecto.

SUMMARY

A cooling system of the Phase C Generation Units of the Hydroelectric Generating Station Paute-Molino has been designed taking the advantage of the potential energy from the Quebrada El Molino, so as to substitute the electro-pumping operating at the moment with turbine water which is impelled to the heat exchangers.

After having determined the volume and the system functioning pressure of the actual cooling for the five Phase C Generation Units, the place altitude in which the system pressure tank to generate the necessary pressure to distribute the water to all the equipment requiring cooling, was determined.

After having carried it out the corresponding physical and chemical analysis of the Quebrada Molino water it is concluded that it meets the necessary conditions for the project, i.e., diminishing the system corrosion, improving the heat transfer process yield and reducing the maintenance periodicity in the equipment heat exchangers which are refrigerated. The proposed cooling system works with a volume of $0.49 \text{ m}^3/\text{s}$ and 3.5 bar pressure.

The mentioned proposed cooling system advantages are reflected mainly in the energy saving, which in turn favors the environmental aspects and is a significant factor in the economic analysis which shows the project feasibility.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] MORETTA, Alejandro M. Turbinas Hidráulicas. Italia: 1995.
- [2] MARTINEZ, Pablo. Manual de Operación Central Hidroeléctrica Paute. Válvula Esférica, p.1, sección 3.
- [3] ALMENDARIZ, Abel. Manual de Operación Central Hidroeléctrica Paute. La Turbina Hidráulica, p.1- p.5, sección 4.
- [4] MARTINEZ, Pablo. Manual de Operación Central Hidroeléctrica Paute. Sistema de Regulación de Velocidad, p.1-p.7, sección 5.
- [5] NACIMBA, Miguel. Manual de Operación Central Hidroeléctrica Paute. Servicios Auxiliares de Casa de Máquinas, p.3-p.6.
- [6] GUZMAN. Estudio climatológico de la zona del Campamento Guarumales del año 2004.
- [7] CELLERI, Rolando A. Rainfall variability and Rainfall-Run off Dynamics in the Paute River Basin-Southern Ecuadorian Andes. June 2007.
- [8] VÉLEZ, M.V.; SMITH R.A.; RODRIGUEZ E.M. y BEDOYA J.A., 2000. “Estimación de caudales mínimos con escasez de información: un caso de estudio”.
- [9] Estación Hidrometeorológica Guarumales.
- [10] ORTIZ, Ramiro. Pequeñas Centrales Hidroeléctricas. Bogotá, Colombia, McGraw-Hill Interamericana S. A., 2001.
- [11] KROCHIN, Sviatoslav. Diseño Hidráulico. Editorial de la Escuela Politécnica Nacional. Página 49.
- [12] Manual de Mini y Microcentrales Hidráulicas: una guía para el desarrollo de proyectos. Intermediate Technology Development Group, Lima; 1995.
- [13] HOLMAN, J. Transferencia de calor. 8va. Ed. España: Mc-Graw Hill, 1998.

[14] HEWITT. Handbook. Begell House, Inc, 1998.

[15] INCROPERA, F, DE WITT, D. Fundamentos de Transferencia de Calor. México, México, PRENTICE HALL HISPANOAMERICANA S.A., 1999. Página 445.

BIBLIOGRAFÍA

- ALMENDARIZ, Abel. Manual de Operación Central Hidroeléctrica Paute. La Turbina Hidráulica, p.1- p.5, sección 4.
- CELLERI, Rolando A. Rainfall variability and Rainfall-Run off Dynamics in the Paute River Basin-Southern Ecuadorian Andes. June 2007.
- COZ, Federico. Manual de Mini y Microcentrales Hidráulicas: una guía para el desarrollo de proyectos. Intermediate Technology Development Group, Lima; 1995.
- GUZMAN. Estudio climatológico de la zona del Campamento Guarumales del año 2004.
- HEWIIT. Handbook. Begell House, Inc, 1998.
- HOLMAN, J. Transferencia de calor. 8va. Ed. España: Mc-Graw Hill, 1998.
- KROCHIN, Sviatoslav. Diseño Hidráulico. Editorial de la Escuela Politécnica Nacional. Página 49.
- MARTINEZ, Pablo. Manual de Operación Central Hidroeléctrica Paute. Válvula Esférica, p.1, sección 3.
- MARTINEZ, Pablo. Manual de Operación Central Hidroeléctrica Paute. Sistema de Regulación de Velocidad, p.1-p.7, sección 5.
- MORETTA, Alejandro M. Turbinas Hidráulicas. Italia: 1995.
- NACIMBA, Miguel. Manual de Operación Central Hidroeléctrica Paute. Servicios Auxiliares de Casa de Máquinas, p.3-p.6.
- ORTIZ, Ramiro. Pequeñas Centrales Hidroeléctricas. Bogotá, Colombia, McGraw-Hill Interamericana S. A., 2001.
- VÉLEZ, M.V.; SMITH R.A.; RODRIGUEZ E.M. y BEDOYA J.A., 2000. “Estimación de caudales mínimos con escasez de información: un caso de estudio”.

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN, JUSTIFICACIÓN Y OBJETIVOS.

1.1 Introducción

Las centrales hidroeléctricas utilizan la energía potencial del agua como fuente primaria para generar electricidad. Estas plantas se localizan en sitios en donde existe una diferencia de altura entre la central eléctrica y el suministro de agua. De esta forma, la energía potencial del agua se convierte en energía cinética que es utilizada para impulsar el rodete de la turbina y hacerla girar para producir energía mecánica. Acoplado a la turbina se encuentra el generador que finalmente convierte la energía mecánica en eléctrica, el cual consta de dos partes fundamentales, que son el estator y rotor.

Debido al giro existen elementos que se encuentran en constante rozamiento, tales como: cojinete guía turbina, cojinete guía generador y cojinete combinado, etc. El deslizamiento entre superficies sólidas se caracteriza generalmente por un alto coeficiente de fricción y un gran desgaste debido a las propiedades específicas de trabajo de las superficies. La lubricación consiste en la introducción de una capa intermedia de un material ajeno entre las superficies en movimiento. Estos materiales intermedios se denominan lubricantes y su función es disminuir la fricción y el desgaste.

Es por eso necesario que entre las superficies de contacto de estos elementos exista una película de aceite la que también es afectada por el incremento de temperatura, y para mantener sus cualidades originales de lubricación requiere ser refrigerado el aceite de lubricación.

Además de los cojinetes existen otras zonas en las que se produce un aumento de temperatura y por tanto requieren ser refrigeradas como son: estator, la cuba del regulador y el aceite del transformador.

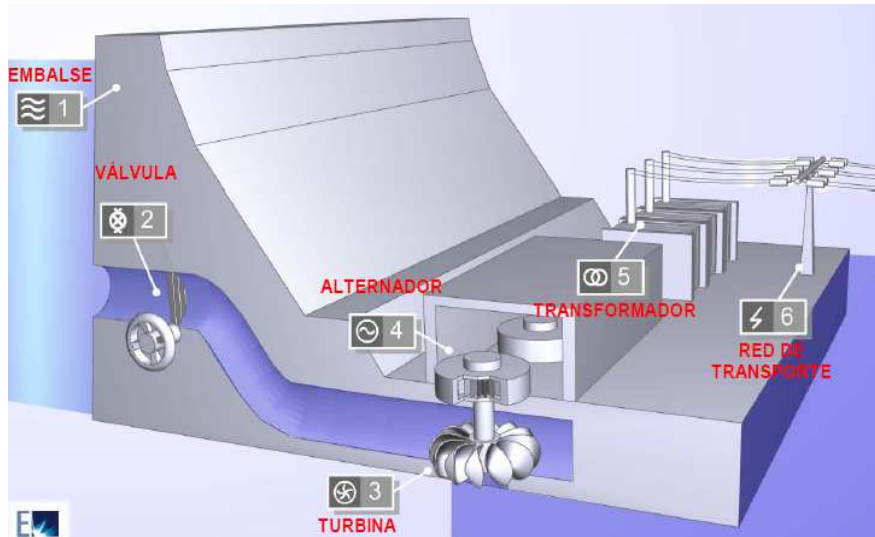


Figura 1.1: Partes de una Central Hidroeléctrica.

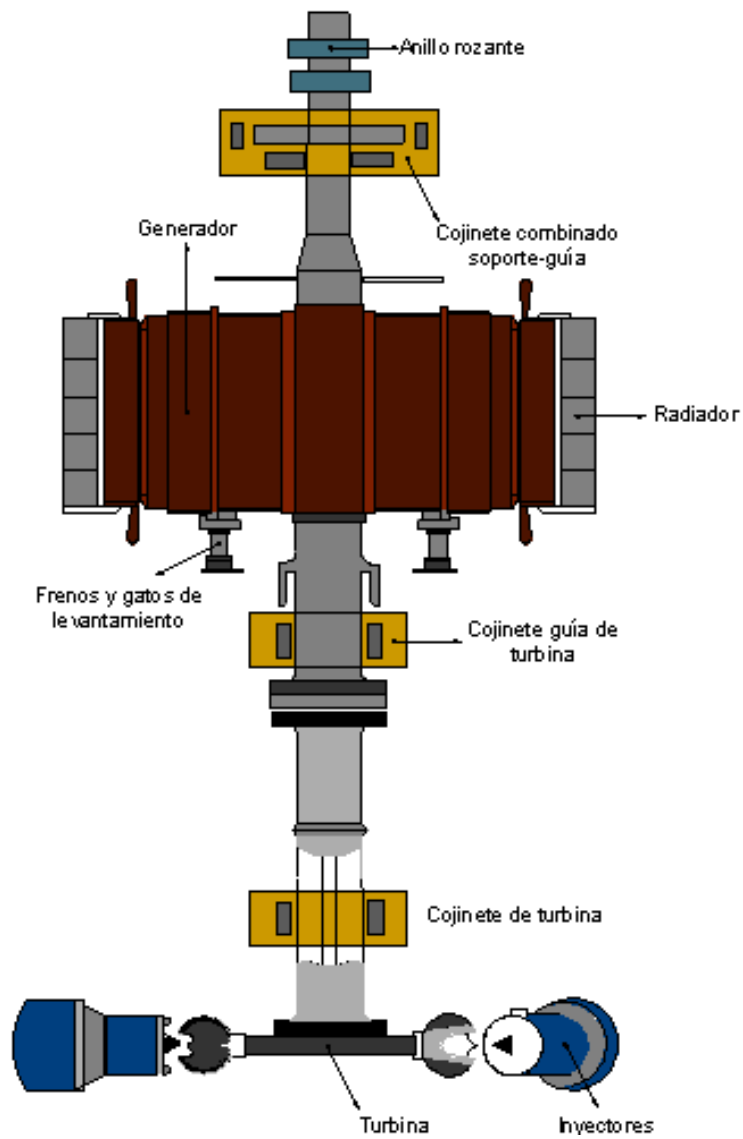


Figura 1.2: Componentes de la Unidad de Generación.

1.2 Justificación Técnica

Luego de haber realizado las prácticas pre profesionales en la Central Paute-Molino se vio la necesidad de realizar un estudio de factibilidad del aprovechamiento de la caída de la Peña Molino para la alimentación del Sistema de Agua de Enfriamiento (que de aquí en adelante la denominaremos SAE) para la Central Hidroeléctrica Paute.

En la actualidad para el control de temperatura de los equipos que conforman las unidades de generación se dispone del sistema de refrigeración por medio de agua a través de un sistema de bombeo que toma el agua turbinada.

Este sistema se quiere remplazar por uno que aproveche la energía potencial del agua de la Quebrada Molino. Mediante la implementación de éste nuevo sistema no existirá consumo de energía eléctrica para que funcione el SAE.

Además el suministro de agua de alimentación contendría menor porcentaje de impurezas y sedimentos, obteniendo los siguientes beneficios: disminución en la frecuencia de mantenimiento, mayor tiempo de vida útil de las tuberías; permitiendo así el incremento de la eficiencia en el proceso de transferencia de calor.

1.3 Alcance

El alcance del estudio comprende realizar en la Quebrada Molino aforos de caudal de agua, obtener datos de altura, posición geográfica y temperatura del agua, actividades que tendrán duración aproximada de 2 meses.

Se realizará el levantamiento de información de los parámetros actuales de funcionamiento del SAE, de las características de los elementos que realizan la transferencia

de calor en los cojinetes, regulador de velocidad, generador, transformador principal y ventilación de las unidades de generación.

Con el análisis y evaluación de los datos e información recolectados se elaborará el diseño de un nuevo sistema de alimentación de agua de enfriamiento.

Se evaluarán los beneficios que se obtendrían con el nuevo sistema de alimentación en base a comparaciones de rendimiento en el proceso de transferencia de calor entre el sistema actual y el sistema propuesto en el diseño y comparando además el costo del consumo de energía eléctrica del sistema de bombeo versus costo de inversión del nuevo sistema de alimentación del SAE y su análisis socio económico.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo General

Diseñar el sistema de suministro del agua de enfriamiento de las unidades de generación de la Central Paute-Molino.

1.4.2 Objetivos Específicos

- Estudiar la factibilidad del aprovechamiento de la caída de agua de la Quebrada Molino para alimentación del sistema de agua de enfriamiento de las unidades de generación de la Central Paute-Molino.
- Conocer los sistemas que conforman la casa de máquinas de la central hidroeléctrica Paute-Molino.
- Obtener los parámetros actuales de funcionamiento del SAE.

- Diseñar el nuevo sistema de alimentación del SAE.
- Analizar la eficiencia del proceso de transferencia de calor.
- Disminuir el consumo de energía en el sistema de bombeo del agua de refrigeración de la central Paute – Molino.
- Disminuir los costos de mantenimiento del sistema de bombeo del agua de enfriamiento del sistema.

CAPÍTULO II

2 CASA DE MÁQUINAS DE LA CENTRAL HIDROELÉCTRICA PAUTE-MOLINO

2.1 Introducción

El proyecto fue creado por Daniel Palacios Izquierdo, Ingeniero quien tras haber sido contratado por el Centro de Reversión Económica del Azuay, Cañar y Morona Santiago (CREA), aprovechó todos esos años en realizar viajes a los sitios más propicios de la hoya del Paute con miras al aprovechamiento de esas aguas a través de una represa que suministraría energía eléctrica al país.

El río Paute portador de un gran caudal en el sitio denominado Cola de San Pablo, presenta una gran diferencia de niveles, siendo posible aprovechar su energía potencial; esta condición favorable fue expuesta por Daniel Palacios Izquierdo en su informe ante las autoridades superiores y de la provincia.

La presa Daniel Palacios de hormigón en arco tiene una altura de 170 metros y una longitud de coronación de 420 metros. En el sitio escogido la cuenca es estrecha y el terreno de las vertientes laterales de roca, asísmica, de constitución geológica estable. Es la más alta de América en su tipo.

INECEL, encargado de la planificación y desarrollo de la electrificación, contrata los estudios del proyecto. La construcción de este proyecto se da en el periodo de 1976 a 1983 la fase AB; con una potencia eléctrica de 500 Mw.; inaugurado por el Presidente de la República Dr. Osvaldo Hurtado y desde 1985 a 1991 se construye la fase C; con una potencia eléctrica de 575 Mw.; inaugurado por el presidente de la república Dr. Rodrigo Borja.



Figura 2.1: Construcción del Proyecto Hidroeléctrico Paute.

La potencia de la Central Hidroeléctrica Paute es la de mayor envergadura en Ecuador. Cabe señalar que el proyecto no está terminado en su totalidad, actualmente se está construyendo la central de Mazar, Sopladora, y Cardenillo, con lo cual culminará el proyecto. Hidro - Paute.

La central Molino tiene una capacidad de producción de energía de 1.075 Mw. sin embargo el Proyecto Hidroeléctrico Paute tiene como propósito incrementar su potencia de generación en 180 Mw. de central Mazar, 450 Mw. de la central Sopladora y 400 Mw. de la central Cardenillo, obteniendo un total 2105 Mw.; de potencia hidroeléctrica para el Ecuador.

La operación del proyecto Hidroeléctrico Paute estaba a cargo de la empresa “ECUAELECTRICIDAD”, cuyo contrato venció en mayo del 2008.

Actualmente la Administración se encuentra a cargo de la Corporación Eléctrica del Ecuador (CELEC).

2.1.1 Centrales hidroeléctricas

La función de una central hidroeléctrica es utilizar la energía potencial del agua almacenada y convertirla, primero en energía mecánica y luego en energía eléctrica. La producción de energía eléctrica a través del aprovechamiento de la fuerza del agua forma parte de nuestra cultura como un medio normal, seguro y consolidado de producir energía (tanto hidráulica, mecánica y eléctrica). Actualmente, el uso más común de la energía hidráulica es la producción de energía eléctrica, al menos en los países industrializados: casi un siglo y medio de aplicaciones industriales en esta dirección, con la realización de obras y centrales de cierta importancia, incluso desde el punto de vista arquitectónico, han ayudado a consolidar en nuestra mente la idea de aprovechamiento de un recurso disponible de una forma limpia.

2.1.2 Principales componentes de una Central Hidroeléctrica [1]

2.1.2.1 Presa. El primer elemento que encontramos en una central hidroeléctrica es la presa o azud, que se encarga de atajar el río y remansar las aguas. Con estas construcciones se logra un determinado nivel del agua antes de la contención, y otro nivel diferente después de la misma. Ese desnivel se aprovecha para producir energía.



Figura 2.2: Presa Daniel Palacios.

2.1.2.2 Los Aliviaderos. Los aliviaderos son elementos vitales de la presa que tienen como misión liberar parte del agua embalsada sin que esta pase el nivel máximo de aguas. Para conseguir que el agua salga por los aliviaderos existen grandes compuertas, de acero.

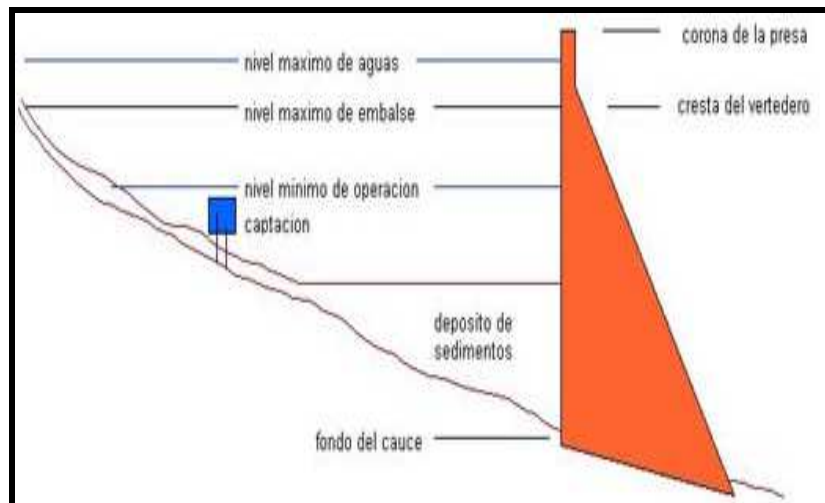


Figura 2.3: Diferentes niveles de un embalse.

2.1.2.3 Tomas de agua. Las tomas de agua son construcciones adecuadas que permiten recoger el líquido para conducirlo hasta las máquinas por medios de canales o tuberías. La toma de agua de las que parten varios conductos hacia las tuberías, se hallan en la pared anterior de la presa que entra en contacto con el agua embalsada. Esta toma posee compuertas para regular la cantidad de agua que llega a las turbinas y rejillas metálicas que impiden que elementos extraños como troncos, ramas, etc.; lleguen a los álabes y produzcan desperfectos. Es bastante normal evitar el canal e instalar directamente las tuberías forzadas a las tomas de agua de las presas.

2.1.2.4 Chimenea de equilibrio. Debido a las variaciones de carga del alternador o a condiciones imprevistas de funcionamiento se utilizan estos ductos, que evitan las sobre presiones en las tuberías forzadas y álabes de las turbinas. A estas sobre presiones se les denomina "golpe de ariete".

Cuando la carga de trabajo de la turbina disminuye bruscamente se produce una sobre presión positiva, ya que el regulador automático de la turbina cierra la admisión de agua. Actúa de este modo la chimenea de equilibrio como un muelle hidráulico o un condensador eléctrico, es decir, absorbiendo y devolviendo energía.

2.1.2.5 Casa de máquinas. Es una construcción civil en donde se ubican las máquinas y los elementos de regulación y comando. Por lo general son cuevas de roca reforzadas (centrales modernas).

Los sistemas que la conforman son: Generador Principal, Transformador Principal, Sistema de Válvula Esférica, Turbina Hidráulica, Sistema de Regulación de Velocidad, Sistema de Agua de Enfriamiento y Ventilación, Sistema de inyección de aceite de alta presión y Sistema de frenado y levantamiento.

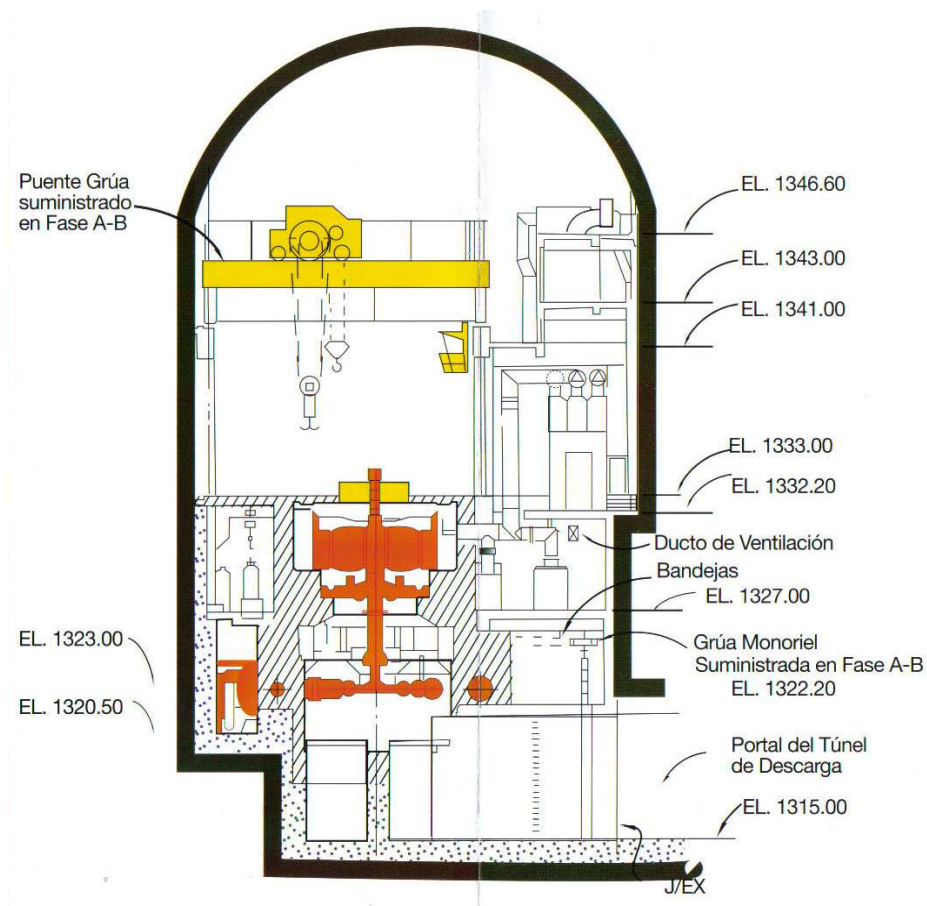


Figura 2.4: Corte a través de eje de Unidades.

2.1.2.6 Transformador de potencia. Es aquella maquina que eleva la tensión generada a un valor mucho mas alta para poder ser transportada a su lugar de utilización.

2.1.2.7 Subestación. Es un conjunto de elementos en un sistema eléctrico que funciona como punto de conexión o conmutación de líneas de transmisión, plantas de generación, transformadores elevadores/reductores de tensión, etc.



Figura 2.5: Subestación de la Central Molino.

En el siguiente esquema se observa la disposición general de una Central Hidroeléctrica.

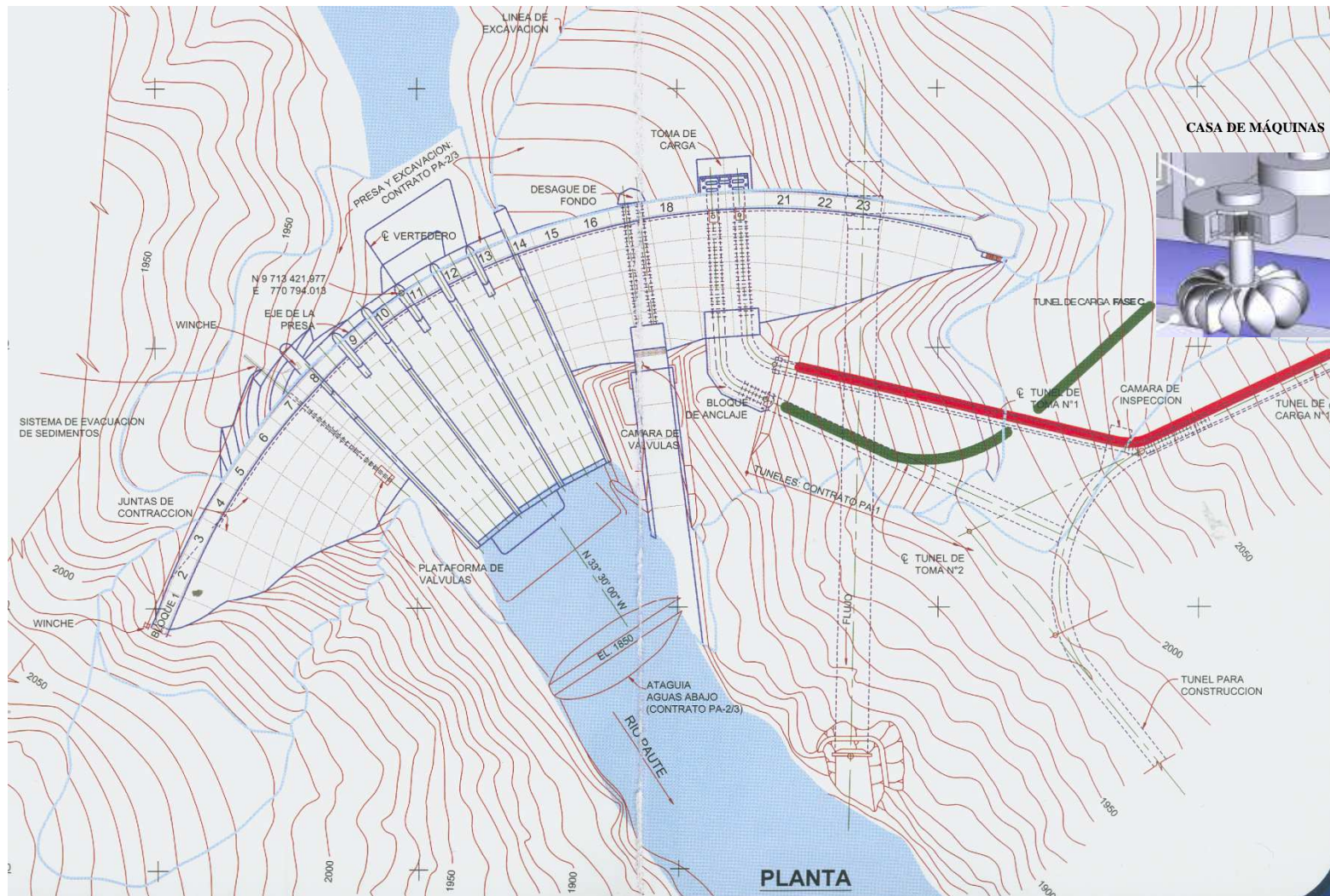


Figura 2.6: Disposición general de una Central Hidroeléctrica.

2.2 Sistemas que conforman Casa de Máquinas

2.2.1 Generador Principal

El Generador es el dispositivo capaz de mantener una diferencia de potencial eléctrico entre dos de sus puntos, llamados polos, terminales o bornes. Están destinados a transformar la energía mecánica en eléctrica. Esta transformación se consigue por la acción de un campo magnético sobre los conductores eléctricos dispuestos sobre una armadura (denominada también estator).

La Central Molino trabaja con Generadores síncronos, trifásicos, de eje vertical, cuyas características se ven a continuación:

TABLA 2.1: CARACTERÍSTICAS DE LOS GENERADORES DE LA CENTRAL MOLINO.

CARACTERÍSTICAS GENERADORES	FASE AB	FASE C
Potencia	111 Mva	127.7 Mva
Tensión Nominal	13.8 Kv + 5%	13.8 Kv + 5%
Corriente Nominal	4643.9 A	5342.6 A
Factor de Potencia	0.9	0.9
Frecuencia	60 Hz	60 Hz
Número de fases	3	3
Clase de Aislamiento	B	F
Número de Polos	20	20
Conexión del Estator	Estrella	Estrella
Velocidad de Rotación	360 rpm	360 rpm
Temperatura de Funcionamiento	60 °C	60 °C

Es guiado y soportado a través del cojinete combinado (de empuje y guía superior) y del cojinete guía inferior, ubicado por encima y debajo del rotor respectivamente. El generador se acopla directamente a la turbina que está debajo del mismo y dotado de su respectivo eje de acoplamiento.

El cojinete guía inferior está segmentado en ocho partes, denominados patines, que se encuentran sumergidos en aceite. Estos segmentos están situados radialmente respecto al eje,

de esta forma se crea, en función de los movimientos del eje durante la rotación, una película de aceite entre las superficies de los segmentos y el eje.



Figura 2.7. Cojinete guía inferior del generador.

El denominado cojinete combinado consiste en dos tipos de cojinetes, el cojinete guía y el cojinete de empuje; ambos sumergidos en una cuba de aceite. El cojinete guía está constituido por doce patines mientras que el de empuje por diez. La función del cojinete guía es la misma que la del cojinete guía inferior. Los patines de cojinete de empuje están provistos de equipos para la inyección de aceite en presión entre patines y una cara de rodadura móvil de un elemento denominado cabezal que se encuentra ensamblado con el eje del generador.

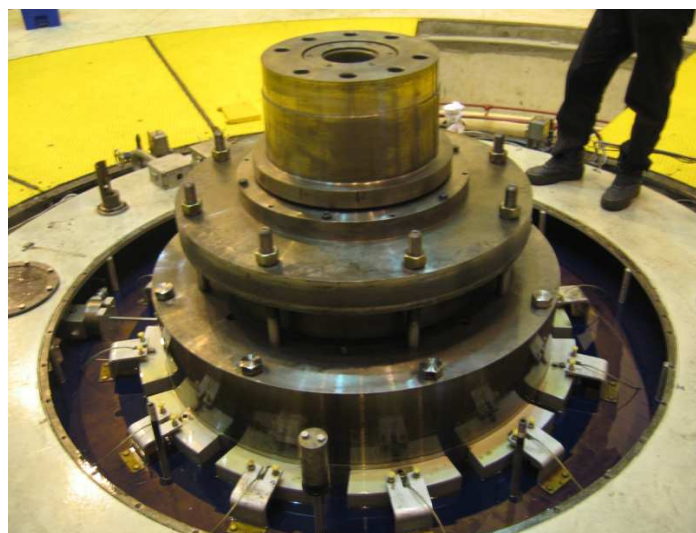


Figura 2.8: Cojinete Combinado.

El generador está dotado de un sistema de refrigeración de ciclo cerrado, el cual tiene la función de disipar una parte del calor producido por el equipo enfriando el aire del interior del generador.

2.2.1.1 Elementos principales del generador:

- Estator.
- Rotor.
- Cojinete Combinado.
- Cojinete Guía.
- Vigas soportes inferior, superior y sus placas de fundación.



Figura 2.9: Rotor y Estator de las Unidades de Generación.

2.2.2 Transformador Principal

Es el equipo que se encarga de aumentar la tensión y disminuir la intensidad de corriente eléctrica, sin variar la frecuencia. De esta forma se pierde menos energía en su transporte.

El transformador principal eleva el voltaje de 13800 V que es el voltaje de generación a 138000 V en la Fase AB, y a 230000 V en la Fase C, para de esta manera mediante la utilización de cables especiales, transmitir la energía hasta el Patio de Maniobras.



Figura 2.10: Transformador Principal.

El enfriamiento del transformador (aceite y devanado) se realiza a través de dos intercambiadores de calor con circulación forzada de aceite y agua.

Para la circulación del aceite a través del intercambiador de calor se dispone de una bomba centrífuga montada en el tubo de entrada de aceite con lo cual se asegura la circulación forzada del aceite al exterior del conjunto de tubos del intercambiador. Es a través de las bombas que el aceite caliente de la parte superior del transformador pasa por el interior del intercambiador de calor, donde es empujado hacia el conjunto de tubos por los que circula el agua de enfriamiento con sentido de circulación opuesto al sentido de circulación de agua.

Luego del paso por el interior del intercambiador de calor es enviado a la parte inferior del tanque del transformador, de tal manera que en el interior del transformador se mantiene un flujo constante de circulación de aceite.

2.2.3 Sistema de Válvula Esférica [2].

La válvula esférica es el elemento de protección e interceptación ente la tubería de presión y la turbina, trabaja en posición abierta o cerrada, asegurando en el primer caso un flujo continuo con el mínimo de pérdida y en el segundo caso una estanqueidad total hacia el lado de la turbina.



Figura 2.11: Válvula Esférica.

La válvula es de tipo rotativo, accionada por un servomotor hidráulico que le da un giro de 90°. Está dotado de dos sellos móviles aguas arriba y aguas abajo, que garantiza la estanqueidad de la válvula.

El control de apertura y cierre de la válvula se la hace a través de un circuito de aceite de presión, proveniente del sistema de acumulación y bombeo (28 kg/cm^2) y el comando de apertura y cierre a través de un circuito de agua de presión (66 kg/cm^2) que proviene de una derivación de la tubería de presión antes de la válvula esférica.

2.2.4 Turbina Hidráulica

En las Centrales Hidroeléctricas el elemento mecánico imprescindible para la transformación de energía de fluido (cinética) a mecánica es la turbina, estos son elementos que transforman la rotación la energía cinética de traslación que reciben desde la toma de agua del embalse hacia casa de máquinas.

De acuerdo a las condiciones de funcionamiento de caudal y altura se usan turbinas tipo Pelton de eje vertical para las dos fases AB-C, de la Central Hidroeléctrica Paute.

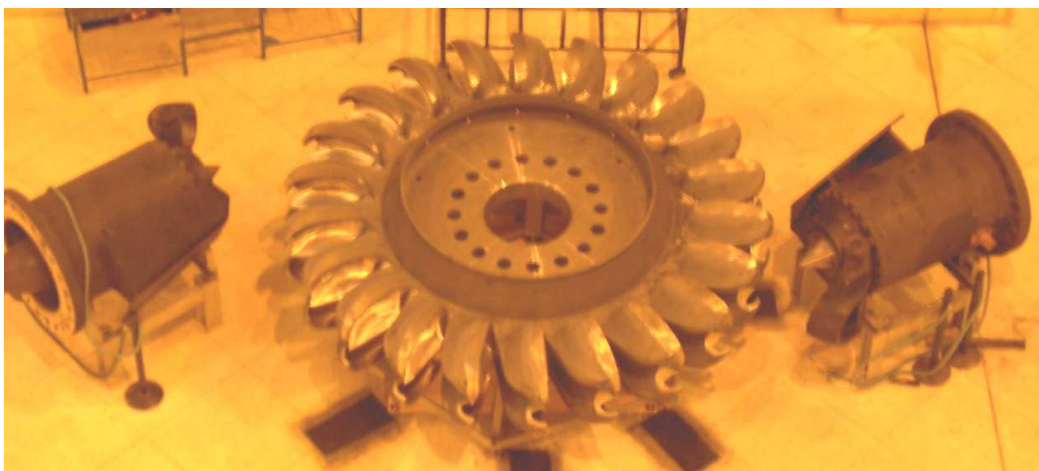


Figura 2.12: Rodete tipo Pelton con 2 de sus 6 inyectores.

2.2.4.1 Partes de la Turbina [3]

La Central Hidroeléctrica Paute, utiliza turbinas tipo Pelton de eje vertical, con seis inyectoros, siendo sus elementos constitutivos los siguientes:

- **Rodete**

Es el elemento que al girar por acción de un chorro de agua, genera potencia al eje. El principio de funcionamiento del rodete está basado en que el inyector orienta el chorro de agua el cual toma contacto con los álabes al ingresar al rodete, dándole un primer impulso de giro para luego atravesar el interior del mismo y tomar contacto nuevamente con los álabes y entregar un segundo impulso antes de salir y fluir por la descarga de la turbina. El rodete de la Central Paute está constituido por 22 álabes que tienen la forma de doble cuchara, fundida en una sola pieza.



Figura 2.13: Rodete tipo Pelton.

- **Inyectoros**

El inyector es el elemento encargado de formar el chorro que impactará sobre las cucharas del rodete, presenta un perfil hidrodinámico, tal que el chorro a su salida debe ser lo más estable y perfecto posible, ya que cualquier deformación de este incidirá notablemente en

el desgaste de las cucharas por efecto de la cavitación. Además los inyectores sirven para regular el caudal de ingreso a la turbina.



Figura 2.14: Inyector y deflector de la Turbina.

- **Cojinete Guía Turbina**

El cojinete de tipo auto lubricado en baño de aceite, con segmentos autorientables, está montado en la parte superior de la carcasa Pelton y sirve de guía en la rotación de la turbina. En la parte superior de la cuba, tiene un sello de baquelita que impide la salida de vapores de aceite y así mismo en su parte inferior dispone de otro sello para evitar la presencia de agua desde la turbina.

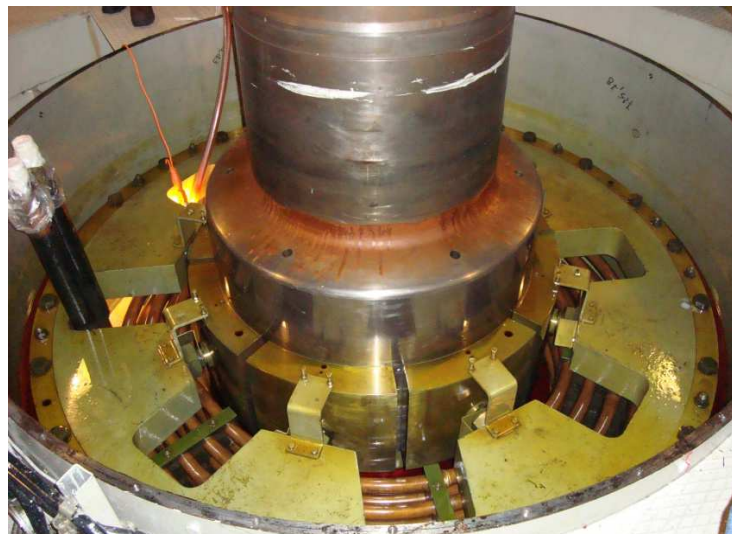


Figura 2.15: Cojinete guía Turbina.

- **Eje**

Es el elemento que transmite al generador la potencia producida por la turbina, el eje está hecho en una sola pieza y tiene un agujero de 150 mm de diámetro taladrado por toda su longitud, agujero realizado con la finalidad de colocar todo el equipo necesario para desmontar el rodete.

- **Tubería en espiral o caracol**

El Caracol transforma la energía de Presión que tiene el agua antes de llegar al caracol en energía cinética, la velocidad va aumentando mientras va variando la sección de la tubería, llegando a tener la velocidad del chorro en el inyector en ciertas instalaciones alrededor de 200 m/s.

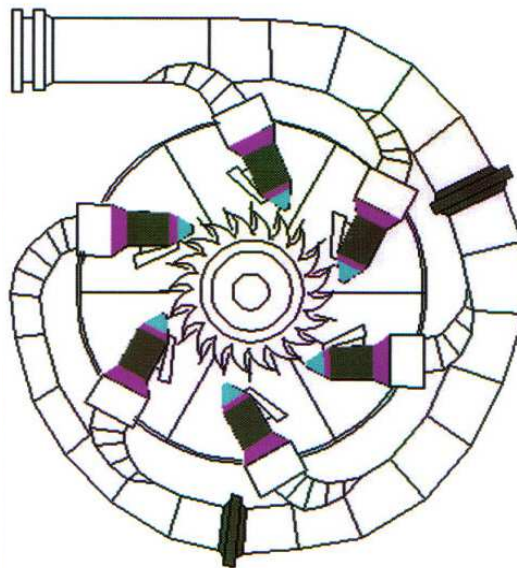


Figura 2.16: Tubería en espiral o caracol.

El Caracol constituye la tubería de conexión entre la Válvula Esférica y los seis inyectores, está colocada como un anillo alrededor de la chapa metálica, pero sumergida en el mismo hormigón.

2.2.5 Sistema de regulación de velocidad o sistema de regulación y bombeo [4]

En las turbinas Pelton de la Central Paute, la regulación de la velocidad se la hace controlando el caudal de agua de alimentación al rodete y el caudal es regulado por el posicionamiento de los inyectores. Por tanto cada unidad tiene un sistema de regulación independiente que a más de controlar la posición de las agujas está dotado de un sin número de protecciones que garanticen la operación normal de la unidad y el control en caso de falla.

2.2.5.1 Elementos constitutivos

Se consideran dos subsistemas dentro del sistema de regulación: Uno el de acumulación y bombeo y el segundo el de regulación oleodinámico.

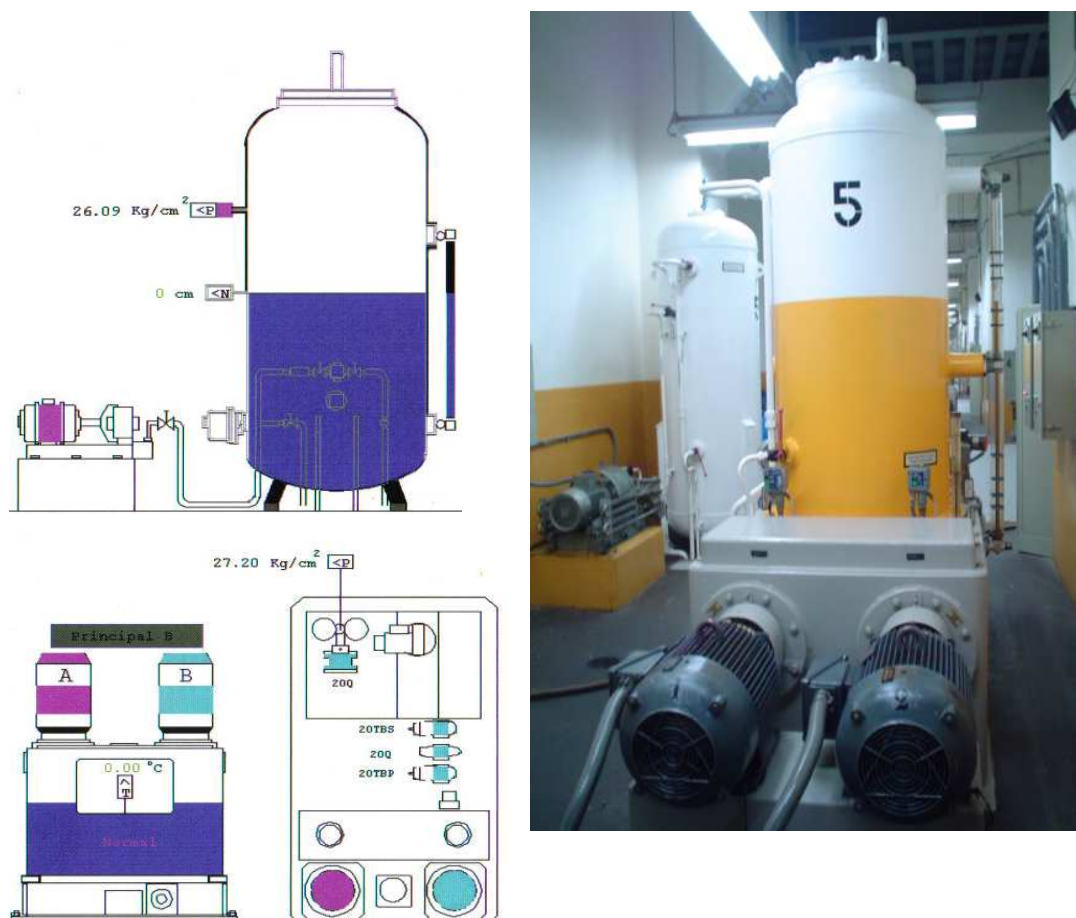


Figura 2.17: Sistema de acumulación y bombeo.

Sistema de Acumulación y Bombeo

La generación de presión necesaria para actuar las agujas, deflectores y válvula esférica se encuentra en el sistema de acumulación y bombeo, que está conformado por:

- Dos grupos motor bomba que pueden trabajar individualmente o en conjunto, dependiendo de la demanda de caudal y/o presión.
- Cada grupo tiene una válvula de arranque (20 W PR 1-2) que permite la entrada de la bomba sin carga.
- Una válvula de seguridad (nQePR 1/2), para cada bomba calibrada a 31 kg/cm^2 esto para prevenir una sobrepresión en caso de cierre de la válvula VQ PR1/2.
- Dos presóstatos (63 Q PR1/2) que dan la señal de bombeo en operación normal. Calibración: cierre contacto 14 kg/cm^2 abre contacto 10 kg/cm^2 .
- Tres válvulas check (rQPR 1/2) una para cada bomba y otra para la entrada del tanque de acumulación, con la finalidad de independizar el circuito de cada bomba y con fines de mantenimiento.
- La válvula limitadora de presión nQPr 1/2, común para los dos circuitos y que permite mantener la presión en 28 kg/cm^2 en el tanque acumulador.
- Dos tanques de presión el uno que contiene solamente aire comprimido (FASE AB) y que sirve de compensación para el segundo que contiene aire aceite (FASE AB Y C) y desde el cual se alimenta aceite a presión a todo el circuito de regulación.

Cada tanque tiene una válvula de seguridad por sobre presión calibrada a 30.5 kg/cm^2

(FASE AB) 33 kg/cm^2 (FASE C).

- La alimentación de aire le da un compresor que funciona dependiendo de la presión y/o caudal; cada unidad tiene un compresor pero existe la alternativa de utilizar el compresor de otra unidad en caso de falla del propio (FASE AB).
- En el tanque aire aceite están instalados los controles de presión y nivel así:
El control de nivel, lo da un flotador conectado con un conjunto de levas y microswitchs que comandan las bombas, compresor, alarmas y disparo.
- La salida de aceite del tanque de presión para el circuito, está controlado por válvulas de corte (20Q) comandada por una válvula solenoide (20GO). En el caso de cierre de esta válvula, todo el circuito se despresuriza y la unidad irá al paro total.
- Todo el aceite de drenaje de las diferentes válvulas, retorna a un tanque sin presión, el mismo que tiene un serpentín de enfriamiento y filtros antes de la toma de las bombas.

Este tanque dispone de:

- Un filtro de aire
- Un indicador de nivel (71 GOS)
- Un interruptor de nivel que de alarma por bajo y alto nivel (71GOS).
- Un tapón con filtro para reposición de aceite.

El agua de enfriamiento proviene del Sistema de Agua de Enfriamiento (SAE) de la unidad y consume $150 \frac{l}{\text{min}}$.

El aceite hidráulico utilizado es: Shell Tellus AVG/46. La cantidad de aceite utilizado por unidades es de 2080 litros, y su temperatura ya en operaciones es de 45°C.

Sistema de Regulación Oleodinámico

La regulación es un proceso, según el cual se mantienen parámetros como: temperatura, velocidad, posición, voltaje, caudal; dentro de un rango, de funcionamiento preestablecido y de acuerdo a las conveniencias operativas de un sistema.

Los sistemas de control emplean en la regulación componentes eléctricos, electrónicos, mecánicos, hidráulicos, neumáticos y combinaciones de éstos. Dependiendo de la exactitud, rapidez y estabilidad del control deseado será la complejidad del sistema de regulación.

Este sistema es una combinación de transmisiones hidráulicas y mecánicas que en conjunto cumplen con el trabajo de regulación.

Como principales elementos constitutivos podemos citar los siguientes:

a) Unidad transductora

Este es el dispositivo que transforma la señal eléctrica de salida del gobernador en un desplazamiento proporcional. Está localizado en el tanque de la unidad de bombeo y opera directamente en la válvula principal de distribución de presión DC.

La unidad transductora, consiste de un generador electromagnético de torque, y tiene además un relé hidráulico que sirve como amplificador de fuerza. La presión viene a través de la válvula reguladora nP (10 bar).

b) Válvula de corte 20Q

Esta válvula está ubicada a la salida del tanque de aceite a presión y es de tipo on-off de tal forma que permite el paso de aceite a presión a todo el sistema de regulación o lo bloquea totalmente. Está comandada hidráulicamente a través de la válvula solenoide 20GO, que tiene la alternativa de ser actuada manualmente en caso de pruebas o mantenimiento.

c) **Válvula de distribución principal**

Esta válvula regula la presión entre 0 y $28 \frac{kg}{cm^2}$ y comanda directamente la posición del servomotor de los deflectores.

La regulación la hace al moverse el pistón principal, dependiendo de la presión piloto en la cámara superior.

d) **Válvula de paro de emergencia iQC1**

Esta válvula, acoplada directamente a la válvula DC, controla el paso de aceite al servomotor desde la válvula distribuidora.

Se mantiene abierta siempre y cuando la válvula 1QC4 20TBS y 12i estén en posición de operación normal.

e) **Servomotor de deflectores**

Es un pistón de doble acción, cuya posición depende de la presión variable que viene de la válvula DC (0 a $28 \frac{kg}{cm^2}$) su carrera máxima es de 230 mm y está conectado a través de varillaje con los seis deflectores de los inyectores. Además comanda la leva del control de posición de las agujas.

f) **Inyector**

Es un pistón de simple efecto, que tiene la tendencia al cierre por la acción de un resorte cuando la posición decrece. Está constituido por una aguja y un asiento que son los que regulan el caudal de entrada a la turbina al variar su posición. Además, está dotado de un deflector encargado de desviar el chorro en caso de falla o parada normal de la unidad.

La carrera de la aguja varía de 0 a 130 mm, dependiendo de la presión suministrada por la válvula DCSP.

g) **Válvula DCSP**

Cada inyector dispone de una válvula de este tipo, que tiene la función de regular la presión de alimentación al inyector, posicionando de esta manera la aguja.

Esta válvula está accionada por un eje, cuyo movimiento es el resultado de la comparación de posición del servomotor y del inyector a través de una barra secundaria. El rango de regulación es entre 0 y 28 kg/cm^2 .

2.2.6 Sistema de Enfriamiento y Ventilación [5]

Son sistemas encargados de mantener una temperatura adecuada tanto en la unidad de generación como en el interior de casa de máquinas, los mismos que permitirán operar la unidad dentro de los límites preestablecidos, de esta forma asegurando la vida útil de la misma y el relativo confort del equipo humano que opera la Central.

Puede ser dividido en dos sistemas: Sistema de Agua de Enfriamiento (SAE) y Sistema de Ventilación. El Sistema de Ventilación está muy relacionado con el Sistema de Agua de Enfriamiento, ya que este último proporciona el refrigerante para el correspondiente enfriamiento del aire.

El SAE cumple con la importante función de mantener los valores de temperatura de algunos elementos y sistemas de la unidad generadora evacuando el calor producido por los componentes mecánicos y eléctricos, manteniéndolo dentro de rangos preestablecidos para el normal funcionamiento de la unidad.

La central Molino utiliza el agua turbinada para la refrigeración. Consiste en un circuito de agua, la que es bombeada desde un pozo o sumidero, el cual está conectado al canal de descarga de la turbina.



Figura 2.18: Sistema de Agua de Enfriamiento (SAE).

Las bombas tipo turbina provistas de un filtro de succión se encuentran sumergidas en el pozo de agua. Entregan la mayor parte del agua bombeada directamente a los radiadores del Generador, otra parte del agua es derivada y filtrada.



Figura 2.19: Ventilación General.

En la fase AB la mayor parte del refrigerante luego de filtrado es enviado directamente a los intercambiadores de calor de los cojinetes y al intercambiador de calor de la cuba de acumulación y bombeo y el restante luego de elevada su presión por medio de bombas

centrífugas denominadas booster es enviada hacia los intercambiadores de calor del transformador principal, ventilador B (intercambiadores de calor para el enfriamiento del aire en el recinto del transformador) y ventilación general fase AB (intercambiadores de calor para el enfriamiento del aire que ingresa a casa de máquinas).



Figura 2.20: Ventilación B.

En la fase C toda el agua filtrada es enviada directamente a los intercambiadores de calor de los cojinetes, al intercambiador de calor de la cuba de acumulación y bombeo, y al intercambiador de calor de transformador principal.

En esta fase no se necesita de bomba booster ya que las principales proporcionan agua con normalidad a los intercambiadores de calor del transformador, y además no son usadas para abastecer a los intercambiadores de calor del recinto del transformador y los intercambiadores de calor de la ventilación general.

El agua de enfriamiento para ventilación general es única para toda la Fase C de la central. Este sistema toma el agua desde un pozo ubicado en la descarga de la turbina de la Unidad 6, por consiguiente es necesario que dicha unidad esté en funcionamiento para tener el suficiente caudal y volumen en dicho pozo. La bomba impulsa el agua que luego es filtrada y enviada directamente a los intercambiadores de la ventilación general y a todos los del área de los Transformadores Principales.

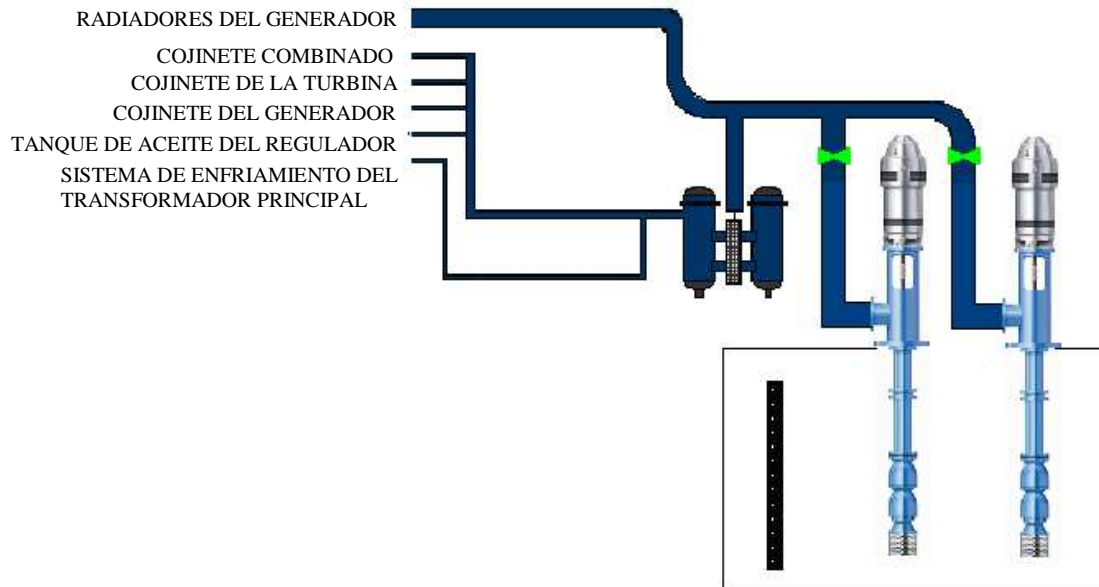


Figura 2.21: Distribución del agua de enfriamiento.

2.2.7 Sistema de inyección de aceite de alta presión

El sistema se utiliza para la inyección de aceite entre los patines y la cara de rodadura del cojinete combinado, está equipado de dos grupos de electro bombas, uno principal de C.A. y otro de emergencia de C.C. La bomba elegida empieza su funcionamiento en el arranque de la turbina.



Figura 2.22: Conjunto de patines axiales.

Cada bomba, acoplada a un motor por medio de una junta elástica, envía aceite a presión a cada patín. Cada patín está conectado al colector por medio de una válvula de retención y por un tubo flexible.

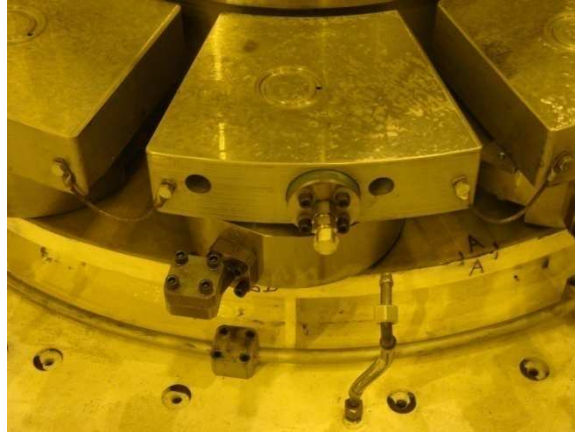


Figura 2.23: Inyección de aceite a presión en patines axiales.

El aceite puesto a presión por medio de la bomba llega al colector circular. Desde este colector derivan los tubos de unión con los patines. La repartición uniforme del caudal se garantiza por medio de orificios de estrangulación instalados en los tubos de derivación.

En cada tubo de derivación que alimenta a los patines y aguas abajo del sistema de filtro doble, se hallan instalados unos relés de presión (presóstatos) que envían señal cuando la presión exceda el valor calibrado de trabajo.

La inyección de aceite de los patines de empuje tiene que intervenir durante el arranque y paro de la unidad. Durante el arranque la inyección de aceite se mantiene hasta el 90% de la velocidad nominal.

Si durante el arranque hay una interrupción de la bomba C.A., la velocidad de rotación inferior al 15% de la velocidad nominal, interviene la bomba de C.C., con paro de emergencia del grupo.



Figura 2.24: Sistema de Alta Presión

Durante el paro, la inyección de aceite tiene que ser insertada desde el 90% de la velocidad nominal hasta el paro total de la unidad.

La inyección de aceite esta controlada por un relee de presión, en el circuito del lado de salida esta controlada por 10 relés de presión uno para cada patín (63QM/10), existen indicadores de atascamiento en los filtros, y un micro interruptor que señala la posición de la válvula en el tubo de aspiración.

2.2.8 Sistema de Frenado y Levantamiento

Se puede determinar una parada programada por condiciones operativas, o una parada de emergencia por anomalías del generador.

2.2.8.1 Principio de funcionamiento

Los frenos mecánicos actúan al 20% de la velocidad nominal (72 rpm), mientras que un freno eléctrico, actúa al 6% de la velocidad nominal (22 rpm). El frenado mecánico se basa en el roce de un anillo metálico y las 6 zapatas que han sido instaladas sobre los 6 gatos oleo neumáticos.

Con la máquina nueva la distancia entre zapata y el anillo de frenado instalado en el rotor, debe ser de 10 mm, mientras que el desgaste máximo admisible de la zapata, dicha distancia no debe ser superior a 12 mm. El circuito de frenado, alimentado por aire a una presión comprendida 4 y 8 kg/cm^2 , entre se establece de un depósito de aire comprimido con una capacidad de 0.3 m^3 , dotado de una válvula de protección o seguridad a una presión de 10 kg/cm^2 .

El sistema está dotado de un tablero de maniobras donde se encuentran las respectivas válvulas para la operación, tanto para frenado como para levantamiento.

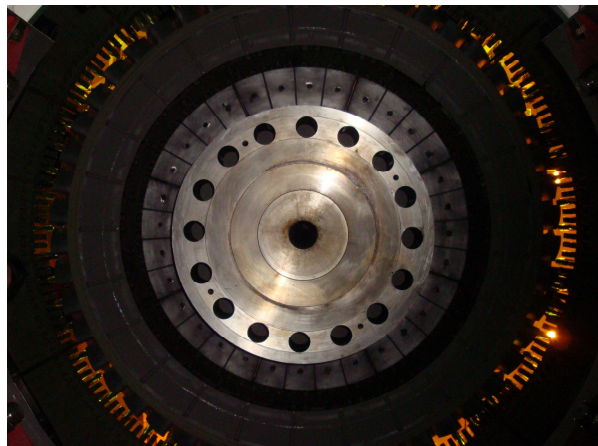


Figura 2.25: Pista de frenado.

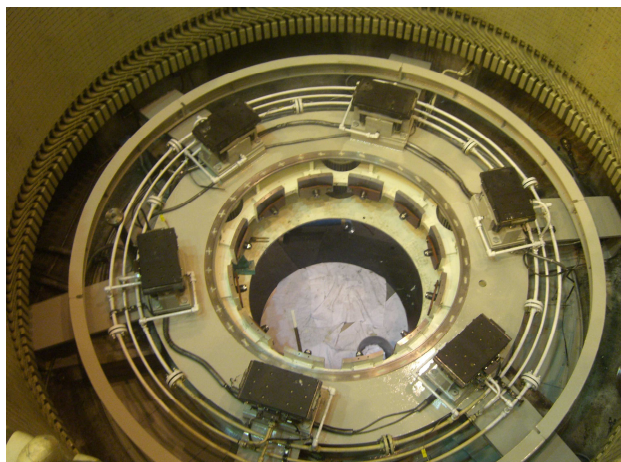


Figura 2.26: Sistema de Frenos y Gatos.

CAPÍTULO III

3. PARÁMETROS DE DISEÑO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

3.1 Generalidades

El Sistema de Agua de Enfriamiento es el encargado de mantener la temperatura de ciertos elementos y equipos de la unidad de generación en valores óptimos de funcionamiento. Estos elementos son: cojinete combinado (de empuje y guía superior del generador), cojinete guía inferior del generador, cojinete guía de la turbina, recinto del generador, sistema de bombeo del aceite del regulador de la turbina y el aceite del transformador.

Debido a factores como presión a la que se encuentra sometido el aceite y fricción entre los cojinetes y eje del generador se produce un calentamiento en el aceite del sistema de regulación y en los cojinetes, el cual es retirado a través de sus respectivos intercambiadores de calor.

El Generador debido a sus resistencias eléctricas produce el calentamiento del aire que lo rodea, por lo que es refrigerado por 6 radiadores que se encuentran alrededor del estator.

El Transformador Principal genera calor al elevar el voltaje, el calor es retirado por el aceite que a su vez es refrigerado por medio de intercambiadores de calor de coraza y tubos.

El agua de enfriamiento circula a través de los dispositivos de transferencia de calor mencionados. La unidad posee sistemas de control de temperatura, si ésta aumenta, la máquina saldrá del sistema, dejando de generar energía.

3.2 Descripción

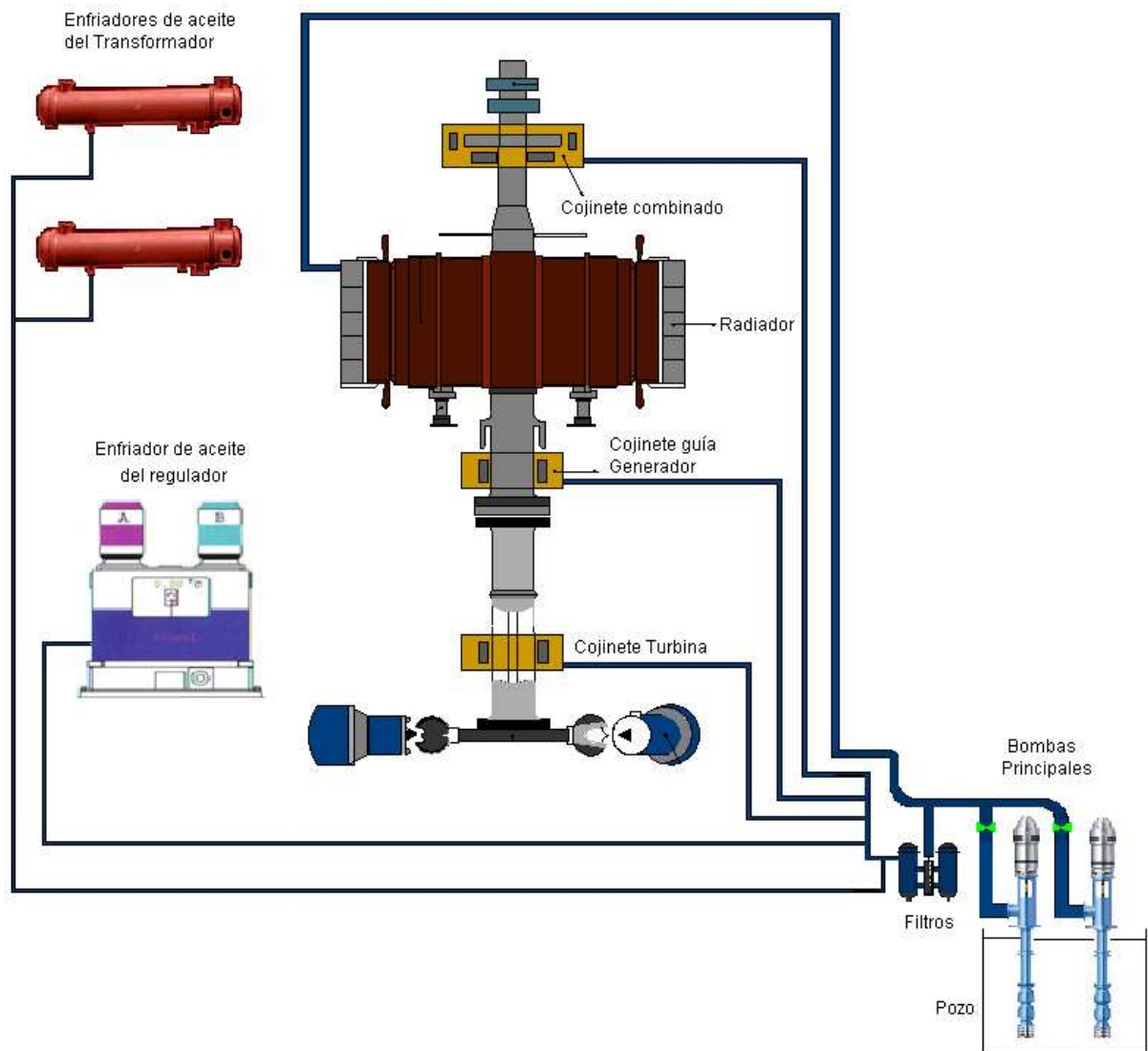


Figura 3.1: Esquema de los equipos refrigerados.

El refrigerante utilizado para mantener la temperatura de los equipos en condiciones óptimas de funcionamiento es el agua turbinada.

Después de que desemboca en el túnel de descarga de la turbina llega a un pozo o sumidero el cual está ubicado junto al túnel de descarga de la turbina y recibe agua desde el túnel ya sea cuando la unidad está generando o cuando otra de las unidades de su respectiva fase lo esté.

El pozo de agua está ubicado bajo el piso del nivel 1322 m.s.n.m, tiene una profundidad de 10 m y su nivel de trabajo está dentro de los 9 m máximo y 3.5 m mínimo. El agua ingresa a través de un filtro (8 mm) tipo compuerta, removible para limpieza y mantenimiento.

El agua de enfriamiento es suministrada por dos electrobombas del tipo centrífugo de eje vertical, instaladas en paralelo de manera que succione el agua desde el pozo de cada Unidad. Cada bomba está en condiciones de suministrar la cantidad de agua que se necesita para el enfriamiento, por lo tanto trabaja una sola bomba a la vez, quedando la otra de reserva. Las bombas también son usadas para vaciar el pozo de agua con fines de mantenimiento.

El agua succionada es conducida a través de una tubería de 12 in, de esta se reparte a otra tubería de 8 in la que conduce el agua hacia los seis enfriadores de aire del Generador y otra tubería de 10 in alimenta a un filtro dúplex, que está constituido por dos filtros que trabajan alternadamente gracias al accionamiento de una válvula doble (selectora manual), de esta manera mientras un filtro está trabajando, el otro puede ser intervenido para fines de limpieza y mantenimiento, cada filtro tiene perforaciones con capacidad de retención de 2mm.

El agua filtrada es dirigida hacia los intercambiadores de calor que enfrían el aceite de los cojinetes (cojinete combinado, cojinete guía generador, cojinete turbina), del transformador y del regulador.

El flujo de agua a través de los intercambiadores de calor es controlado y regulado por una válvula operada manualmente; la cual es bloqueada en su posición, válvula ubicada en la línea de descarga de agua de los intercambiadores consiguiendo mantener presión positiva en la zona del orificio restringido donde se realiza la medición del caudal.

En la línea de descarga de cada una de las bombas principales se encuentra una válvula mariposa operada neumáticamente y una válvula de retención.

Esta válvula abre entre 10 y 20 segundos luego de arrancar la bomba, de manera que permite gradualmente incrementar la presión del agua en el sistema, evitando golpes de presión (ariete), y además el cierre de la válvula es amortiguada para evitar golpes durante el cierre.

El agua de enfriamiento, después de haber atravesado los enfriadores de los varios equipos, es descargada en su respectivo túnel de descarga.

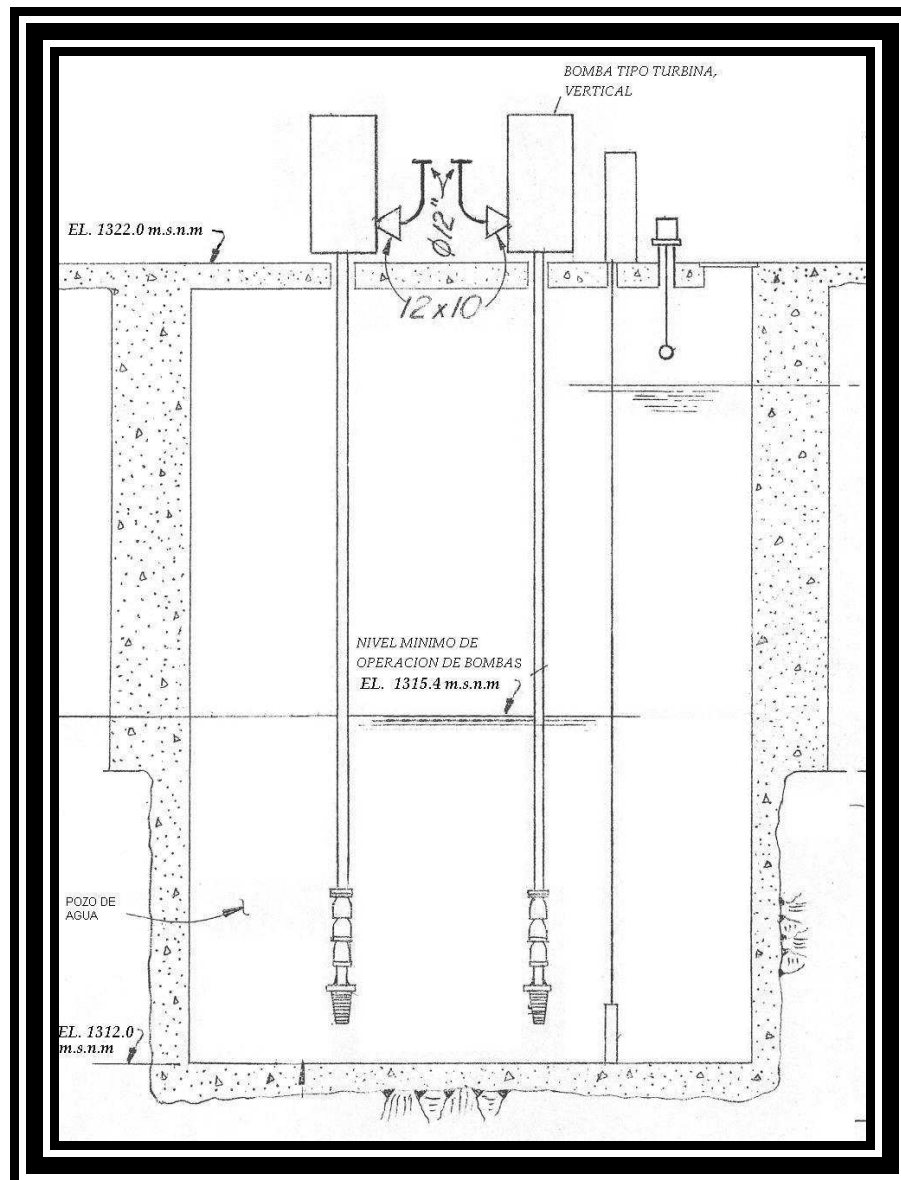


Figura 3.2: Pozo de agua.

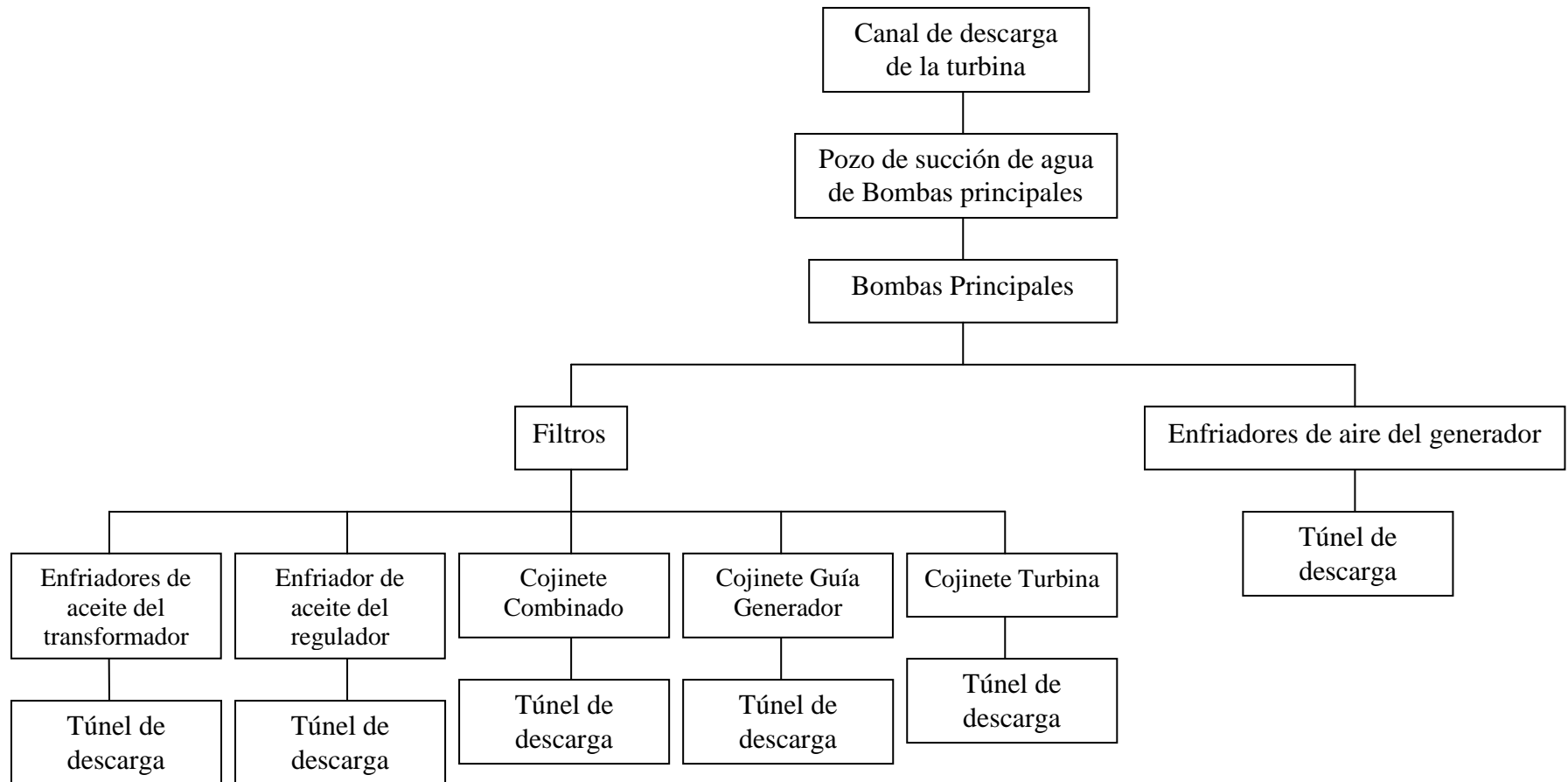


Figura 3.3: Ciclo del agua de refrigeración de las Unidades de Generación.

3.3 Recolección de parámetros de funcionamiento actuales de la unidad de generación.

Los parámetros de funcionamiento que se muestran a continuación, serán necesarios para analizar y determinar las características con las que se está realizando del enfriamiento de la unidad.

3.3.1 Caudales requeridos

El caudal nominal que requieren los equipos encargados de la refrigeración de la Unidad de Generación, se los detalla a continuación:

TABLA 3.1: CAUDALES REQUERIDOS POR LA UNIDAD DE GENERACIÓN.

DESIGNACIÓN	EQUIPO	Q _{NECESARIO}	
		l/min	m ³ /s
Q _{RAD}	Radiadores	4167	0.06945
Q _R	Serpentín del Regulador	84	0.0014
Q _{CC}	Serpentín del Cojinete Combinado	600	0.01
Q _{CG}	Bancos de tubos del Cojinete guía inferior del Generador	166	0.002767
Q _{CT}	Serpentín del Cojinete guía Turbina	166	0.002767
Q _{TR}	Intercambiadores del Transformador	700	0.011667

El caudal total requerido para una sola unidad de la Fase C, es:

$$Q_{\text{TOTAL}} = 0.09805 \text{ m}^3/\text{s} = 5883 \text{ l/min} = 98.05 \text{ l/s.}$$

El caudal total requerido para la Fase C, es:

$$Q_{\text{TOTAL FASE C}} = 0.49025 \text{ m}^3/\text{s} = 490.25 \text{ l/s.}$$

3.3.2 Presiones de trabajo

La presión de trabajo que registran los instrumentos del sistema de agua de enfriamiento SAE, se detalla a continuación:

TABLA 3.2: PRESIONES DE TRABAJO DE LA UNIDAD DE GENERACIÓN.

		UNIDADES DE GENERACIÓN DE LA FASE C				
		6	7	8	9	10
$\frac{kg}{cm^2}$	PRESIÓN_{BOMBA}	3	2.7	---	4.5	2.95
	PRESIÓN_{ANTES DEL FILTRO}	3.2	2.95	3.6	3.45	3.6
	PRESIÓN_{DESPUÉS DEL FILTRO}	3.05	---	3.3	---	3.5

3.3.3 Temperaturas de funcionamiento

Las temperaturas de los fluidos involucrados en la refrigeración de los equipos de la Unidad de Generación, se los detalla a continuación:

- **Temperatura del agua de enfriamiento**

Los datos de temperaturas que se muestran a continuación son las promedio que se presencian en los instrumentos de medición en la entrada y salida de cada equipo de enfriamiento:

TABLA 3.3: TEMPERATURAS DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO.

EQUIPO	TEMPERATURA (°C)	
	T _E	T _S
Radiadores	16	22
Serpentín del cojinete Combinado	16	20.5
Bancos de tubos del Cojinete Guía Inferior del Generador	18	23.5
Serpentín del Cojinete Guía Turbina	16.5	21.5
Intercambiadores del Transformador	15.5	24.5

▪ **Temperatura del aceite del Transformador**

Los datos de temperaturas que se muestran a continuación son las promedio que indican los instrumentos de medición en la entrada y salida de cada equipo de enfriamiento:

TABLA 3.4: TEMPERATURA DEL ACEITE DEL TRANSFORMADOR.

EQUIPO	TEMPERATURA (°C)	
	T _E	T _S
Intercambiadores del Transformador	36.60	34,40

▪ **Temperatura del aire en el recinto del Generador**

A continuación se presentan registros de temperatura del aire en cada uno de los radiadores de las unidades indicadas:

TABLA 3.5: TEMPERATURAS DEL AIRE DEL RECINTO EN LAS UNIDADES DE LA FASE C.

TEMPERATURAS EN UNIDAD 07 (°C)		
# RADIADOR	Entrada	Salida
1	50,80	24,70
2	51,60	25,30
3	50,50	24,50
4	51,10	25,90
5	50,90	23,80
6	57,80	26,00
PROMEDIO	52,12	25,03

TEMPERATURAS EN UNIDAD 08 (°C)		
# RADIADOR	Entrada	Salida
1	55,30	27,30
2	55,50	27,70
3	55,00	27,80
4	55,30	27,70
5	54,70	26,40
6	65,90	27,20
PROMEDIO	56,95	27,35

TEMPERATURAS EN UNIDAD 09 (°C)		
# RADIADOR	Entrada	Salida
1	56,70	30,50
2	56,60	28,70
3	53,70	28,20
4	55,10	29,70
5	55,60	28,00
6	65,80	26,00
PROMEDIO	57,25	28,52

TEMPERATURAS EN UNIDAD 10 (°C)		
# RADIADOR	Entrada	Salida
1	47,30	23,90
2	49,40	22,60
3	48,90	24,80
4	50,10	24,00
5	50,30	25,70
6	60,00	25,90
PROMEDIO	51,00	24,48

3.4 Energía Eléctrica consumida por el S.A.E.

El consumo de energía del actual sistema de enfriamiento depende del tiempo que permanezca encendida la bomba; la misma que se mantiene en funcionamiento mientras la unidad esté generando.

Los datos que se presentan a continuación indican las horas de funcionamiento de cada unidad en los últimos nueve años.

TABLA 3.6: TIEMPO DE OPERACIÓN ANUAL POR UNIDAD.

TIEMPO DE OPERACIÓN ANUAL POR UNIDAD (Horas)					
AÑO	U06	U07	U08	U09	U10
2000	7398,55	6812,39	7071,20	7170,45	7090,69
2001	8081,08	5917,28	5647,68	5834,87	6319,18
2002	6072,00	6066,37	6214,73	6362,48	6395,70
2003	6298,99	6018,00	6015,14	5802,54	5709,42
2004	5967,73	6282,40	6736,92	6148,50	6230,65
2005	5673,48	5967,67	5687,12	5751,25	5776,17
2006	6603,63	5366,92	5557,27	6244,00	6028,35
2007	5857,28	5739,48	6905,53	7170,35	5666,78
2008	7625,20	7378,12	7236,40	7315,50	6393,90
PROMEDIO	6619,77	6172,07	6341,33	6422,22	6178,98

El número de horas promedio que permanecen en funcionamiento las unidades de generación anualmente es 31734.37 horas.

Los parámetros que se requieren para determinar la energía que consume el SAE, son la potencia del motor de la bomba y total de horas de funcionamiento de las unidades, teniendo así:

$$\text{Energía consumida} = P \times t \quad (\text{KW} - \text{hr}) \quad (3.1)$$

Donde:

P: Potencia del motor eléctrico de la bomba en KW.

t: Tiempo promedio de funcionamiento de las unidades de generación anual en horas.

La potencia del motor de la bomba del SAE, es de:

$$P = 75 \text{ Hp} = 55.9275 \text{ KW}$$

Empleando la ecuación 3.1, se tiene que:

$$\text{Energía consumida} = 55.9275 \text{ KW} \times 31734.37 \text{ hr}$$

$$\text{Energía consumida} = 1.7748 \times 10^6 \text{ KW} \cdot \text{hr}$$

3.5 Planos del sistema de enfriamiento actual

El sistema de tuberías del sistema de enfriamiento actual se detalla en el conjunto de planos que comprenden desde E-001-VII-A-2010 hasta el E-001-VII-J-2010, los mismos que fueron proporcionados por la Empresa Celec Hidropaute y digitalizados en el desarrollo de la tesis.

CAPÍTULO IV

4. DISEÑO DEL NUEVO SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

4.1 Estudio del recurso hídrico y comportamiento histórico de la fuente

4.1.1 Aspectos generales

4.1.1.1 Localización, ubicación de la cuenca

La cuenca de la Quebrada Molino se encuentra localizada en el extremo este de la Cuenca del río Paute, aguas abajo del embalse Amaluza en el sector del Campamento Guarumales, dentro de la Cordillera Oriental Andina perteneciente a la cordillera de los andes a una elevación media de 2440 m.s.n.m.

La hoya está situada entre las coordenadas UTM que van desde los valores de 773 250,00 hasta 775 800,00 Este y desde 9 714 300,00 hasta 9 716 900,00 Norte. La totalidad de la cuenca se encuentra cubierta por bosque primario donde no existen actividades antrópicas sobre esta. Ver Anexo 1.1.

4.1.1.2 Climatología

El clima de la zona está influenciado por la convergencia interior tropical, así la distribución de pluviosidad corresponde a la de la Amazonía con valores de pluviosidad más alta en la mitad del año y los más bajos al inicio y al final [6].

La cuenca se halla situada en una región Unimodal 1 (UM1) en la que se presentan las lluvias pico en los meses de junio o julio. La principal lluvia anual varía entre 2900 y 3400 mm. Esta alta diferencia en el volumen de precipitación es atribuida a los fuertes efectos orográficos [7].

El promedio anual de lluvia acumulada es aproximadamente de 3000 mm, la radiación solar varía entre los valores máximos y mínimos de 1140 y 80 W/m² respectivamente, con un promedio anual de 663 W/m², la temperatura de la zona varía desde los 9 hasta los 27 °C, los valores de humedad relativa son altos, llegando hasta el 100 % y con un mínimo de 60 % [8].

Mediante los registros diarios de las variables hidrometeorológicas en la estación meteorológica Guarumales, se obtienen los resultados indicados en Anexos.

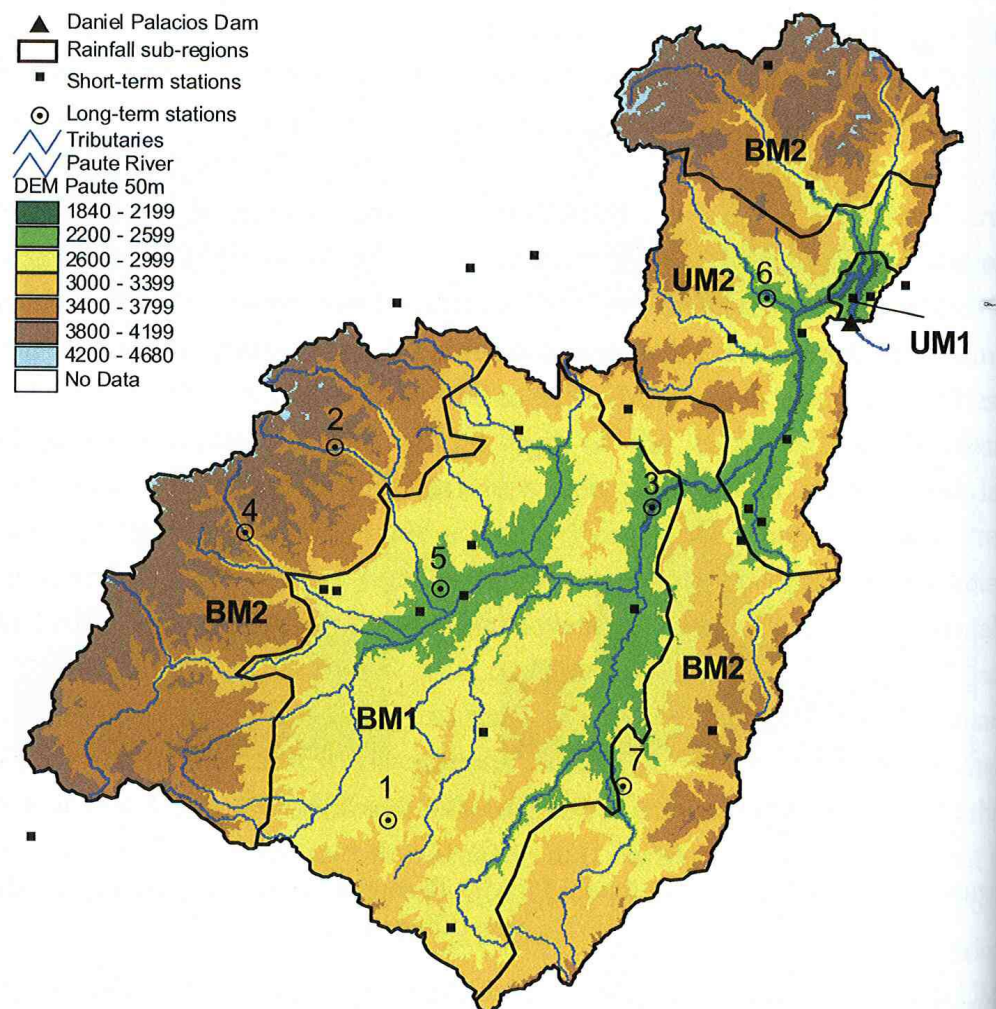


Figure 3.4.: Rainfall sub-regions. UM1 = Uni-modal 1; UM2 = Uni-modal 2; BM1 = Bi-modal 1; BM2 = Bi-modal 2. 1 = Cumbe Station; 2 = El Labrado st.; 3 = Paute st.; 4 = Piscicola Chirimichay st.; 5 = Ricaurte st.; 6 = Rio Mazar Rivera st.; 7 = Sigsig Inamhi st.

Figura 4.1: Regiones climatológicas [7].

4.1.2 Parámetros Morfométricos

4.1.2.1 Área de drenaje

Es el área plana (proyección horizontal) incluida entre su divisoria topográfica:

$$4.074 \text{ km}^2 = 407.45 \text{ Ha}$$

4.1.2.2 Índice de Gravelius o Coeficiente de Compacidad (Kc)

Es la relación entre el perímetro de la hoya y la longitud de la circunferencia de un círculo de área igual a la de la hoya.

$$A = \pi r^2 \quad ; \quad r = (A/\pi)^{1/2}$$

$$K_c = P/(2\pi r)$$

$$K_c = \frac{0.28 P}{\sqrt{A}} \quad (4.1)$$

Donde:

P: Perímetro de la hoya, en km.

A: Área de drenaje de la hoya, en km².

Reemplazando los valores en la ecuación 4.1, tenemos:

$$K_c = \frac{0.28 (8.08 \text{ km})}{\sqrt{4.074 \text{ km}^2}}$$

$$K_c = 1.12$$

4.1.2.3 Factor de Forma (Kf)

Es la relación entre el ancho medio y la longitud axial de la hoya:

$$K_f = \frac{A}{L^2} \quad (4.2)$$

Donde:

A: Área de drenaje, en km².

L: Longitud axial de la hoya, en km.

Sustituyendo los valores en la ecuación 4.2, se tiene:

$$K_f = \frac{4.074 \text{ km}^2}{(2.14 \text{ km})^2}$$

$$K_f = 0.89$$

4.1.2.4 Sistema de drenaje

El sistema de drenaje en la Cuenca de la Quebrada Molino está constituido por tres corrientes principales que pudieran ser consideradas como pequeñas quebradas.

4.1.2.5 Densidad de drenaje

Es la relación entre la longitud total de los cursos de agua de la hoya y área total.

$$D_d = \frac{L}{A} \tag{4.3}$$

Donde:

A: Área total de la hoya, en km².

L: Longitud total de las corrientes de agua, en km.

De la ecuación 4.3, tenemos:

$$D_d = \frac{6.63 \text{ km}}{4.074 \text{ km}^2}$$

$$D_d = 1.63 \frac{\text{km}}{\text{km}^2}$$

4.1.2.6 Extensión media de la escorrentía superficial

Distancia media en que el agua de lluvia tendría que escurrir sobre los terrenos de una hoya, en caso de que la escorrentía se diese en línea recta:

$$l = \frac{A}{4L} \quad (4.4)$$

Donde:

l= Extensión media de la esorrentía superficial, en km.

A: Área de drenaje total de la hoya, en km².

L: Longitud total de las corrientes de agua, en km.

De la ecuación 4.4, tenemos:

$$l = \frac{4.07km^2}{4(6.63km)}$$

$$l = 0.15km$$

4.1.2.7 Sinuosidad de las corrientes de agua

Relación entre la longitud del río principal medida a lo largo de su cauce (L) y la longitud del valle del río principal medida en línea curva o recta (Lt):

$$S = \frac{L}{L_t} \quad (4.5)$$

$$S = \frac{1800.87 + 130.72}{1771.55}$$

$$S = 1.09$$

4.1.2.8 Pendiente media (mediante el método de las Curvas de Nivel)

$$S = \frac{DL_L}{A} \quad (4.6)$$

Donde:

S= Pendiente promedio de toda la cuenca, a dimensional.

D= Diferencia de cotas promedio entre las curvas de nivel interpoladas, en km.

L_L= Longitud total de todas las curvas de nivel en la cuenca, en km.

$$S = \frac{(0.040km)(84.57)}{4.075km^2}$$

$$S = 0.83$$

4.1.2.9 Curva Hipsométrica

Representación gráfica del relieve de una hoya. Representa el estudio de la variación de la elevación de los varios terrenos de la hoya con referencia al nivel medio del mar. Ver Anexo 1.2.

4.1.2.10 Elevación media de la hoya

$$E = \frac{\sum_{i=1}^n (Cota\ Media\ Intervalo_i \times Area_i)}{\sum_{i=1}^n (Area_i)} \quad (4.7)$$

$$E = \frac{9926.37\ km^2 \times\ msnm}{4.055\ km^2}$$

$$E = 2448.10\ msnm$$

4.1.2.11 Pendiente de las corrientes principales

En la Cuenca de la Q. El Molino no se encuentra definida una corriente principal, esta cuenca tiene tres corrientes principales que se unen casi al llegar al final de esta Subcuenca.

Si tenemos:

S₁ = Pendiente media: Es la diferencia total de elevación del lecho del río dividido por su longitud entre esos puntos.

S₂ = Pendiente media ponderada: Para calcularlo se traza una línea, tal que el área comprendida entre esa línea y los ejes coordenados sea igual a la comprendida entre la curva del perfil del río y dichos ejes.

S₃ = Pendiente equivalente constante: Este índice da una idea sobre el tiempo de recorrido del agua a lo largo de la extensión del perfil longitudinal del río.

Los valores de las pendientes se encuentran por relaciones de triángulos teniendo en las diferentes quebradas las siguientes pendientes:

- **QUEBRADA 1**

$$A = 957286.87 \text{ m}^2 = 95.73 \text{ Ha}$$

$$A = \frac{bh_2}{2} \Rightarrow h_2 = \frac{2A}{b} = \frac{2(957286.87 \text{ m}^2)}{2197.07 \text{ m}} = 871.42 \text{ m}$$

$$S_1 = \frac{h_1 - h_0}{L_1 - L_0} = \frac{1840 - 1800}{2197.07 - 0} = 0.47$$

$$S_2 = \frac{h_2 - h_0}{L_1 - L_0} = \frac{2671.42 - 1800}{2197.07 - 0} = 0.39$$

$$S_3 = \left(\frac{\sum L_i}{\sum \left(\frac{L_i}{S_i^{1/2}} \right)} \right)^2 = \left(\frac{2540.32}{3878.20} \right)^2 \quad (4.8)$$

$$S_3 = 0.42$$

- **QUEBRADA 2**

$$A = 725529.99 \text{ m}^2 = 72.55 \text{ Ha}$$

$$A = \frac{bh_2}{2} \Rightarrow h_2 = \frac{2A}{b} = \frac{2(725529.99 \text{ m}^2)}{2057.33 \text{ m}} = 705.31 \text{ m}$$

$$S_1 = \frac{h_1 - h_0}{L_1 - L_0} = \frac{2600 - 1800}{2057.32 - 0} = 0.38$$

$$S_2 = \frac{h_2 - h_0}{L_1 - L_0} = \frac{2505.31 - 1800}{2057.32 - 0} = 0.34$$

$$S_3 = \left(\frac{\sum L_i}{\sum \left(\frac{L_i}{S_i^{1/2}} \right)} \right)^2 = \left(\frac{2204.29}{3693.14} \right)^2$$

$$S_3 = 0.36$$

- **QUEBRADA 3**

$$A = 756549.52 \text{ m}^2 = 75.65 \text{ Ha}$$

$$A = \frac{bh_2}{2} \Rightarrow h_2 = \frac{2A}{b} = \frac{2(756549.52 \text{ m}^2)}{2307.81 \text{ m}} = 655.64 \text{ m}$$

$$S_1 = \frac{h_1 - h_0}{L_1 - L_0} = \frac{2600 - 1800}{2307.81 - 0} = 0.35$$

$$S_2 = \frac{h_2 - h_0}{L_1 - L_0} = \frac{2455.64 - 1800}{2307.81 - 0} = 0.28$$

$$S_3 = \left(\frac{\sum L_i}{\sum \left(\frac{L_i}{S_i^{1/2}} \right)} \right)^2 = \left(\frac{2472.03}{4644.71} \right)^2$$

$$S_3 = 0.28$$

Gráficas y tablas de las pendientes de las corrientes principales. Ver en Anexo 1.3.

4.1.2.12 Rectángulo equivalente

Índice que compara la influencia de las características de la hoya sobre la escorrentía.

Ver Anexo 1.4.

$$L = \frac{k_c \sqrt{A}}{1.12} \left[1 + \sqrt{\left(1 - \frac{(1.12)^2}{k_c^2} \right)} \right] \quad (4.9)$$

$$L = \frac{(1.12) \sqrt{4.07 \text{ km}^2}}{1.12} \left[1 + \sqrt{\left(1 - \frac{(1.12)^2}{(4.07 \text{ km}^2)^2} \right)} \right]$$

$$L = 2.07 \text{ km}$$

$$4.07 \text{ km}^2 \Rightarrow 2.07 \text{ km}$$

$$x = \frac{A_{acu}(2.07)}{4.05}$$

4.1.2.13 Clasificación edafológica del suelo

De acuerdo al Sistema de Información Geográfica de la Cuenca Hidrográfica del Río Paute de la Universidad del Azuay, la hoya está cubierta por suelo del tipo Hydrandepts y/o Cryandepts. Cuyas características son descritas a continuación:

Suelos de color muy negro y negro en superficie sobre un horizonte pardo-amarillento, francos, poco a moderadamente profundos, retención de agua del 100 al 200%. Localmente con afloramientos rocosos. Fuerte disección con presencia de quebradas, cañones. Pendientes dominantes mayores al 50%.

4.1.2.14 Resumen de las condiciones morfométricas de la cuenca

TABLA 4.1: CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DE LA HOYA.

CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DE LA HOYA								
Área (Ha)	Perímetro (km)	kc	kf	Dd (km/km ²)	l (km)	Sinuosidad	Pendiente media S	Elevación (m.s.n.m.)
407.45	8.08	1.12	0.89	1.63	0.15	1.09	0.83	2448.10

TABLA 4.2: PENDIENTES DE LAS CORRIENTES PRINCIPALES.

PENDIENTES DE LAS CORRIENTES PRINCIPALES			
	Quebrada 1	Quebrada 2	Quebrada 3
S ₁	0.47	0.38	0.35
S ₂	0.39	0.34	0.28
S ₃	0.42	0.36	0.28

4.1.2.15 Conclusiones de las condiciones morfométricas

- El coeficiente de compacidad es un valor cercano a 1, lo cual indica que la forma de la hoya tiende a ser circular por lo que podemos advertir que cuando ocurran tormentas intensas habrá hidrogramas de crecida muy pronunciadas.
- El factor de forma es cercano a uno, lo que confirma el ítem anterior.
- La densidad de drenaje es media.
- El valor de la extensión media de la escorrentía superficial es bajo, lo que significa que el agua de lluvia no recorre mucha distancia para llegar a las corrientes de agua.
- El valor de la sinuosidad de la quebrada principal más larga se define como alineamiento recto, esto nos dice que pueden existir altos valores de velocidad de agua.
- El valor calculado de pendiente media es alto, lo cual nos indica que los tiempos de concentración son pequeños.
- La curva hipsométrica nos indica que es de una Cuenca típica de pie de montaña, con altas pendientes dentro de la cuenca y todavía mayores en el origen de la Cuenca.
- No existe una corriente principal marcada, sino un conjunto de corrientes que se estima, alimentan en cantidad similar la cuenca de la quebrada.
- Las pendientes de las corrientes tienen en su mayoría valores que indican un alto grado de inclinación, lo cual indica que las corrientes que alimentan a la Quebrada Molino llegan a ésta con una velocidad alta.
- Las dimensiones de los lados del rectángulo equivalente son similares, comprobando que la forma de la hoya no es alargada sino que se distribuye uniformemente.
- El desnivel de la cuenca va desde los 1800 m.s.n.m. hasta los 3040 m.s.n.m. (desnivel de 1240 m), lo cual complementa el criterio de que la velocidad de los flujos son altos y cuando ocurran una tormenta extrema habrá caudales extremos.

4.1.3 Estimación de caudales mínimos y medios mensuales [8]

4.1.3.1 Introducción

Para el desarrollo del “DISEÑO DEL SISTEMA DE SUSTITUCIÓN DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO DE LAS UNIDADES DE GENERACIÓN DE LA CENTRAL PAUTEMOLINO”, es indispensable el conocimiento de los caudales mínimos asociados a varios períodos de retorno.

4.1.3.2 Cuencas homogéneas

Cuando se realiza un estudio de caudales en cuencas sin información se necesita regionalizar con otras cuencas que tengan información, debido a esto se ha seleccionado las cuencas del Río Palmira y del Río Cardenillo por su proximidad geográfica, sin embargo realizar este tipo de suposiciones es bastante criticado, ya que solo la cercanía no puede asegurar el comportamientos hidrológicos semejantes en dos cuencas. La delimitación de una región homogénea está estrechamente relacionada con la identificación de la distribución regional que se puede aplicar dentro de esa región. Una región solo se puede considerar homogénea si existe suficiente evidencia, que permita considerar que los registros dentro de ella pertenecen a la misma distribución, además es necesaria su similitud de características geomorfológicas, climáticas, área, precipitación promedio anual e índice de suelo (en el caso de caudales mínimos es determinante el tipo de suelo).

Por lo descrito anteriormente, solo demostrar la homogeneidad de estas cuencas es un tema investigación aparte, por lo que se supone en este estudio que las cuencas del Río Palmira, Río Cardenillo y Quebrada Molino son homogéneas.

4.1.3.3 Métodos estudiados

Las siguientes metodologías fueron realizadas:

- a) Análisis de frecuencias por métodos de regionalización de parámetros estadísticos como son la media y desviación estándar (dos parámetros).
- b) Curva de duración general.
- c) Obtención de curvas de variaciones estacionales.
- d) Curva de recesión.
- e) Trabajo de campo.

4.1.3.4 Información disponible

En los años 70 se construyó una estación limnimétrica de control de caudales en la Quebrada Molino, la información relacionada a esta era de INECCEL que después de su desaparición toda la información relacionada a esta estación desapareció.

Por lo expresado anteriormente no existe un registro histórico de caudales para esta estación por lo que es necesaria e imprescindible la correlación con cuencas vecinas como pudiera ser la de la cuenca del río Palmira o la cuenca del río Cardenillo que son las cuencas geográficamente más próximas.

Información de la Cuenca del Río Palmira

Se cuenta con un registro histórico de trece años de los caudales medios mensuales comprendido en el período de 1978 a 1989 del estudio de “Análisis de caudales en los sitios de presa Mazar – Ingapata y Amaluza” del Ing. Ángel Correa Jaramillo, existen sesenta y nueve meses de inexistencia de información (5 años 9 meses) por lo que se considera la información 7 años 3 meses. Cabe recalcar que esta información se considera escasa e insuficiente. Ver Anexo 1.5.

Información de la Cuenca del Río Cardenillo

Se tiene solo los resultados de la información de los caudales medios mensuales y los caudales mínimos de un período desconocido, se tiene 24 datos en total, doce de caudales medios mensuales y doce de caudales mínimos mensuales.

Con esta información solamente podremos obtener una idea de caudal a esperar en la cuenca de la Quebrada Molino. Ver Anexo 1.6.

Estación Pluviográfica automática Guarumales [9]

Para la realización del análisis de períodos secos se obtuvo mediante información de la estación pluviográfica automática Guarumales con un período de información desde Octubre de 2001 hasta Agosto de 2009 (6 años 11 meses de información) con información temporal de lluvia cada 10 minutos o menor. Ver Anexo 1.7.

Calidad de información disponible

De acuerdo a los ítems anteriores podemos decir que la información en la cuenca es nula y de las cuencas vecinas es deficiente, solamente la calidad de información del parámetro de lluvia es bueno.

4.1.4 Curva de duración general

Para la realización de estas curvas se tuvo como información de origen la de la Cuenca del Río Palmira (A) y se transformo a información de la Quebrada Molino (B) realizando una relación directa entre áreas de la siguiente manera:

$$Q_B = \frac{A_B}{A_A} Q_A \quad (4.10)$$

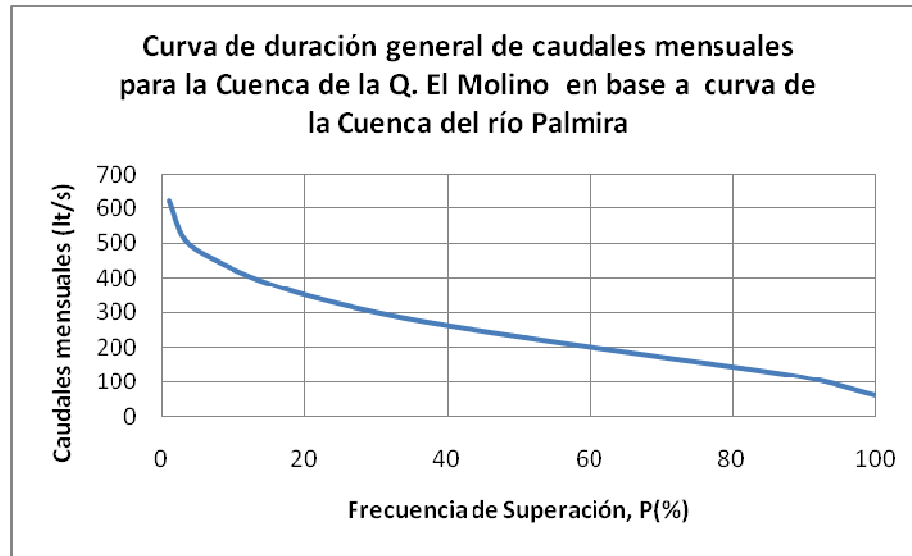


Figura 4.2: Curva de duración general de caudales mensuales.

De acuerdo al gráfico anterior se determina los valores de $Q_{90}=105$ lt/s, $Q_{80}=145$ lt/s, $Q_{70}=170$ lt/s, $Q_{60}=200$ lt/s, $Q_{50}=225$ lt/s.

Observando el comportamiento de esta curva, se deduce:

- Existe menor número de caudales bajos, lo que puede significar una hoya hidrográfica correspondiente a un río pequeño, cuyas crecientes duran no mucho.
- El área de drenaje puede ser no muy grande, lo cual podría implicar que la hoya está en zona montañosa.
- Hoya hidrográfica que podría tener buen drenaje y poca retención de agua.
- Agua subterránea aporta hasta caudales bajos a la hoya.
- En general, una retención de agua menos buena.

4.1.5 Caudales medios mensuales y mínimos por correlación directa con la Cuenca del Río Cardenillo

Mediante relación directa entre áreas de la Cuenca del Río Cardenillo (95.18 km²) y la Cuenca de la Quebrada Molino (4.07 km²) obtenemos la siguiente tabla:

TABLA 4.3: CAUDALES MENSUALES MEDIOS Y MÍNIMOS EN LA QUEBRADA MOLINO.

CAUDALES MENSUALES MEDIOS Y MÍNIMOS EN Q. EL MOLINO (lt/s)													
	ENE.	FEB.	MAR.	ABR.	MAY.	JUN.	JUL.	AGO.	SEP.	OCT.	NOV.	DIC.	ANUAL
Q	164.20	183.87	221.07	285.22	321.99	394.68	416.92	341.66	293.77	241.60	183.45	163.35	163.35
Q min	75.69	61.58	114.60	128.71	142.82	181.73	212.95	179.17	173.61	145.39	81.25	109.04	61.58

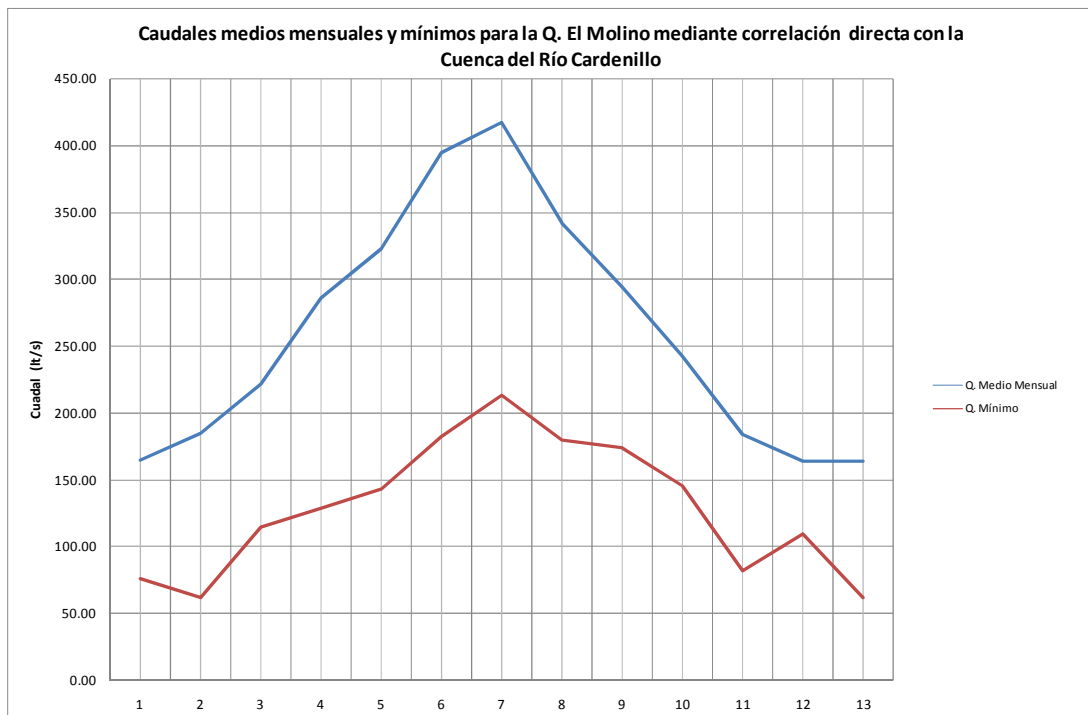


Figura 4.3: Caudales mensuales medios y mínimos de la Quebrada Molino.

Cabe decir que en los datos originales de la Cuenca del río Cardenillo no se dispone de los datos de origen, ni tampoco la longitud de años de la muestra por lo que no se puede realizar ningún tipo de análisis a esta información tan escasa, simplemente se podrá tener una idea de los caudales esperados en la Quebrada Molino por relación directa.

4.1.6 Distribución de frecuencias de Caudales medios y mínimos

4.1.6.1 Caudales Mínimos

Para la distribución de frecuencias de caudales mínimos se ha considerado las distribuciones que tiene dos parámetros (media y desviación típica) pues en las distribuciones de frecuencia de tres parámetros, el tercer parámetro depende del coeficiente de asimetría y este es muy sensible a la longitud de los registros, lo que dificulta la obtención de valores confiables para muestras pequeñas (Vélez, Smith, Rodríguez & Bedoya, 2000), este es el caso de nuestra cuenca en estudio.

La información de caudales mínimos interanuales del río Palmira no sigue una distribución normal (Coeficiente de Asimetría = 1.56) por lo que estandarizamos la serie aplicando logaritmos, además Estudios hechos en Canadá y Estados Unidos recomendaron para el análisis de frecuencia de caudales mínimos las distribuciones Weibull, Log Pearson III y Lognormal de dos y tres parámetros, basados en un aparente buen ajuste (Stedinger et al., 1993), por lo que tenemos los siguientes resultados:

TABLA 4.4: CAUDALES MÍNIMOS.

TR	Q min (lt/s) Interanual	
	LOG-NORMAL	LOGPERSON
2	101.40	104.71
5	77.20	78.21
10	66.70	65.89
25	57.45	54.03
50	51.95	47.15
100	47.59	41.46
200	44.03	36.68
1000	37.07	

Se observa gran similitud de resultados.

4.1.6.2 Curvas de variación estacional

Para la realización de estas curvas se tuvo como información de origen la de la Cuenca del Río Palmira (A) y se transformo a información de la Q. El Molino (B) realizando una relación directa entre áreas de la siguiente manera:

$$Q_B = \frac{A_B}{A_A} Q_A$$

Debido a que es una serie corta de información se adoptó la distribución log-normal de dos parámetros, éstos resultados pueden ser visualizador en el Anexo 1.8.

4.1.6.3 Períodos secos

Existen una estrecha relación entre los períodos secos con los caudales mínimos, saber cuáles son los períodos más secos esperados en diferentes períodos de retorno es importante pues se puede relacionar con los caudales mínimos mediante alguna ecuación, un ejemplo puede ser mediante la curva de recesión ($Q_t = Q_0 e^{-t/k}$).

Aplicando algunos procedimientos para el cálculo de los períodos secos máximos anuales se obtiene:

TABLA 4.5: PERÍODOS SECOS.

TR	PERIODO SECO MAXIMO (días)			
	LOG-NORMAL	GUMBELL	PEARSON III	LOG-PEARSON III
2	7.06	7.28	7.15	7.25
5	11.05	10.95	11.01	11.13
10	14.05	13.38	13.53	13.72
25	17.96	16.45	16.63	16.96
50	21.19	18.73	18.87	19.35
100	24.47	20.99	21.04	21.69
200	27.96	23.25	23.17	24.00
1000	36.90	28.47		

Se puede apreciar la gran similitud de resultados aplicando cualquier distribución.

El día 18 de Marzo de 2009 se realizó un aforo en la Quebrada El Molino a las 13:30, con lo que se obtuvo un caudal de 280 lt/s, además de acuerdo a los registro históricos hubo

ausencia de lluvias en un período de dos días con 21 horas y 50 minutos anterior al aforo realizado, por lo que podemos asegurar que existirán períodos secos más severos que los medidos y se espera que los caudales disminuyan de una manera considerable de acuerdo al período de retorno establecido, establecer la relación de los caudales mínimos con el períodos secos se lo puede realizar mediante la curva de recesión, cuya ecuación es:

$$Q_t = Q_0 e^{-t/k} \quad (4.11)$$

En donde Q_t es el caudal en un tiempo t ; Q_0 es el caudal en el tiempo $t = 0$; k es la constante de recesión, y t es el tiempo sin lluvia, en días.

Cabe indicar que para determinar el coeficiente k de la curva de recesión se necesita información pluviométrica y de caudales asociadas a la cuenca en estudio, debido a esto, no es posible determinar la ecuación de recesión para nuestro caso.

4.1.7 Trabajo de campo

Cuando se realiza un estudio de caudales mínimos en cuencas sin información la realización de aforos es indispensable, por lo que hasta el momento se ha realizado dos aforos en el 18 de Marzo de 2008 y el 2 de Septiembre de 2009. Ver Anexo 1.9.

4.1.7.1 Aforo del 18 de Marzo del 2009

EL aforo realizado el 18 de Marzo de 2009 a las 13:30 nos indico un caudal de 284 lt/s, de acuerdo a la curva de variación estacional tiene una probabilidad de excedencia de cerca del 20% y de acuerdo a la curva de duración general una probabilidad de excedencia de 30%.

Si consideramos que existió un período de dos días con 21 horas y 50 minutos de período seco anterior al aforo realizado podemos decir que los datos proporcionados por la curva de variación estacional y duración general son muy conservadores.

4.1.7.2 Aforo del 2 de Septiembre del 2009

Este aforo se lo realizó a las 12:30 en un período de lluvias frecuentes donde el caudal calculado fue de 585 lt/s, este valor da una probabilidad de excedencia menores al 4% en la curva estacional y del 2% en la curva de duración general.

De acuerdo a la información anterior podemos asegurar que los valores de las curvas de variación estacional y la curva de duración general están siendo demasiado conservadoras.

4.1.8 Conclusiones y recomendaciones del estudio Hídrico

- La información proporcionada en este documento es basada en la suposición de homogeneidad de cuencas vecinas, dado la gran diferencia de escalas entre las cuencas este supuesto es muy cuestionable, además observando los valores medidos y de las curvas calculadas podemos afirmar que los valores calculados mediante distribución de frecuencias son demasiado conservadores por lo que es necesaria e indispensable el monitoreo hidrométrico de esta cuenca, se recomienda la instalación de un sensor de nivel automático en la estación limnimétrica ya existente.
- Dada la gran pendiente de la Cuenca podemos afirmar que existirán eventos extremos donde existan flujos torrenciales dentro de la cuenca de duración corta, por lo que este efecto se deberá analizar para cualquier diseño hidráulico.
- El caudal de la Quebrada El Molino es capaz de abastecer a las cinco Unidades de Generación de la Fase C pero no continuamente, ya que existen periodos extensos de sequía en los que el caudal no es suficiente para abastecer a las cinco unidades.
- Se recomienda la realización de una campaña de aforos por lo menos de un año calendario con periodicidad mensual para encontrar una óptima curva de descarga.

4.1.9 Temperatura del agua de suministro y medición de altura disponible.

En los diferentes aforos que se realizaron en la Quebrada el Molino se llevó a cabo la medición de la temperatura del agua, teniendo como resultado una temperatura de 15 °C.

Para la medición de la altura disponible se utilizó un altímetro con el cual se determinó la altura a la que se localiza la toma de agua de suministro, obteniendo como resultado que está a 1780 m.s.n.m.

4.2 Diseño del sistema de tuberías

El nuevo sistema de tuberías constará de la tubería de presión que dirigirá el agua desde el tanque de presión hacia casa de máquinas en la cual se acoplará al sistema de tubería del SAE ya existente, mediante un distribuidor o también llamado pulmón. Dicho pulmón tiene como objetivo distribuir el agua hacia las cinco Unidades de Generación de la Fase C a la misma presión.

Para determinar la altura a la que se debe encontrar el tanque de presión se realiza balance de energías entre el punto en el que iría localizado el tanque de presión llamado punto A y el punto de descarga de la línea que genere la mayor cantidad de pérdidas llamado punto B.

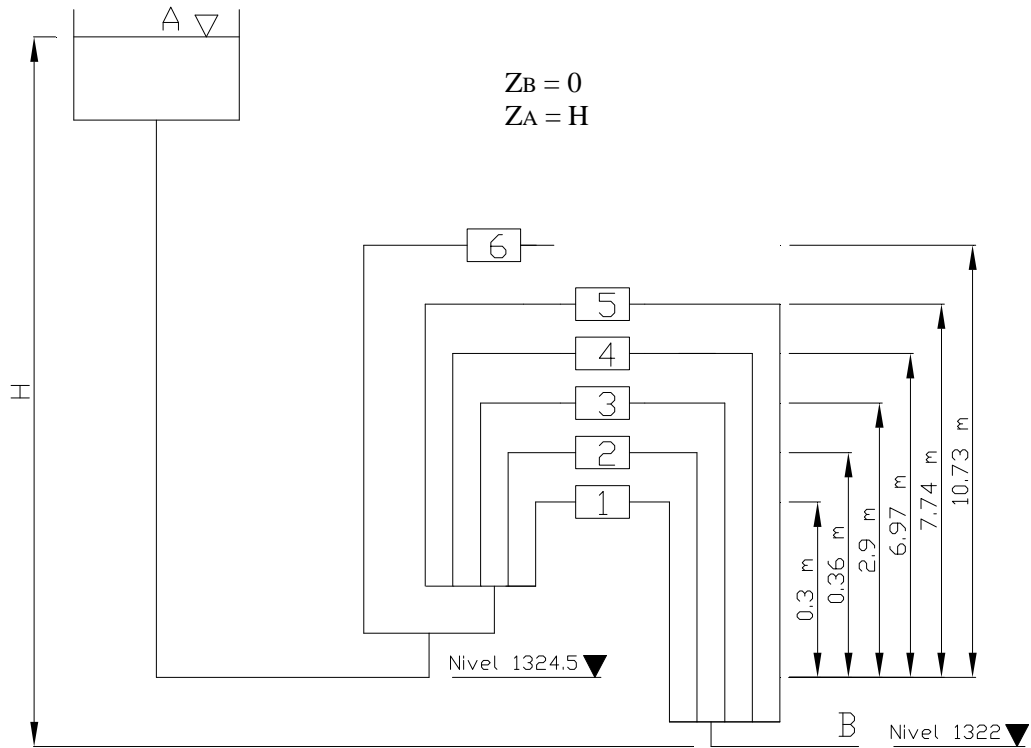


Figura 4.4: Esquema del nuevo sistema de enfriamiento.

Realizando el balance de energías entre A y B, se tiene:

$$E_A - H_{r_{A-B}} = E_B \quad (4.12)$$

$$\frac{P_A}{\gamma} + Z_A + \frac{V_A^2}{2g} - H_{r_{A-B}} = \frac{P_B}{\gamma} + Z_B + \frac{V_B^2}{2g}$$

Debido a que la presión es la atmosférica en ambos puntos, y el nivel permanece constante en el tanque de presión se tiene:

$$H = \frac{V_B^2}{2g} + H_{r_{A-B}} \quad (4.13)$$

Las pérdidas totales de energía del punto A al punto B se pueden dividir en:

$$H_{r_{A-B}} = H_{r_{A-C}} + H_{r_{C-D}} + H_{r_{D-B}} + C_{H_2O} \quad (4.14)$$

Donde:

$H_{r_{A-C}}$: Pérdidas totales de energía desde el tanque de presión hasta el pulmón (m).

$H_{r_{C-D}}$: Pérdidas totales de energía en el tramo de tubería que genere mayores pérdidas desde el pulmón hasta el acople con el S.A.E. (m).

$H_{r_{D-B}}$: Pérdidas totales de energía en el sistema S.A.E ya existente (m).

C_{H_2O} : Mayor altura de columna de agua (m).

Entonces la ecuación 4.13 queda de la siguiente manera:

$$H = \frac{V_B^2}{2g} + H_{r_{A-C}} + H_{r_{C-D}} + H_{r_{D-B}} + C_{H_2O} \quad (4.15)$$

Como se observa en el Plano E-002-2010, se tiene un sistema de tuberías en paralelo desde el punto C hasta la descarga de las Unidades de Generación.

Se localiza el punto D en el acople de la unidad 6, ya que es el tramo de tubería de mayor longitud desde el pulmón.

Los enfriadores de los equipos de las Unidades de Generación se encuentran en paralelo, por lo que se debe analizar en cual de estas líneas se produce mayor pérdida.

Se debe tomar en cuenta la mayor altura de columna de agua a vencer por el sistema, asegurando así que aquellos equipos que se encuentren a menor altura sean abastecidos. La mayor columna de agua corresponde al intercambiador de calor de Coraza y Tubos del Transformador localizado a 10.73 m respecto al punto D.

4.2.1 Cálculo de $H_{r_{D-B}}$

Pérdidas primarias

El cálculo de las pérdidas primarias se realiza mediante la ecuación de Darcy:

$$H_{r_{A-B}} = \lambda \frac{L}{D} * \frac{V_B^2}{2g} \quad (m) \quad (4.16)$$

Donde:

L : longitud de la tubería.

D : diámetro interno de la tubería. Ver Anexo 2.1.

V_B : velocidad del fluido.

λ : Factor de rozamiento.

g : gravedad.

El factor de rozamiento λ , se lo encuentra a través del Diagrama de Moody Ver Anexo 3.2; el cual depende de:

$\frac{k}{D}$: Rugosidad relativa. Ver Anexo 2.5 y 3.3.

Re : Número de Reynolds.

$$Re = \frac{V_B \cdot D}{\nu} \quad (4.17)$$

A continuación se realiza un cálculo tipo de pérdidas primarias en un tramo de tubería.

El diámetro nominal de la tubería es 10 in y su diámetro interior corresponde a 264.668 mm; por ella circula el caudal de $0.09805 \frac{m^3}{s}$ en una longitud de 741 mm.

La velocidad en el tramo es:

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0.09805 \frac{m^3}{s}}{\frac{\pi}{4} (0.02647m)^2}$$

$$V = 1.78 \frac{m}{s}$$

Se obtiene el factor de rozamiento λ .

$$\frac{k}{D} = \frac{0.05 \text{ mm}}{264.668 \text{ mm}} = 0.000188$$

$$\text{Re} = \frac{\left(1.78219 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) \times (0.264668 \text{m})}{1.15 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = 410164,05$$

Obteniéndose un valor de $\lambda = 0.0155$.

Entonces la pérdida primaria en este tramo de tubería es:

$$H_{rp} = (0.0155) \frac{(0.741 \text{m})}{(0.264668 \text{m})} \times \frac{\left(1.78219 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \left(9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)}$$

$$H_{rp} = 0.007032 \text{m}$$

De esta manera se determina la caída de presión debido a pérdidas primarias en cada una de las líneas del sistema. Sus valores se presentan a continuación:

TABLA 4.6: PÉRDIDAS PRIMARIAS EN EL SISTEMA DE TUBERÍAS DE LA LÍNEA 1.

DIÁMETRO NOMINAL (in)	VELOCIDAD (m/s)	DIÁMETRO (mm)	DIÁMETRO (m)	REINOLDS	k/D	λ	LONGITUD (mm)	$H_{rp} = \lambda \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2g}$ (m)
10	1,78219	264,668	0,264668	410.164,0547	0,0001889	0,0155	741	0,007032349
6	1,396700	161,468	0,161468	196.106,3962	0,0003097	0,018	7215	0,080052071
6	0,826934	161,468	0,161468	116.107,2862	0,0003097	0,0195	288	0,001213462
6	0,338578	161,468	0,161468	47.538,70653	0,0003097	0,0223	220	0,000177706
6	0,203482	161,468	0,161468	28.570,28833	0,0003097	0,0248	180	5,84028E-05
6	0,135112	161,468	0,161468	18.970,66471	0,0003097	0,027	186	2,89682E-05
1 1/2	1,93019	42,7228	0,0427228	71.707,06203	0,0011703	0,0234	7530	0,783962297
1 1/2	1,93019	42,7228	0,0427228	71.707,06203	0,0011703	0,0235	952	0,099538056
2	1,17360	54,7878	0,0547878	55.912,141	0,0009126	0,0233	5600	0,166997993
1 1/2	1,93018	42,7228	0,0427228	71.706,69053	0,0011703	0,0235	521	0,054473519
2	1,76753	54,7878	0,0547878	84.207,89577	0,0009126	0,0223	240	0,015570758
6	0,20350	161,468	0,161468	28.572,53484	0,0003097	0,0248	180	5,8412E-05
6	0,33863	161,468	0,161468	47.545,58647	0,0003097	0,0223	220	0,000177758
6	0,82698	161,468	0,161468	116.114,16613	0,0003097	0,0195	338	0,001424302
10	1,57015	264,668	0,264668	361.363,87843	0,0001889	0,0158	2752	0,020664757
10	1,57015	264,668	0,264668	361.363,87843	0,0001889	0,0158	549	0,004122439

$$\sum H_{rp} = 1.2355 \text{ m}$$

TABLA 4.7: PÉRDIDAS PRIMARIAS EN EL SISTEMA DE TUBERÍAS DE LA LÍNEA 2.

DIÁMETRO NOMINAL (in)	VELOCIDAD (m/s)	DIÁMETRO (mm)	DIÁMETRO (m)	REINOLDS	k/D	λ	LONGITUD (mm)	$H_{rp} = \lambda \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2g} \quad (m)$
10	1,78219	264,668	0,264668	410.164,0547	0,0001889	0,0155	741	0,007032349
6	1,396700	161,468	0,161468	196.106,3962	0,0003097	0,018	7215	0,080052071
6	0,826934	161,468	0,161468	116.107,2862	0,0003097	0,0195	288	0,001213462
6	0,338578	161,468	0,161468	47.538,70653	0,0003097	0,0223	220	0,000177706
6	0,203482	161,468	0,161468	28.570,28833	0,0003097	0,0248	180	5,84028E-05
1 1/4	1,32874	36,6268	0,0366268	42.319,56020	0,0013651	0,0257	18281	1,155468317
1 1/4	1,32874	36,6268	0,0366268	42.319,56020	0,0013651	0,0259	17283	1,10088984
1 1/4	1,32874	36,6268	0,0366268	42.319,56020	0,0013651	0,0259	95	0,006051295
2	1,76753	54,7878	0,0547878	84.207,89577	0,0009126	0,0223	240	0,015570758
6	0,20350	161,468	0,161468	28.572,53484	0,0003097	0,0248	180	5,8412E-05
6	0,33863	161,468	0,161468	47.545,58647	0,0003097	0,0223	220	0,000177758
6	0,82698	161,468	0,161468	116.114,16613	0,0003097	0,0195	338	0,001424302
10	1,57015	264,668	0,264668	361.363,87843	0,0001889	0,0158	2752	0,020664757
10	1,57015	264,668	0,264668	361.363,87843	0,0001889	0,0158	549	0,004122439

$$\sum H_{rp} = 2.3929618 \quad m$$

TABLA 4.8: PÉRDIDAS PRIMARIAS EN EL SISTEMA DE TUBERÍAS DE LA LÍNEA 3.

DIÁMETRO NOMINAL (in)	VELOCIDAD (m/s)	DIÁMETRO (mm)	DIÁMETRO (m)	REINOLDS	k/D	λ	LONGITUD (mm)	$H_{rp} = \lambda \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2g}$ (m)
10	1,78219	264,668	0,264668	410.164,0547	0,0001889	0,0155	741	0,007032349
6	1,396700	161,468	0,161468	196.106,3962	0,0003097	0,018	7215	0,080052071
6	0,826934	161,468	0,161468	116.107,2862	0,0003097	0,0195	288	0,001213462
6	0,338578	161,468	0,161468	47.538,70653	0,0003097	0,0223	220	0,000177706
1 1/2	1,93019	42,7228	0,0427228	71.707,06203	0,0011703	0,0234	14500	1,509621953
1 1/2	1,93019	42,7228	0,0427228	71.707,06203	0,0011703	0,0235	13744	1,437028402
1 1/2	1,930190	42,7228	0,0427228	71.707,06203	0,0011703	0,0235	515	0,053846742
6	0,33863	161,468	0,161468	47.545,58647	0,0003097	0,0223	220	0,000177758
6	0,82698	161,468	0,161468	116.114,16613	0,0003097	0,0195	338	0,001424302
10	1,57015	264,668	0,264668	361.363,87843	0,0001889	0,0158	2752	0,020664757
10	1,57015	264,668	0,264668	361.363,87843	0,0001889	0,0158	549	0,004122439

$$\sum H_{rp} = 3.115362 \text{ m}$$

TABLA 4.9 PÉRDIDAS PRIMARIAS EN EL SISTEMA DE TUBERÍAS DE LA LÍNEA 4.

DIÁMETRO NOMINAL (in)	VELOCIDAD (m/s)	DIÁMETRO (mm)	DIÁMETRO (m)	REINOLDS	k/D	λ	LONGITUD (mm)	$H_{rp} = \lambda \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2g}$ (m)
10	1,78219	264,668	0,264668	410.164,0547	0,0001889	0,0155	741	0,007032349
6	1,396700	161,468	0,161468	196.106,3962	0,0003097	0,018	7215	0,080052071
6	0,826934	161,468	0,161468	116.107,2862	0,0003097	0,0195	288	0,001213462
3	1,856980	82,804	0,082804	133.709,0191	0,0006038	0,02	16158	0,686632987
3	1,85698	82,804	0,082804	133.709,01906	0,0006038	0,02	10871	0,461962322
3	1,85698	82,804	0,082804	133.709,01906	0,0006038	0,02	196	0,008329005
6	0,82698	161,468	0,161468	116.114,16613	0,0003097	0,0195	338	0,001424302
10	1,57015	264,668	0,264668	361.363,87843	0,0001889	0,0158	2752	0,020664757
10	1,57015	264,668	0,264668	361.363,87843	0,0001889	0,0158	549	0,004122439

$$\sum H_{rp} = 1.271413 \text{ m}$$

TABLA 4.10: PÉRDIDAS PRIMARIAS EN EL SISTEMA DE TUBERÍAS DE LA LÍNEA 5.

DIÁMETRO NOMINAL (in)	VELOCIDAD (m/s)	DIÁMETRO (mm)	DIÁMETRO (m)	REINOLDS	k/D	λ	LONGITUD (mm)	$H_{rp} = \lambda \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2g} \text{ (m)}$
10	1,78219	264,668	0,264668	410.164,0547	0,0001889	0,0155	2182	0,020707942
8	1,97573	211,557	0,211557	363.460,4449	0,0002363	0,0163	9117	0,139897926
10	1,26235	264,668	0,264668	290.524,9129	0,0001889	0,0162	397	0,001975639
10	1,26235	264,668	0,264668	290.524,9129	0,0001889	0,0162	397	0,001975639
8	1,975730	211,557	0,211557	363.460,44488	0,0002363	0,0164	9928	0,153277121
10	1,26235	264,668	0,264668	290.524,9129	0,0001889	0,0162	500	0,00248821
10	1,57015	264,668	0,264668	361.363,87843	0,0001889	0,0158	2752	0,020664757
10	1,57015	264,668	0,264668	361.363,87843	0,0001889	0,0158	549	0,004122439

$$\sum H_{rp} = 0.345109 \text{ m}$$

TABLA 4.11: PÉRDIDAS PRIMARIAS EN EL SISTEMA DE TUBERÍAS DE LA LÍNEA 6.

DIÁMETRO NOMINAL (in)	VELOCIDAD (m/s)	DIÁMETRO (mm)	DIÁMETRO (m)	REINOLDS	k/D	λ	LONGITUD (mm)	$H_{rp} = \lambda \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2g} \text{ (m)}$
10	1,78219	264,668	0,264668	410.164,0547	0,0001889	0,0155	741	0,007032349
6	1,396700	161,468	0,161468	196.106,3962	0,0003097	0,018	7215	0,080052071
3	2,16654	82,804	0,082804	155.998,4158	0,0006038	0,0196	23431	1,328228916
3	2,16654	82,804	0,082804	155.998,4158	0,0006038	0,0196	1200	0,068024186
2 1/2	1,65810	66,929	0,066929	96.499,97817	0,0007471	0,0216	5821	0,263513204
3	1,08327	82,804	0,082804	77.999,20790	0,0006038	0,0215	1319	0,020504505

$$\sum H_{rp} = 1.767355 \text{ m}$$

Pérdidas secundarias

El cálculo de las pérdidas secundarias se realiza mediante la siguiente ecuación:

$$H_{rs} = \sum k_m \frac{V^2}{2g} \quad (m) \quad (4.18)$$

Donde:

k_m : Coeficiente de pérdidas por accesorios. Ver Anexo 2.2 y 2.3.

V : Velocidad del fluido.

g : Gravedad.

Debido a que no existe información de la caída de presión en los Intercambiadores de Calor de coraza y tubos del Transformador, se realizó su cálculo, obteniendo los siguientes resultados ver Anexo 2.4.

Las pérdidas secundarias en cada una de las líneas del sistema de enfriamiento se indican a continuación:

TABLA 4.12: PÉRDIDAS SECUNDARIAS EN LA LÍNEA 1.

ACCESORIO	CANTIDAD	COEFICIENTE DE PERDIDA POR FRICCIÓN (K_m)	K_{mt}	VELOCIDAD (m/s)	$H_{rs} = \sum k_m \frac{V^2}{2g} \quad (m)$
UX-FV003; Válvula Mariposa Φ 10"	1	0,49	0,49	1,78219	0,0794
Te de reducción Φ 10"x10"x6"	1	0,9	0,9	1,39670	0,0896
Codo 90° Φ 6"	3	0,45	1,35	1,3967	0,1344
Filtro	1	15	15	1,3967	1,4929
UX-V008; Válvula Mariposa Φ 8"	1	0,63	0,63	1,3967	0,0627
UX-V015; Válvula Esférica Φ 1/2"	1	13,5	13,5	1,3967	1,3436
Curva Φ 6"; R=1.5 Φ ; codo 45°	1	0,087328	0,087328	1,3967	0,0087
Te de reducción Φ 6"x6"x3"	1	0,3	0,3	0,8269	0,0105
Medio manguito Φ 1 1/2"	1	1,26	1,26	1,9302	0,2395
UX-V025 ; Válvula Esférica Φ 1 1/2"	1	7,1	7,1	1,9302	1,34959
Reducción concentrica Φ 2"x 1 1/2"	1	0,23	0,23	1,9302	0,04372
Brida y collar Φ 2"	1	1	1	1,9302	0,19008
Pérdida Serpentín del cojinete guía turbina					3
Brida Φ 2"	1	1	1	1,93019	0,190083339
Reducción concéntrica Φ 2"x 1 1/2"	1	0,23	0,23	1,93019	0,043719168
Codo 90° Φ 1 1/2"	1	0,63	0,63	1,93019	0,119752503
UX-FE005 ; Φ 1 1/2"	1	1,5	1,5	1,93019	0,285125008
Brida Φ 1 1/2"	6	1	6	1,93019	1,140500031
Brida Φ 1 1/2"	1	1	1	1,9302	0,1901
UX-V026 ; Válvula Globo Φ 1 1/2"	1	7,1	7,1	1,9302	1,3496
Curva Φ 1 1/2"; codo 90°	1	0,42	0,42	1,9302	0,0798
Te de reducción Φ 2"x2"x1 1/2"	1	1,26	1,26	1,9302	0,2395
Medio manguito Φ 2"	1	1,14	1,14	1,7675	0,1817
Te de reducción Φ 10"x10"x6"	1	0,9	0,9	0,8270	0,0314
Curva Φ 10"; R=1.5 Φ ; codo 90°	2	0,196	0,392	1,5702	0,0493
UX-V031 ; Válvula Mariposa Φ 10"	1	0,49	0,49	1,5702	0,0616
Te de reducción Φ 10"x10"x10"	1	0,84	0,84	1,5702	0,1057
Brida Φ 10"	1	1	1	1,5702	0,1258

$$\sum H_{rs} = 12.2384 \text{ m}$$

TABLA 4.13: PÉRDIDAS SECUNDARIAS EN LA LÍNEA 2.

ACCESORIO	CANTIDAD	COEFICIENTE DE PERDIDA POR FRICCIÓN (K_m)	K_{mt}	VELOCIDAD (m/s)	$H_{rs} = \sum k_m \frac{V^2}{2g}$ (m)
UX-FV003; Válvula Mariposa Φ 10"	1	0,49	0,49	1,78219	0,0794
Te de reducción Φ 10"x10"x6"	1	0,9	0,9	1,39670	0,0896
Codo 90° Φ 6"	3	0,45	1,35	1,3967	0,1344
Filtro	1	15	15	1,3967	1,4929
UX-V008; Válvula Mariposa Φ 8"	1	0,63	0,63	1,3967	0,0627
UX-V015; Válvula Esférica Φ 1/2"	1	13,5	13,5	1,3967	1,3436
Curva Φ 6"; R=1.5 Φ ; codo 45°	1	0,087328	0,087328	1,3967	0,0087
Te de reducción Φ 6"x6"x3"	1	0,3	0,3	0,8269	0,0105
Medio manguito Φ 1 1/4"	1	1,32	1,32	1,3287	0,1189
Brida y collar de Φ 1 1/4"	2	1	2	1,3287	0,18016
UX-V029 ;Válvula Esférica Φ 1 1/4"	1	7,8	7,8	1,3287	0,70262
Codo 90° Φ 1 1/4"	2	0,66	1,32	1,3287	0,11890
Pérdida Serpentín del Regulador	1				3
Brida y collar Φ 1 1/4"	2	1	2	1,32874	0,180158162
Codo 90° Φ 1 1/4"	1	0,66	0,66	1,32874	0,059452193
Codo 45° Φ 1 1/4"	1	0,352	0,352	1,32874	0,031707837
UX-FE004 ; Φ 1 1/4"	1	1,5	1,5	1,32874	0,135118622
Niple de reducción Φ 2"x1 1/4"	1	0,32	0,32	1,3287	0,0288
UX-V030 ; Válvula Globo Φ 1 1/4"	1	7,8	7,8	1,3287	0,7026
Te de reducción Φ 2"x2"x1 1/2"	1	0,38	0,38	1,7675	0,0606
Medio manguito Φ 2"	1	1,14	1,14	1,7675	0,1817
Te de reducción Φ 10"x10"x6"	1	0,9	0,9	0,8270	0,0314
Curva Φ 10"; R=1.5 Φ ; codo 90°	2	0,196	0,392	1,5702	0,0493
UX-V031 ; Válvula Mariposa Φ 10"	1	0,49	0,49	1,5702	0,0616
Te de reducción Φ 10"x10"x10"	1	0,84	0,84	1,5702	0,1057
Brida Φ 10"	1	1	1	1,5702	0,1258

$$\sum H_{rs} = 9.0963 m$$

TABLA 4.14: PÉRDIDAS SECUNDARIAS EN LA LÍNEA 3.

ACCESORIO	CANTIDAD	COEFICIENTE DE PERDIDA POR FRICCIÓN (K_m)	K_{mt}	VELOCIDAD (m/s)	$H_{rs} = \sum k_m \frac{V^2}{2g} \quad (m)$
UX-FV003; Válvula Mariposa Φ 10"	1	0,49	0,49	1,78219	0,0794
Te de reducción Φ 10"x10"x6"	1	0,9	0,9	1,39670	0,0896
Codo 90° Φ 6"	3	0,45	1,35	1,3967	0,1344
Filtro	1	15	15	1,3967	1,4929
UX-V008; Válvula Mariposa Φ 8"	1	0,63	0,63	1,3967	0,0627
UX-V015; Válvula Esférica Φ 1/2"	1	13,5	13,5	1,3967	1,3436
Curva Φ 6"; R=1.5 Φ ; codo 45°	1	0,087328	0,087328	1,3967	0,0087
Te de reducción Φ 6"x6"x3"	1	0,3	0,3	0,8269	0,0105
Medio manguito Φ 1 1/2"	1	1,26	1,26	1,9302	0,2395
UX-V027 ;Válvula Esférica Φ 1 1/2"	1	7,1	7,1	1,9302	1,34959
Codo 45° Φ 1 1/2"	2	0,336	0,672	1,9302	0,12774
Brida Φ 1 1/2"	5	1	5	1,9302	0,95042
Codo 90° Φ 1 1/2"	3	0,63	1,89	1,9302	0,35926
Pérdida de Bancos de tubos (Cojinete Guía Inferior Generador)					6
Brida Φ 1 1/2"	5	1	5	1,93019	0,950416693
UX-FE003 ; Φ 1 1/2"	1	1,5	1,5	1,93019	0,285125008
Codo 45° Φ 1 1/2"	2	0,336	0,672	1,93019	0,127736004
Codo 90° Φ 1 1/2"	4	0,63	2,52	1,93019	0,479010013
UX-V028 ; Válvula Globo Φ 1 1/2"	1	7,1	7,1	1,9302	1,3496
Medio manguito Φ 1 1/2"	1	1,26	1,26	1,9302	0,2395
Te de reducción Φ 10"x10"x6"	1	0,9	0,9	0,8270	0,0314
Curva Φ 10"; R=1.5 Φ ; codo 90°	2	0,196	0,392	1,5702	0,0493
UX-V031 ; Válvula Mariposa Φ 10"	1	0,49	0,49	1,5702	0,0616
Te de reducción Φ 10"x10"x10"	1	0,84	0,84	1,5702	0,1057
Brida Φ 10"	1	1	1	1,5702	0,1258

$$\sum H_{rs} = 16.0535 \text{ m}$$

TABLA 4.15: PÉRDIDAS SECUNDARIAS EN LA LÍNEA 4.

ACCESORIO	CANTIDAD	COEFICIENTE DE PERDIDA POR FRICCIÓN (K_m)	K_{mt}	VELOCIDAD (m/s)	$H_{rs} = \sum k_m \frac{V^2}{2g} \quad (m)$
UX-FV003; Válvula Mariposa Φ 10"	1	0,49	0,49	1,78219	0,0794
Te de reducción Φ 10"x10"x6"	1	0,9	0,9	1,39670	0,0896
Codo 90° Φ 6"	3	0,45	1,35	1,3967	0,1344
Filtro	1	15	15	1,3967	1,4929
UX-V008; Válvula Mariposa Φ 8"	1	0,63	0,63	1,3967	0,0627
UX-V015; Válvula Esférica Φ 1/2"	1	13,5	13,5	1,3967	1,3436
Curva Φ 6"; R=1.5 Φ ; codo 45°	1	0,087328	0,087328	1,3967	0,0087
Te de reducción Φ 6"x6"x3"	1	0,3	0,3	0,8269	0,0105
Te de reducción Φ 6"x6"x3"	2	1,08	2,16	2,1665	0,5173
UX-V023; Válvula de Compuerta Φ 3"	1	0,09	0,09	1,8570	0,0158
Brida Φ 3"	4	1	4	1,8570	0,70375
Codo 90° Φ 3"	3	0,54	1,62	1,8570	0,28502
Pérdida en Serpentin del Cojinete Combinado					10
Brida y collar Φ 3"	4	1	4	1,85698	0,703749943
Codo 90° Φ 3"	4	0,54	2,16	1,85698	0,380024969
UX-FE001 ; Φ 3"	1	1,5	1,5	1,85698	0,263906229
Codo 45° Φ 3"	3	0,288	0,864	1,85698	0,152009988
UX-V024 ; Válvula Globo Φ 3"	1	6	6	1,8570	1,0556
Te de reducción Φ 10"x10"x6"	1	0,9	0,9	0,8270	0,0314
Curva Φ 10"; R=1.5 Φ ; codo 90°	2	0,196	0,392	1,5702	0,0493
UX-V031 ; Válvula Mariposa Φ 10"	1	0,49	0,49	1,5702	0,0616
Te de reducción Φ 10"x10"x10"	1	0,84	0,84	1,5702	0,1057
Brida Φ 10"	1	1	1	1,5702	0,1258

$$\sum H_{rs} = 17.6728 m$$

TABLA 4.16: PÉRDIDAS SECUNDARIAS EN LA LÍNEA 5.

ACCESORIO	CANTIDAD	COEFICIENTE DE PERDIDA POR FRICCIÓN (K_m)	K_{mt}	VELOCIDAD (m/s)	$H_{rs} = \sum k_m \frac{V^2}{2g} \quad (m)$
UX-FV003; Válvula Mariposa Φ 10"	1	0,49	0,49	1,78219	0,0794
Te de reducción Φ 10"x10"x6"	1	0,28	0,28	1,26235	0,0228
Reducción concentrica Φ 10"x 8"	1	0,18	0,18	1,78219	0,0292
UX-V008; Válvula Mariposa Φ 8"	1	0,63	0,63	1,97573	0,1255
Curva Φ 8"; R=1.5 Φ ; codo 90°	2	0,196	0,392	1,9757	0,0781
Reducción concentrica Φ 10"x 8"	1	0,18	0,18	1,9757	0,0358
Curva Φ 10", short radius; R=1 Φ ; codo 90°	1	0,28	0,28	1,2624	0,0228
Brida Φ 8"	2	1	2	1,9757	0,3983
Pérdida en Radiadores del Generador	1				15
Curva Φ 10", short radius; R=1 Φ ; codo 90°	1	0,28	0,28	1,2624	0,0228
Reducción concentrica Φ 10"x 8"	1	0,18	0,18	1,9757	0,0358
UX-FE002 ; Φ 8"	1	1,5	1,5	1,97573	0,298737936
Curva Φ 8"; R=1.5 Φ ; codo 90°	2	0,196	0,392	1,97573	0,078070181
Curva Φ 8"; R=1.5 Φ ; codo 45°	2	0,0815	0,163	1,97573	0,032462856
UX-V010 ; Válvula Globo Φ 8"	1	5,7	5,7	1,97573	1,135204158
Brida Φ 8"	2	1	2	1,9757	0,3983
Reducción concentrica Φ 10"x 8"	1	0,18	0,18	1,9757	0,0358
Te de reducción Φ 10"x10"x6"	1	0,28	0,28	1,5702	0,0352
Curva Φ 10"; R=1.5 Φ ; codo 90°	2	0,196	0,392	1,5702	0,0493
UX-V031 ; Válvula Mariposa Φ 10"	1	0,49	0,49	1,5702	0,0616
Te de reducción Φ 10"x10"x10"	1	0,84	0,84	1,5702	0,1057
Brida Φ 10"	1	1	1	1,5702	0,1258

$$\sum H_{rs} = 18.2067 m$$

TABLA 4.17: PÉRDIDAS SECUNDARIAS EN LA LÍNEA 6.

ACCESORIO	CANTIDAD	COEFICIENTE DE PERDIDA POR FRICCIÓN (K_m)	K_{mt}	VELOCIDAD (m/s)	$H_{rs} = \sum k_m \frac{V^2}{2g} \quad (m)$
UX-FV003; Válvula Mariposa Φ 10"	1	0,49	0,49	1,78219	0,0794
Te de reducción Φ 10"x10"x6"	1	0,9	0,9	1,39670	0,0896
Codo 90° Φ 6"	3	0,45	1,35	1,3967	0,1344
Filtro	1	15	15	1,3967	1,4929
UX-V008; Válvula Mariposa Φ 8"	1	0,63	0,63	1,3967	0,0627
UX-V015; Válvula Esférica Φ 1/2"	1	13,5	13,5	1,3967	1,3436
Curva Φ 6"; R=1.5 Φ ; codo 45°	1	0,087328	0,087328	1,3967	0,0087
Te de reducción Φ 6"x6"x3"	1	1,08	1,08	2,1665	0,2586
UX-V017; Válvula de Compuerta Φ 3"	1	0,09	0,09	2,1665	0,0216
Codo 90° Φ 3"	4	0,54	2,16	2,1665	0,5173
Cuva Φ 3"; R=1,5 Φ ; codo 90°	1	0,252	0,252	2,1665	0,0604
Brida Φ 3"	5	1	5	2,1665	1,1974
Brida Φ 3"	1	1	1	2,1665	0,2395
Curva Φ 3"; R=1,5 Φ ; codo 90°	1	0,252	0,252	2,1665	0,0604
Te Φ 3"	1	1,08	1,08	1,0833	0,0647
Reducción concéntrica Φ 3"x 2 1/2"	1	0,18	0,18	1,6581	0,0252
UX-V020 ; Válvula de Compuerta Φ 2 1/2"	1	0,1	0,1	1,6581	0,0140
Brida y collar Φ 2 1/2"	1	1	1	1,6581	0,1403
Codo 90° Φ 2 1/2"	2	0,54	1,08	1,6581	0,1515
Codo 45° Φ 2 1/2"	1	0,288	0,288	1,6581	0,0404
Te Φ 2 1/2"	2	0,36	0,72	1,6581	0,1010
Brida DN65 PN6 UNI 2276-67; Φ 2 1/2"	2	1	2	1,6581	0,2805
Pérdida Intercambiador de Coraza y tubos	1				0,155363
Brida DN80 PN10 UNI 2277-67	1	1	1	1,0833	0,0599
Codo 90° Φ 3"	2	0,54	1,08	1,0833	0,0647
Brida Φ 3"	1	1	1	1,0833	0,0599
UX-V021; Válvula de Compuerta Φ 3"	1	0,09	0,09	1,0833	0,0054

$$\sum H_{rs} = 6.7291 \text{ m}$$

Una vez obtenido las pérdidas primarias y secundarias es posible analizar en cual de las líneas se produce la mayor pérdida de presión:

TABLA 4.18: PÉRDIDAS TOTALES EN LAS LÍNEAS.

LÍNEA	PÉRDIDAS PRIMARIAS (m)	PÉRDIDAS SECUNDARIAS (m)	PÉRDIDAS TOTALES (m)
1	1,235553248	12,23836	13,47392
2	2,392961868	9,0963	11,4893
3	3,11536194	16,0535	19,1688
4	1,271433694	17,6728	18,9442
5	0,345109673	18,2067	18,5518
6	1,76735523	6,72916	8,49452

Se observa que la línea en la que se produce la mayor caída de presión es la línea 3, con una pérdida de 19.1688 m. Por lo que $H_{r_{D-B}} = 19.1688$ m.

Las dimensiones de tubería usadas en los cálculos se los pueden verificar en los Anexos 2.6 y 2.7.

4.2.2 Cálculo de $H_{r_{C-D}}$

La tubería que conecta el pulmón con el sistema de enfriamiento de la unidad debe tener diámetro nominal de 10 in, y en la que se produce mayor pérdida debido a la longitud es aquella que conecta al pulmón con la tubería de la Unidad 6 cuya longitud es 30.76 m.

Las pérdidas primarias en una tubería de 10 in por cada 100 ft de longitud es 1.21 ft. Ver Anexo 2.6. Para la longitud de tubería indicada la caída de presión corresponde a:

$$(H_{r_{C-D}})_{\text{Prim}} = 0.37 \text{ m}$$

Pérdidas de presión producidas por accesorios:

Velocidad en el tramo de tubería si el diámetro interior de la tubería es 0.264668 m.

Ver Anexo 2.6.

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{0.49025/5}{\frac{\pi \times 0.26^2}{4}} \text{ m/s}$$

$$v = 1.78 \text{ m/s}$$

Teniendo en cuenta que en el tramo C-D, se encuentran 3 codos, una válvula de compuerta y una válvula check con diámetro nominal de 10 in, se tiene mediante la ecuación 4.18.

$$(H_{r_{C-D}})_{\text{Sec}} = (2.176) \frac{1.78^2}{2 \times 9.8} \text{ m}$$

$$(H_{r_{C-D}})_{\text{Sec}} = 0.35 \text{ m}$$

$$(H_{r_{C-D}})_{\text{Tot}} = 0.72 \text{ m}$$

4.2.3 Calculo de velocidad en el punto B

El punto B se localiza en el final del trayecto de la tubería que alimenta al banco de tubos del cojinete guía inferior del generador, ya que en esta línea existe la mayor caída de presión. Ver Anexo 5 plano E-002-2010.

$$V_B = \frac{Q_B}{A}$$

$$V_B = \frac{0.086384 \text{ m}^3 / \text{s}}{\frac{\pi}{4} (0.264668 \text{ m})^2} = 1.57015 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

4.2.4 Calculo de $H_{r_{A-C}}$

El término $H_{r_{A-C}}$ definirá las pérdidas totales de energía en todo el sistema como puede verse en la ecuación 4.14.

$$H_{r_{A-B}} = H_{r_{A-C}} + H_{r_{C-D}} + H_{r_{D-B}} + C_{H_2O} \cdot$$

$$H_{r_{A-B}} = (H_{r_{A-C}} + 0.72 + 19.16 + 10.73) \text{ m}$$

$$H_{r_{A-B}} = (H_{r_{A-C}} + 30.74) \text{ m}$$

Su valor está en función de la longitud y el diámetro de la tubería de presión, a su vez la longitud depende de la altura a la que se localice el tanque de presión. Es por ello un factor de vital importancia en el diseño del nuevo sistema de enfriamiento dicha altura, ya que determinará si la energía es suficiente para vencer pérdidas primarias y secundarias que se estarían generando en toda la tubería que distribuiría el agua a cada enfriador y accesorios de las unidades de manera que el sistema trabaje adecuadamente y cumpla las funciones que las viene realizando el SAE.

Es necesario asumir un valor de elevación del tanque de presión y un diámetro de la tubería de presión, encontrar el correspondiente valor de longitud de tubería y verificar si el valor asumido de altura es suficiente para vencer las pérdidas en todo el sistema.

En el análisis se considera las posibilidades de 16 in y 18 in como diámetro de la tubería de presión, de cédula 10. Posteriormente se determina si el espesor de la tubería es suficiente para soportar la presión de trabajo.

Tubería de 16 in

Diámetro interior = 393.7 mm. Ver Anexo 2.7.

El primer intento se asume una altura de elevación del tanque de 55 m respecto al punto B, es decir la ecuación 4.13 queda expresada por:

$$55 = \frac{1.57^2}{2 \times 9.8} + H_{r_{A-C}} + 30.74 \quad (4.19)$$

A la altura indicada la longitud de tubería desde el punto A hasta C es 540.64 m.

La velocidad es:

$$V = \frac{Q_{Tot}}{A} = \frac{Q_{Tot}}{\frac{\pi \times D^2}{4}} = \frac{0.49025 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{\pi \times (0.3937 \text{ m})^2}{4}}$$

$$V = 4.027 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Se determina el coeficiente λ

$$\frac{k}{D} = \frac{0.05 \text{ mm}}{393.7 \text{ mm}} = 0.000127$$

$$\text{Re} = \frac{\left(4.027 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) \times (0.3937 \text{ m})}{1,15 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = 1378683.14$$

Por lo tanto $\lambda = 0.0134$

$$(H_{r_{A-C}})_{\text{Prim}} = 0.0134 \times \frac{540.64}{0.3937} \times \frac{4.027^2}{2 \times 9.8} \text{ m}$$

$$(H_{r_{A-C}})_{\text{Prim}} = 15.22 \text{ m}$$

Pérdidas de presión producidas por accesorios:

Los accesorios requeridos y sus coeficientes de pérdidas obtenidas de los Anexos 2.2 y 2.3, se muestran a continuación:

TABLA 4.19: PÉRDIDAS TOTALES EN LAS LÍNEAS.

Accesorio	K	Número de accesorios	K_{TOT}
Codo 90° radio largo	0.12	5	0.6
Codo 45° radio largo	0.1	3	0.3
Codo 35° radio largo	0.1	2	0.2
Válvula de compuerta	0.036	2	0.072
			1.172

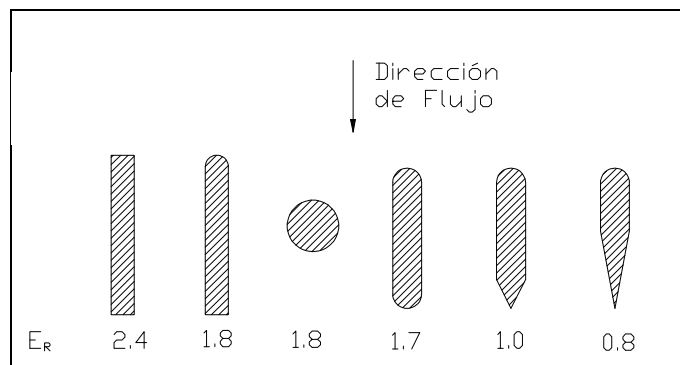
Se determina las pérdidas por accesorios mediante la ecuación 4.18:

$$(H_{r_{A-C}})_{\text{Sec}} = 1.172 \frac{4.027^2}{2 \times 9.8} \text{ m}$$

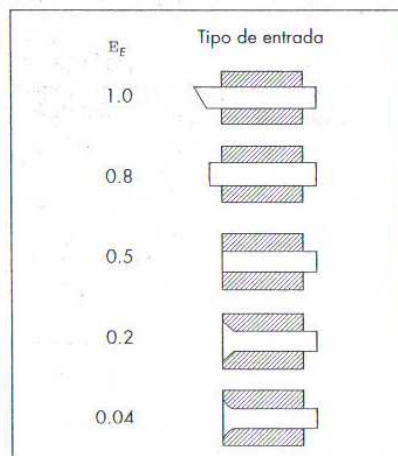
$$(H_{r_{A-C}})_{\text{Sec}} = 0.96 \text{ m}$$

Hay que considerar también las pérdidas producidas en la rejilla y a la entrada de la tubería de presión, sus valores se determinan a continuación:

Considerando la forma y dimensiones de la rejilla, el área por la que el caudal de agua lo atraviesa es $A_r = 0.43 \text{ m}^2$. Por lo tanto la velocidad del agua es 1.13 m/s . El coeficiente de pérdida se selecciona de la Figura 4.5 (a) en función del tipo de sección. Se escoge la que ocasiona menores pérdidas, cuyo coeficiente corresponde a 0.8.



(a): Coeficiente de pérdidas de fricción en la rejilla.



(b): Coeficiente de pérdidas a la entrada de la tubería.

Figura 4.5: Coeficientes de pérdida.

La pérdida en la rejilla es:

$$h_{\text{rejilla}} = 0.8 \frac{1.13^2}{2 \times 9.8} \text{ m}$$

$$h_{\text{rejilla}} = 0.052 \text{ m}$$

El coeficiente de pérdida a la entrada, depende de la forma de la misma, se determina en la Figura 4.5 (b). Se escoge aquella que produce menores pérdidas, su coeficiente es 0.04.

La pérdida a la entrada es:

$$h_{\text{entrada}} = 0.04 \frac{4.027^2}{2 \times 9.8} \text{ m}$$

$$h_{\text{entrada}} = 0.033 \text{ m}$$

Entonces la pérdida total en el tramo A - C es:

$$(H_{r_{A-C}})_{\text{Tot}} = (H_{r_{A-C}})_{\text{Prim}} + (H_{r_{A-C}})_{\text{Sec}} + h_{\text{rejilla}} + h_{\text{entrada}}$$

$$(H_{r_{A-C}})_{\text{Tot}} = 16.28 \text{ m}$$

Al reemplazar el valor obtenido en la igualdad 4.19 se tiene

$$55 = 47.028$$

Es decir si se coloca el tanque de presión a 55 m de altura respecto al punto B, la presión producida por la columna de agua es suficiente para el abastecimiento del sistema de tuberías.

Tubería de 18 in

Diámetro interior = 444.5 mm

Se sigue el mismo procedimiento que el que se realizó con la tubería de 16 in.

El primer intento se asume una altura de elevación del tanque de 45 m respecto al punto B, es decir la ecuación 4.149 queda expresada por:

$$45 = \frac{1.57^2}{2 \times 9.8} + H_{r_{A-C}} + 30.74$$

A la altura indicada la longitud de tubería desde el punto A hasta C es 430.64 m.

La velocidad es:

$$V = \frac{Q_{\text{Tot}}}{A} = \frac{Q_{\text{Tot}}}{\frac{\pi \times D^2}{4}} = \frac{0.49025 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{\pi \times (0.4445 \text{ m})^2}{4}}$$

$$V = 3.15 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Se determina el coeficiente λ

$$\frac{k}{D} = \frac{0.05 \text{ mm}}{444.5 \text{ mm}} = 0.000112$$

$$\text{Re} = \frac{\left(3.15 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) \times (0.445 \text{ m})}{1.15 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = 1221119.35$$

Por lo tanto $\lambda = 0.0132$

$$(H_{r_{A-C}})_{\text{Prim}} = 0.0132 \times \frac{430.64}{0.4445} \times \frac{3.15^2}{2 \times 9.8} \text{ m}$$

$$(H_{r_{A-C}})_{\text{Prim}} = 6.5 \text{ m}$$

Pérdidas de presión producidas por accesorios:

TABLA 4.20: COEFICIENTES DE PÉRDIDAS EN ACCESORIOS

Accesorio	K	Número de accesorios	K_{TOT}
Codo 90° radio largo	0.1	5	0.5
Codo 45° radio largo	0.09	1	0.09
Codo 35° radio largo	0.09	2	0.18
Válvula de compuerta	0.033	2	0.066
			0.836

Se determina las pérdidas por accesorios:

$$(H_{r_{A-C}})_{\text{Sec}} = 0.42 \text{ m}$$

La pérdida en la rejilla es la misma:

$$h_{\text{rejilla}} = 0.052 \text{ m}$$

La pérdida a la entrada es:

$$h_{\text{entrada}} = 0.020 \text{ m}$$

La pérdida total en el tramo A - C es:

$$(H_{rA-C})_{Tot} = 7.01 \text{ m}$$

La igualdad 4.19 queda de la siguiente forma:

$$45 = 37.75$$

Si el tanque de presión se lo coloca a 45 m de altura respecto al punto B, la presión producida por la columna de agua puede abastecer el sistema de tubería.

Al analizar el costo que se tendría al utilizar tubería de 16 y 18 pulgadas en el sistema se tiene:

TABLA 4.21: RESULTADOS PARA LA SELECCIÓN DE LA TUBERÍA MAS ADECUADA.

Diámetro Nominal (in)	Altura del tanque de presión (m)	Longitud de tubería (m)	Precio (\$)
16	55	540.64	113984.93
18	45	430.64	98903.65

Se observa que la tubería más conveniente para el proyecto es la de 18 in de diámetro nominal.

La altura a la que se encontrará el tanque es 45 m, y considerando una sobrepresión del golpe de ariete de 1.3 veces la altura bruta la presión en el pulmón es 6.6 bares, esto quiere decir que el rango de funcionamiento de las válvulas reductoras de presión deben ser de 6.6 a 3.5 bares. Debido a la gran diferencia de altura entre la captación de agua de la Quebrada y el lugar en el que debería ubicarse el tanque de presión, se hace necesario el uso de la denominada tubería de conducción, que conducirá el agua desde la captación hacia el tanque. Por lo tanto el esquema general del sistema de enfriamiento propuesto sería como se muestra en el Plano E – 001 – 2010

4.3 Prediseño de las Obras Civiles [10]

4.3.1 Captación

El tipo de captación seleccionada para el diseño es la toma en el lecho, la cual es una estructura extendida a lo ancho del cauce, la cual está acompañada de un colector fijado en dirección del flujo cubierto con una rejilla.

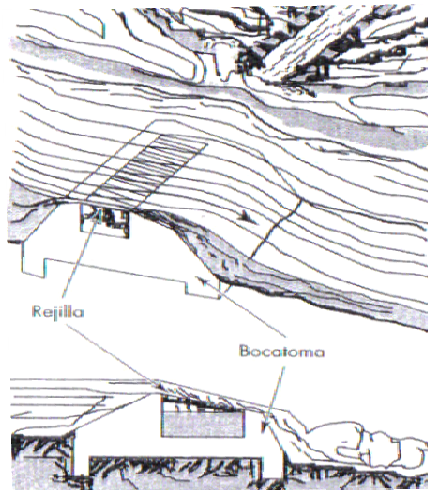


Figura 4.6: Aspecto de una bocatoma en el lecho.

Se ha seleccionado éste tipo de captación debido a que la pendiente del río es muy fuerte, y mayor a 10%. Además, debido a la gran variación que existe en el caudal del Río Molino ya sea en sus épocas de sequía o de invierno, teniendo una variación de alturas de alrededor de los 0.3 m y 1.5 m respectivamente, la toma en el lecho permitirá captar en épocas de sequía todo el caudal del afluente.

4.3.1.1 Dimensionamiento de bocatoma en el lecho

Para el diseño de la bocatoma en el lecho o también llamada de fondo, se requiere los siguientes componentes:

Rejilla

Para su diseño se requieren los siguientes parámetros:

Caudal a captar, $Q = 0.49025 \text{ m}^3/\text{s}$.

Ancho del río, igual a 4 m.

Nivel mínimo en épocas de sequía, $h_0 = 0.30$ m.

El caudal captado por la bocatoma de fondo, está representado por:

$$Q = c \times \mu \times b \times L \times (2 \times g \times h)^{1/2} \text{ (m}^3 \text{ / s)} \quad (4.20)$$

Donde:

h : altura inicial del agua.

μ : coeficiente de derrame de la rejilla.

b : ancho total del vertedero.

L : longitud de la rejilla.

g : aceleración de la gravedad.

c : coeficiente de contracción, que varía en función de la disposición de las barras de la rejilla.

La altura inicial del agua es igual a:

$$h = \frac{2}{3} \times x \times h_0 \quad (4.21)$$

Donde:

x : coeficiente según la inclinación de la rejilla.

TABLA 4.22: COEFICIENTE x DE ACUERDO CON EL ÁNGULO DE INCLINACIÓN.

β	x	β	x
0°	1.000	14°	0.879
2°	0.980	16°	0.865
4°	0.964	18°	0.851
6°	0.944	20°	0.837
8°	0.927	22°	0.825
10°	0.910	24°	0.812
12°	0.894	26°	0.800

Se selecciona un ángulo de inclinación β igual a 0° , para obtener la mayor captación posible del caudal en tiempos de sequía, obteniendo:

$$h = \frac{2}{3} \times 1 \times 0.30 = 0.2m$$

El coeficiente de contracción c equivale a:

$$c = 0.6 \times \left(\frac{a}{d}\right) \times (\cos(\beta))^{3/2} \quad (4.22)$$

Donde:

a : abertura entre las barras de la rejilla.

d : distancia entre ejes de la barra.

β : ángulo de inclinación de la rejilla.

Se ha escogido un diámetro de rejilla de $1\frac{1}{2}$ ", y una abertura $a = 4$ cm. La distancia entre ejes de la barra será igual a:

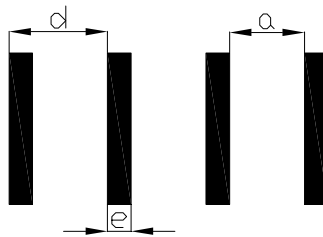


Figura 4.7: Distancia entre barras.

$$d = a + \phi_{reja} = 4cm + 1\frac{1}{2}" = 7.81cm = 0.0781m$$

Reemplazando los valores obtenidos en la ecuación 4.22 tenemos que c es igual a:

$$c = 0.6 \times \left(\frac{4cm}{7.81cm}\right) \times (\cos(0))^{3/2} = 0.307298$$

Se selecciona el coeficiente de derrame y el perfil de barra más conveniente para el diseño es aquel que tiene un valor promedio de $\mu = 0.925$.

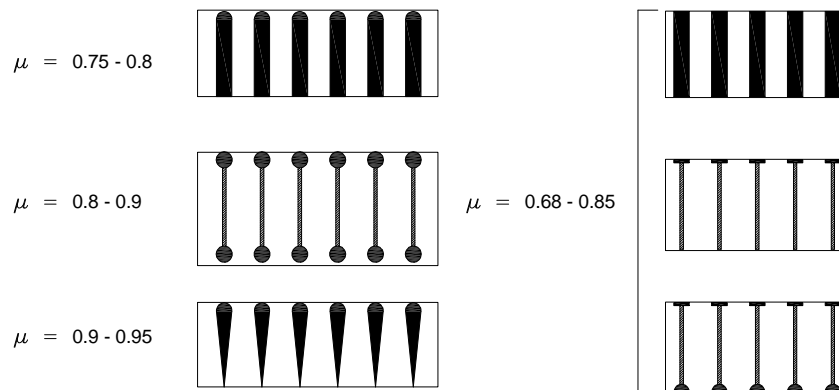


Figura 4.8: Coeficiente de derrame para diferentes perfiles de barra.

El ancho de la rejilla b' para la toma de agua está compuesto por el ancho de la toma de agua más el espacio ocupado por los barrotes.

Es así que el valor de b más idóneo para obtener un valor de b' más cercano al ancho del río que es de 4 m, es $b = 2.2$ m.

El número de espacios entre los barrotes es igual a:

$$n = \frac{b}{a} = \frac{2.2m}{0.04m} = 55 \quad (4.23)$$

El número de barrotes es igual a:

$$N = 56$$

De manera que el ancho total de la toma es:

$$b' = b + N \times e \quad (4.24)$$

$$b' = 2.20 + 56(0.0381) = 4.3336 \text{ m}$$

Una vez obtenido el ancho total de la toma de agua, se procede a encontrar la longitud de la rejilla, a partir de la ecuación 4.20:

$$L = \frac{Q}{c \times \mu \times b \times (2 \times g \times h)^{1/2}}$$

$$L = \frac{0.49025 \frac{m^3}{s}}{(0.307298)(0.925)(2.2)[2(9.8m/s)(0.2m)]^{1/2}} = 0.395959m$$

Debido a que la rejilla puede obstruirse con hojas, ramas y otros elementos, la longitud de la rejilla se incrementa en un 20% aproximadamente, teniendo una longitud de rejilla:

$$L' = 1.2 \times L \quad (m) \quad (4.25)$$

$$L' = 1.2 \times 0.395959 m = 0.475151 m$$

Canal Colector

Una vez obtenidos las dimensiones de la rejilla, se procede a realizar el dimensionamiento del canal colector. Para el cual el ancho y la profundidad T del canal corresponde a la componente horizontal de la longitud de la rejilla, es decir:

$$B = L' \times \cos(\beta) \quad (4.26)$$

$$B = 0.475151 m \times \cos(0^\circ) = 0.475151 m$$

$$T = B$$

La profundidad crítica del canal es:

$$Y_c = \left[\frac{Q^2}{(g \times B^2)} \right]^{1/3} \quad (4.27)$$

$$Y_c = \left[\frac{\left(0.49025 \frac{m^3}{s}\right)^2}{(9.8 \frac{m}{s^2} \times (0.475151m)^2)} \right]^{1/3} = 0.477143m$$

La velocidad crítica del agua en el canal es:

$$V_c = (g \times Y_c)^{1/2} \quad (4.28)$$

$$V_c = ((9.8)0.477143m)^{1/2} = 2.16241m/s$$

La altura del agua al final del canal equivale a:

$$H_2 = 1.1 \times Y_c \quad (4.29)$$

$$H_2 = 1.1 \times 0.477143 \text{ m} = 0.524857 \text{ m}$$

Se pueden observar todas estas dimensiones en la siguiente figura:

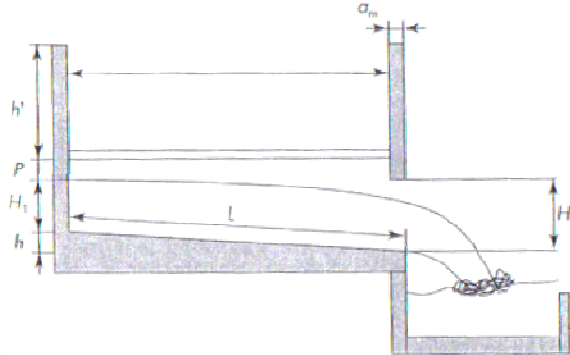


Figura 4.9: Corte transversal de la bocatoma de fondo.

Debido a las crecidas que se pueden presentar se debe construir un muro de contención, el cual tendrá un ancho de muro igual a $a_m = 0.2m$

El valor rango de seguridad de P puede ser tomado como $0.5H_2$.

La pendiente I_{min} seleccionada es del 5.24%, y equivale a una pendiente de 3° .

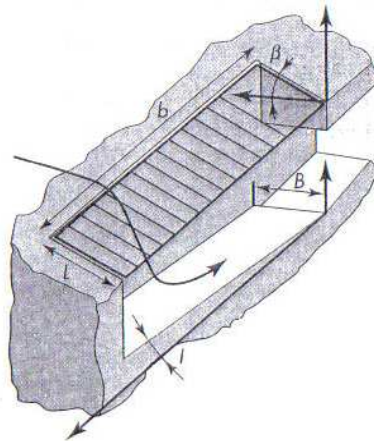


Figura 4.10: Dimensiones del canal de aducción y de la rejilla.

La longitud del canal colector es:

$$b'' = \frac{b' + a_m}{\text{Cos}(I_{min})} \quad (4.30)$$

$$b'' = \frac{4.3336m + 0.2m}{\text{Cos}(3^\circ)} = 4.53982m$$

La altura correspondiente del canal es:

$$h = b'' \times \text{Sen}(3^\circ) \quad (4.31)$$

$$h = 4.53982 \text{ m} \times \text{Sen}(3^\circ) = 0.2375 \text{ m}$$

La altura inicial del agua en el canal es:

$$H_1 = \left[\frac{2Y_c^3}{H_2} + \left(H_2 - \frac{b'' \times I}{3} \right)^2 \right]^{1/2} - 2 \times b'' \times \frac{I}{3} \quad (4.32)$$

$$H_1 = \left[\frac{2(0.477143)^3}{0.524857} + \left(0.524857 - \frac{(4.53982)(0.0524078)}{3} \right)^2 \right]^{1/2} - 2(4.53982) \times \frac{0.0524078}{3}$$

$$H_1 = 0.623978 \text{ m}$$

La velocidad final del agua en el canal es:

$$V_f = \frac{Q}{H_2 \times B} \quad (4.33)$$

$$V_f = \frac{0.49025 \text{ m}^3/\text{s}}{(0.524857 \text{ m})(0.475151 \text{ m})} = 1.9658 \text{ m/s}$$

Ya que la velocidad final es menor que la velocidad crítica, el dimensionamiento de la toma de agua de fondo es acertado.

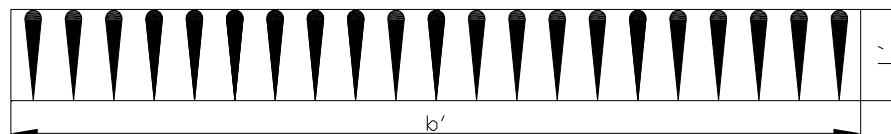


Figura 4.11: Dimensiones principales de la rejilla.

Desripiador

El Desripiador consiste en una cámara que nos permitirá detener las piedras que han logrado pasar los barrotes. Desde el Desripiador se conducirá el caudal recolectado hacia el tanque de presión por medio de una tubería. Para su diseño se toman en consideración los siguientes parámetros, los cuales en su mayoría son valores asumidos:

Q : caudal de diseño.

$h_n' = 0.2$ m; elevación del agua bajo el vertedero sobre la cresta.

$H' = 0.4$ m; la altura del agua antes del vertedero sobre la cresta.

$Z' = 0.2$ m; desnivel entre las superficies de agua.

$Y_2 = 1.2$ m; la altura del Desripiador.

$Y_3 = 1$ m; la altura del Desripiador.

En la figura 4.12 se presentan las dimensiones que se toman en cuenta para el diseño del Desripiador:

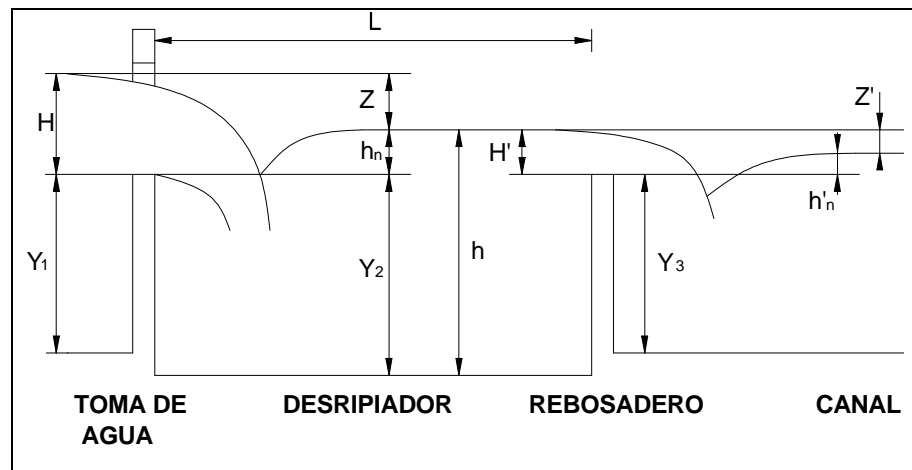


Figura 4.12: Toma de agua, Desripiador y rebosadero de una bocatoma lateral.

Se calcula el ancho del vertedero de salida por medio de la ecuación 4.34:

$$b_2 = \frac{Q}{s \times M \times H'^{3/2}} \quad (4.34)$$

Donde:

s : coeficiente de corrección de sumersión

M : es una constante.

b_2 : es el ancho del vertedero.

H' : carga sobre la cresta.

Según Bazin, el coeficiente s es igual a:

$$s = 1.05 \left(1 + \frac{0.2 h_n'}{Y_3} \right) \sqrt[3]{\frac{Z'}{H'}} \quad (4.35)$$

$$s = 1.05 \left(1 + \frac{0.2 (0.2m)}{1m} \right) \sqrt[3]{\frac{0.2m}{0.4m}} = 0.8667209$$

Se requiere verificar si el vertedero es de pared delgada, para lo cual:

$$\frac{H'}{a_m} > 1.5 \quad (4.36)$$

$$\frac{0.4}{0.2} = 2 > 1.5$$

Una vez comprobada ésta condición, se tiene que según Konovalov el coeficiente M para un vertedero de cresta delgada es igual a:

$$M = \left(0.407 + \frac{0.045 H'}{H' + Y_2} \right) \left[1 + 0.285 \left(\frac{H'}{H' + Y_2} \right)^2 \right] \sqrt{2g} \quad (4.37)$$

$$M = \left(0.407 + \frac{0.045 (0.4m)}{0.4m + 1.2m} \right) \left[1 + 0.285 \left(\frac{0.4m}{0.4m + 1.2m} \right)^2 \right] \sqrt{2(9.8m/s^2)}$$

$$M = 1.88465$$

Ahora se puede calcular el ancho del vertedero, mediante la ecuación 4.34:

$$b_2 = \frac{0.49025 m^3 / s}{0.8667209 \times 1.88465 \times 0.4^{3/2}}$$

$$b_2 = 1.18636311m$$

Para verificar que el vertedero es sumergido:

$$\frac{z_0}{Y_2} < 0.7 \rightarrow z_0 = Z' - \frac{V^2}{2g} \quad (4.38)$$

Para calcular la velocidad se requiere el área que es igual a:

$$A = b_2 \times H' = 1.18636311 m \times 0.4m = 0.474545 m^2$$

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0.49025 m^3 / s}{0.474545 m^2} = 1.033094 m/s$$

$$z_0 = 0.2m - \frac{(1.033094 m/s)^2}{2(9.8 m/s^2)} = 0.145546m$$

$$\frac{z_0}{Y_2} = \frac{0.145546m}{1.2m} = 0.1212 < 0.7$$

Entonces se tiene que el vertedero es sumergido.

La longitud del Desripiador es aproximadamente igual a la longitud de una transición, y equivale a:

$$L_d = \frac{b_2 - B}{2 \tan 12.5^\circ} \quad (4.39)$$

$$L_d = \frac{1.18636311m - 0.475151m}{2 \tan 12.5^\circ} = 1.604035m$$

Compuerta de lavado

La compuerta de lavado permitirá eliminar los elementos que han pasado la reja de la toma de agua y se encuentra en el Desripiador, el caudal que fluya por la compuerta responde a la siguiente ecuación:

$$Q = K \times e \times a \times b_c \times \sqrt{2g \left(H + \frac{v^2}{2g} - e \times a \right)} \quad (4.40)$$

Donde:

K : constante entre 0.95 – 0.97.

a : apertura de la compuerta.

b_c : ancho de la compuerta.

e : coeficiente dado en función de a/H, sus valores se indican en la Tabla 4.23.

H : altura del nivel de las aguas en el Desripiador, H = Y₂+H' = 1.6m.

v : velocidad del caudal.

g : aceleración de la gravedad.

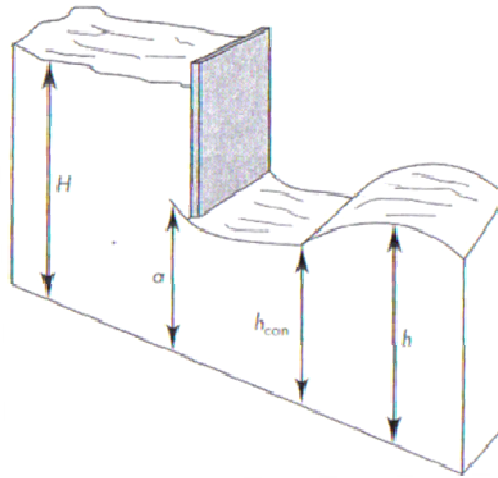


Figura 4.13: Curso del caudal por la compuerta de lavado.

TABLA 4.23: COEFICIENTE e .

a/H	e
0.00	0.611
0.10	0.615
0.15	0.618
0.20	0.620
0.25	0.622
0.30	0.625
0.35	0.628
0.40	0.630
0.45	0.638
0.50	0.645
0.55	0.650
0.60	0.660
0.65	0.675
0.70	0.690
0.75	0.705
0.80	0.720
0.85	0.745
0.90	0.780
0.95	0.835
1.00	1.000

Asumiendo los valores: $K = 0.96$; $a = 0.4\text{m}$; $b_c = 0.8\text{m}$.

$$\frac{a}{H} = \frac{0.4\text{m}}{1.6\text{m}} = 0.25 \Rightarrow e = 0.622$$

La velocidad del agua al cruzar por la compuerta será igual a:

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{a \times b_c} = \frac{0.49025 \text{m}^3/\text{s}}{(0.4\text{m})(0.8\text{m})} = 1.532031 \text{m}/\text{s} \quad (4.41)$$

Ahora se calcula el caudal que pasará por la compuerta, el mismo que debe ser mayor al caudal de diseño.

$$Q = 0.96 \times 0.622 \times 0.4 \times 0.8 \times \sqrt{2 \times 9.8 \left(1.6 + \frac{(1.532031)^2}{2(9.8)} - 0.622 \times 0.4 \right)} = 1.0259796 \frac{m^3}{s}$$

$$Q > Q_d \quad (4.42)$$

La pendiente del canal del Desripador, la que debe ser elevada para arrastrar piedras y otros elementos que han quedado, se calcula con la siguiente fórmula:

$$j_c = \frac{v^2 n^2}{\sqrt[3]{R^4}} \quad (4.43)$$

Donde:

v : velocidad del agua.

n : coeficiente de rugosidad del canal, está en función del material de la superficie.

R : radio hidráulico, el cual se calcula de la siguiente manera:

$$R = \frac{A_c}{P_m} \quad (4.44)$$

Donde:

A_c : sección del caudal ($a \times b_c$).

P_m : perímetro mojado.

$$R = \frac{a \times b_c}{2a + 2b_c} = \frac{0.4m \times 0.8m}{2(0.4m) + 2(0.8m)} = 0.1333333m$$

El coeficiente de rugosidad escogido es $n = 0.0120$, para hormigón alisado medio. Valor que se puede encontrar en la Tabla 4.24.

Tabla 4.24: VALORES DE n .

Material del cauce	Min.	Med.	Máx.
Roca áspera	—	0.040	0.045
Roca igualada las asperezas	0.020	0.033	0.035
Canales grandes en buen estado	0.020	0.0225	0.025
Canales grandes en estado regular	0.023	0.025	0.027
Canales grandes en mal estado	0.025	0.0275	0.030
Canales malos semiderrumbados	0.028	0.030	0.033
Canal irregular con vegetación	0.033	0.035	0.040
Madera cepillada	0.010	0.013	0.014
Madera sin cepillar	0.012	0.015	0.018
Hormigón sin alisado con buen encofrado	0.013	0.014	0.015
Hormigón con huellas de tablas	0.015	0.016	0.018
Hormigón alisado	0.011	0.012	0.013
Mampostería, piedra	0.017	0.0225	0.030
Gaviones	0.025	0.027	0.032
Ladrillo enlucido	0.012	0.015	0.017

La pendiente del canal es igual a:

$$j_c = \frac{(1.532031 \frac{m}{s})^2 (0.0120)^2}{\sqrt[3]{(0.1333333 m)^4}} = 0.00496187$$

Transición

Para reducir las pérdidas de carga originadas por el paso de agua de una sección de poco calado y ancha como el vertedero, a una obra de mayor calado y más estrecha se recomienda ubicar entre ellos una transición. Dicha estructura cambia progresivamente su sección. Se recomienda que el ángulo máximo entre el eje de la conducción y la línea que une los puntos de la transición correspondientes a la entrada y salida no sea superior a 12.5°.

Es así que la longitud de la transición se obtiene con la siguiente ecuación:

$$L_t = \frac{b_2 - b_3}{2 \operatorname{tg}(12.5^\circ)} \quad (4.45)$$

Donde:

$k = 1.4$ m; valor asumido del ancho de la transición, el cual es ligeramente mayor a b_2 .

$b_2 = 1.18636311$ m; ancho del vertedero.

$b_3 = 0.4445$ m; ancho de la conducción.

En la siguiente figura se puede observar las dimensiones requeridas para la transición:

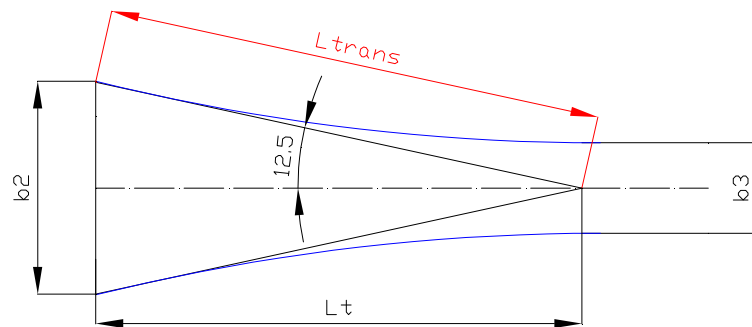


Figura 4.14: Dimensiones de la transición.

$$L_t = \frac{(1.18636311 - 0.4445)m}{2 \operatorname{tg}(12.5^\circ)} = 1.67316m$$

La longitud de transición será igual a:

$$L_{trans} = \frac{L_t}{\operatorname{Cos}12.5} \quad (4.46)$$

$$L_{trans} = \frac{1.67316m}{\operatorname{Cos}(12.5)} = 1.71379m$$

4.3.2 Conducción

La conducción se realizará mediante tubería, la cual irá acoplada en la transición. El material de la tubería de conducción será PVC e irá enterrada para reducir problemas provocados por la luz ultravioleta, la cual produce rajaduras en el material reduciendo la resistencia de la tubería.

El agua será conducida desde la bocatoma hasta 6 tanques rompe presiones distribuidos a diferentes alturas ya que la diferencia de nivel desde la toma hasta el tanque de presión es muy grande. Se hace un análisis para determinar que diferencia de niveles debe existir entre cada tanque rompe presiones ya que la tubería de PVC tiene una determinada presión de trabajo.

Realizando el balance de energías se tiene:

$$E_A - H_{rA-B} = E_B$$

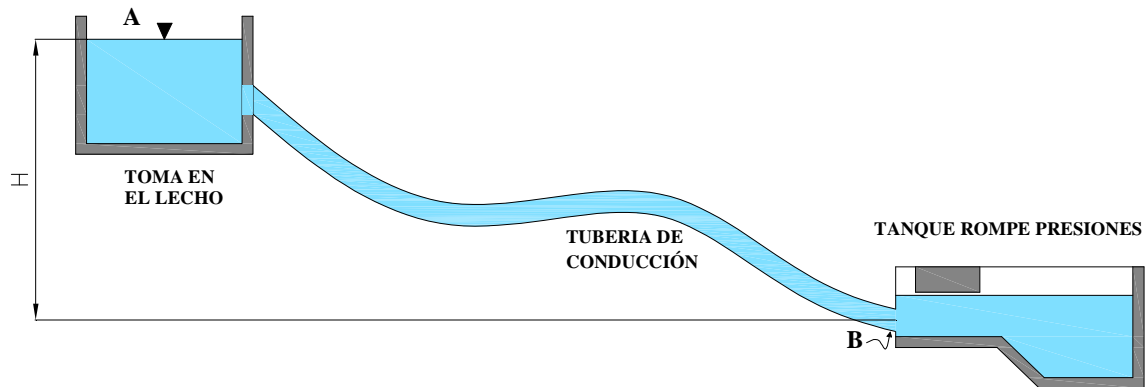


Figura 4.15: Esquema de la tubería de conducción.

Ya que presión en la bocatoma de fondo A es la atmosférica, y en el la presión manométrica es cero. En el punto B que es el de descarga, analizaremos la presión que ha de soportar la tubería. La diferencia de alturas es H, y la velocidad en el punto A es cero si consideramos que el nivel se mantiene constante. Es así que la ecuación se reduce a:

$$\frac{P_B}{\gamma} = \left(H - H_{r_{A-B}} - \frac{V_B^2}{2g} \right) \quad (4.47)$$

Analizando en catálogos los posibles tipos de tuberías a utilizar en el proyecto para un diámetro de 18 in [444.5mm], se selecciona la tubería de presión tipo Unión Z de los catálogos de PLASTIGAMA, Ver Anexo 3.1.

La tubería seleccionada tiene las siguientes especificaciones técnicas:

TABLA 4.25: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LA TUBERÍA.

TUBERÍA PRESIÓN UNIÓN Z			
Diámetro nominal (mm)	Espesor de Pared (mm)	Diámetro Interior (mm)	Presión de Trabajo (lb/plg²)
500	12.3	475.4mm	91

La velocidad V_B , la encontramos con el caudal de diseño y el diámetro de la tubería de conducción, obteniendo:

$$V_B = \frac{Q}{A_{CONDUCCION}}$$

$$V_B = \frac{0.49025 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\frac{\pi}{4} (0.4754\text{m})^2}$$

$$V_B = 2.76191 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

La pérdida de energía del punto A al punto B lo podemos encontrar con el análisis de pérdidas primarias mediante la ecuación de Darcy. Ya que en sistemas con mayor longitud de tubería las pérdidas secundarias son despreciables.

La altitud a la que se encuentra la Bocatoma es 1780 m.s.n.m. Se obtiene como resultado del análisis las diferentes alturas a los que deben colocarse los tanques rompe presiones teniendo en cuenta que la presión en el punto B no sobrepase la presión de trabajo de la tubería, es decir los 91 psi.

TABLA 4.26: UBICACIÓN DE LOS TANQUES EN LA CONDUCCIÓN.

	Nivel de ubicación (m.s.n.m.)	Presión de trabajo de la tubería (psi)
Primer tanque	1716,95	83,5268272
Segundo tanque	1655,95	81,6574026
Tercer tanque	1594,95	81,1956269
Cuarto tanque	1533,95	81,7321016
Quinto tanque	1472,95	79,9900681
Sexto tanque	1410,15	79,4561012
Tanque de presión	1366,15	55,2758698

Como se observa las diferentes presiones de trabajo de los tanques no sobrepasan los 91 psi, lo que nos proporciona un rango de seguridad en el funcionamiento del sistema de conducción. El trayecto de la tubería de conducción se puede apreciar en los Planos E-001-2010 y E-001-IVB2-2010.

Los resultados del análisis de agua, dio negativo en la existencia de sólidos en suspensión, por lo que no se requiere el diseño de un desarenador, procediendo con el diseño del tanque de presión.

4.3.3 Tanque de presión

El dimensionamiento del tanque de presión debe permitir cumplir con las condiciones de parada y partida bruscas, así como también reducir el ingreso de elementos y aire a la tubería de presión. Los parámetros requeridos para su dimensionamiento son:

$Q = 0.49025 \text{ m}^3/\text{s}$; caudal de diseño.

$H_C = 45 \text{ m}$; altura de caída bruta.

$D = 17.5 \text{ in} = 0.4445 \text{ m}$; diámetro interior de la tubería de presión.

$L = 430.64 \text{ m}$; longitud de la tubería de presión.

Se requiere además determinar ciertos parámetros como:

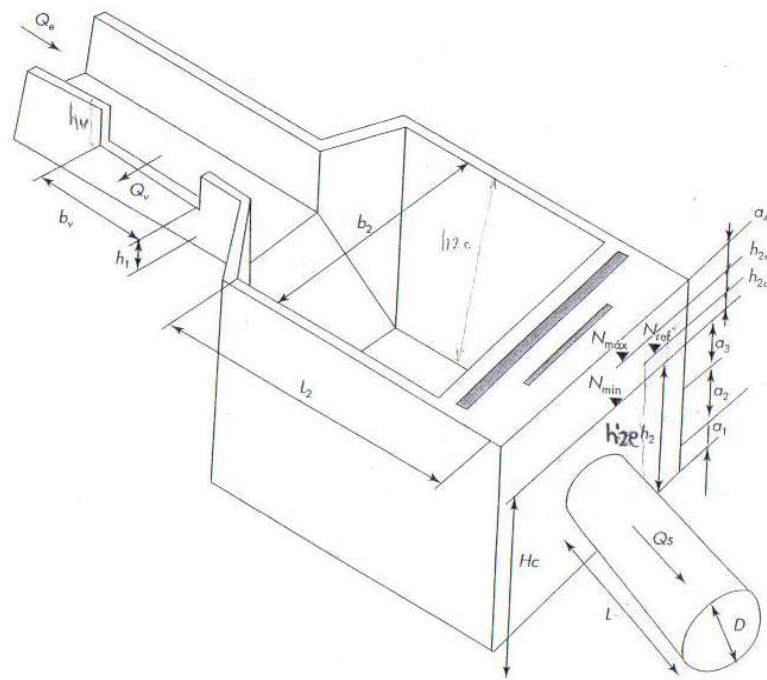


Figura 4.16: Características hidrodinámicas de partida y parada brusca.

a_1 = altura que evita el ingreso de sedimentos a la tubería de presión, se recomienda que sea:

$$0.3 < a_1 < 0.5 \text{ (m)}$$

Se selecciona un $a_1 = 0.35 \text{ m}$.

a_2 = altura equivalente al diámetro de la tubería; $a_2 \cong D$

a_3 = nivel mínimo requerido para que el torbellino creado por el flujo del caudal no genere cavitación, los valores recomendados de a_3 son:

$$0.5D < a_3 < 1.5D \Rightarrow a_{3\min} = 0.3m$$

$$a_3 = D = 0.4445m$$

a_4 = elevación del nivel del agua por efecto del golpe de ariete:

$$a_{4\min} = 0.3m \Rightarrow \text{Se selecciona: } a_4 = 0.4m$$

$h_2 = 1.3$ m; altura de la cámara.

$V_2 = 0.8$ m/s; valor posible para la velocidad media de la cámara de presión, este valor se puede encontrar entre los rangos de $0.6\text{ m/s} < V_2 < 1\text{ m/s}$.

Ahora procedemos a calcular:

Primeramente se determina el ancho del tanque de presión:

$$b_2 = \frac{Q}{V_2 \times h_2} \quad (4.48)$$

$$b_2 = \frac{0.49025 \text{ m}^3/\text{s}}{0.8 \text{ m/s} \times 1.3\text{m}} = 0.4714\text{m}$$

Debido a que el ancho de la cámara es ligeramente mayor que el ancho de la tubería de conducción, se opta por dar a la cámara un ancho de 1.25 m.

Se determina la altura del volumen de agua en el tanque para el arranque:

$$h_{2d} = \frac{Q}{7 \times b_2 \times \sqrt{h_2}} \text{ (m)} \quad (4.49)$$

$$h_{2d} = \frac{0.49025 \text{ m}^3/\text{s}}{7(1.25\text{m})(\sqrt{1.3\text{m}})} = 0.05\text{m}$$

Se tiene:

$$h'_{2e} = a_1 + a_2 + a_3 + h_{2d} \text{ (m)} \quad (4.50)$$

$$h'_{2e} = (0.35 + 0.4445 + 0.4445 + 0.05)\text{m} = 1.29\text{m}$$

Se confrontan las alturas h'_{2e} y h_2 ; si:

$h'_{2e} < h_2$; los valores tomados son correctos.

$h'_{2e} > h_2$; se deberá tomar un valor mayor para h_2 y se deberá volver a calcular.

Como $h'_{2e} < h_2$, las dimensiones calculadas se encuentran correctas. Entonces se calculan los parámetros:

Longitud de la cámara de presión:

$$L_2 = 0.304 \frac{Q \times L \times \sqrt{h_2}}{H_c \times D^2} \quad (m) \quad (4.51)$$

$$L_2 = 0.304 \frac{0.49025 \frac{m^3}{s} \times 430.64 m \times \sqrt{1.3 m}}{45 m \times 1.3 \times (0.4445 m)^2} = 6.33 m$$

Altura de nivel máximo:

$$h_{2e} = \frac{0.25 \times Q}{b_2 \times \sqrt{h_2}} \quad (m) \quad (4.52)$$

$$h_{2e} = \frac{0.25 \times 0.49025 \frac{m^3}{s}}{1.25 m \times \sqrt{1.3 m}} = 0.086 m$$

Altura de la cámara de presión:

$$h_{2c} = h_2 + h_{2e} + a_4 \quad (4.53)$$

$$h_{2c} = (1.3 + 0.086 + 0.4) m = 1.79 m$$

El ancho del vertedero se determina partiendo de la condición más crítica, la cual ocurre cuando se debe rebosar todo el caudal captado.

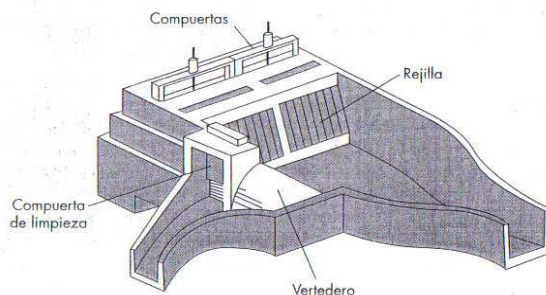


Figura 4.17: Tanque de presión.

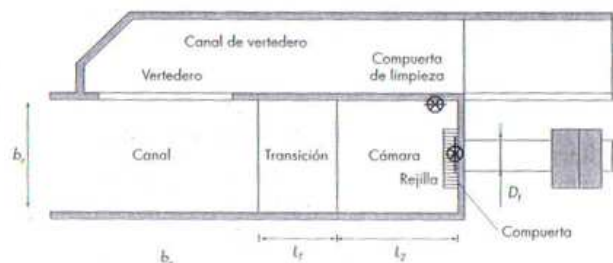


Figura 4.18: Vista superior del tanque.

El aliviadero tendrá una cresta gruesa de cantos redondeados, lo cual indica que el coeficiente M es igual a:

$$M = 0.50 - 0.55$$

Asumiendo que la altura del vertedero es $h_v = 0.30\text{m}$, se obtiene mediante la siguiente ecuación el valor de b_v :

$$Q_v = \frac{2}{3} \times M \times b_v \times \sqrt{2 \times g} \times h_v^{3/2} \quad (4.54)$$

$$b_v = \frac{3}{2} \times \frac{Q_v}{M \times \sqrt{2 \times g} \times h_v^{3/2}} \quad (4.55)$$

$$b_v = \frac{3}{2} \times \frac{0.49025 \text{ m}^3 / \text{s}}{0.50 \times \sqrt{2 \times 9.8 \text{ m} / \text{s}^2} \times (0.3)^{3/2}} = 2.02176 \text{ m}$$

La rejilla que se encuentra en el tanque puede tener las mismas separaciones que la rejilla de la bocatoma de fondo, nada más que ahora para facilitar la instalación se utilizará varilla cuadrada de 1 ½” con 20° de inclinación, para facilitar su limpieza y mantenimiento.

4.3.4 Diseño de Azud

Azud, o Barraje tiene como función captar y dejar escapar el agua excedente o de avenidas que no debe ingresar al sistema. El azud debe estar estructuralmente bien diseñado para evitar erosiones en las superficies de descarga. Además se debe ofrecer seguridad frente a deslizamientos, volteos y asentamientos diferenciales. Para el diseño del azud se requiere el empleo del perfil de Creager, que se obtiene mediante la Tabla 4.27.

Los datos requeridos para el diseño del azud son los siguientes:

$t = 15 \text{ }^\circ\text{C}$; temperatura promedio del agua.

$Q_{\text{máx}} = 2 \text{ m}^3/\text{seg}$; caudal de avenida.

$Q_{\text{mín}} = 0.06 \text{ m}^3/\text{seg}$; caudal de estiaje.

$V = 2 \text{ m/s}$; Velocidad de acercamiento del río.

$B = 4.5\text{m}$; ancho local del Río.

$Q_d = 0.49025 \text{ m}^3/\text{s}$; caudal de diseño.

$H = 0.4$ m; altura del Azud.

$\Delta h_d = 0.2$ m; altura del dentellón.

$d_m = 0.005$ m; diámetro de partícula en lecho del río).

$\mu = 0.75$ para el perfil de Creager; coeficiente del vertedero según la forma de la cresta.

TABLA 4.27: COORDENADAS DEL PERFIL DE CREAGER [11].

X	Y	X	Y
0	0,126	2,1	1,369
0,1	0,036	2,2	1,508
0,2	0,007	2,3	1,654
0,3	0	2,4	1,804
0,4	0,006	2,5	1,96
0,5	0,025	2,6	2,122
0,6	0,06	2,7	2,289
0,7	0,098	2,8	2,463
0,8	0,147	2,9	2,64
0,9	0,198	3	2,824
1	0,256	3,1	3,013
1,1	0,322	3,2	3,207
1,2	0,393	3,3	3,405
1,3	0,477	3,4	3,609
1,4	0,565	3,5	3,818
1,5	0,662	3,6	4,031
1,6	0,764	3,7	4,249
1,7	0,873	3,8	4,471
1,8	0,987	3,9	4,699
1,9	1,108	4	4,93
2	1,235	4,5	6,46

Se inicia con el cálculo de la altura de carga h , para lo cual se parte de la fórmula del vertedero obteniendo la siguiente ecuación:

$$h = \left[\frac{3Q_{\max}}{2\mu b\sqrt{2g}} + \left(\frac{v^2}{2g} \right)^{3/2} \right]^{2/3} - \frac{v^2}{2g} \quad (4.56)$$

$$h = \left[\frac{3 \left(2 \frac{m^3}{s} \right)}{2(0.75)(4.5m)\sqrt{2 \left(9.8 \frac{m}{s^2} \right)}} + \left(\frac{\left(2 \frac{m}{s} \right)^2}{2 \left(9.8 \frac{m}{s^2} \right)} \right)^{3/2} \right]^{2/3} - \frac{\left(2 \frac{m}{s} \right)^2}{2 \left(9.8 \frac{m}{s^2} \right)} = 0.237m$$

Ahora se calcula la velocidad de agua sobre la cresta del azud:

$$V = \frac{2 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{4.5\text{m} \times 0.237\text{m}} = 1.875 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Con los valores obtenidos se calcula la carga energética y las coordenadas que corresponden al azud:

$$h_e = h + \frac{v^2}{2g} \quad (4.57)$$

$$h_e = 0.237\text{m} + \frac{\left(1.875 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \left(9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)} = 0.416\text{m}$$

Se obtienen las coordenadas del azud, multiplicando las coordenadas del perfil de Creager por el valor de h_e , teniendo como resultado:

TABLA 4.28: COORDENADAS DEL AZUD.

X_{mod}	Y_{mod}	X_{mod}	Y_{mod}
0	-0,05246728	0,87445463	-0,57006114
0,0416407	-0,01499065	0,91609532	-0,6279417
0,08328139	-0,00291485	0,95773602	-0,68873712
0,12492209	0	0,99937672	-0,75119816
0,16656279	-0,00249844	1,04101741	-0,81615765
0,20820348	-0,01041017	1,08265811	-0,88361558
0,24984418	-0,02498442	1,12429881	-0,95315554
0,29148488	-0,04080788	1,1659395	-1,02561035
0,33312557	-0,06121182	1,2075802	-1,09931439
0,37476627	-0,08244858	1,24922089	-1,17593327
0,41640696	-0,10660018	1,29086159	-1,25463419
0,45804766	-0,13408304	1,33250229	-1,33541714
0,49968836	-0,16364794	1,37414298	-1,41786572
0,54132905	-0,19862612	1,41578368	-1,50281274
0,58296975	-0,23526994	1,45742438	-1,58984179
0,62461045	-0,27566141	1,49906507	-1,67853648
0,66625114	-0,31813492	1,54070577	-1,76931319
0,70789184	-0,36352328	1,58234647	-1,86175554
0,74953254	-0,41099367	1,62398716	-1,95669633
0,79117323	-0,46137892	1,66562786	-2,05288634
0,83281393	-0,5142626	1,87383134	-2,68998899

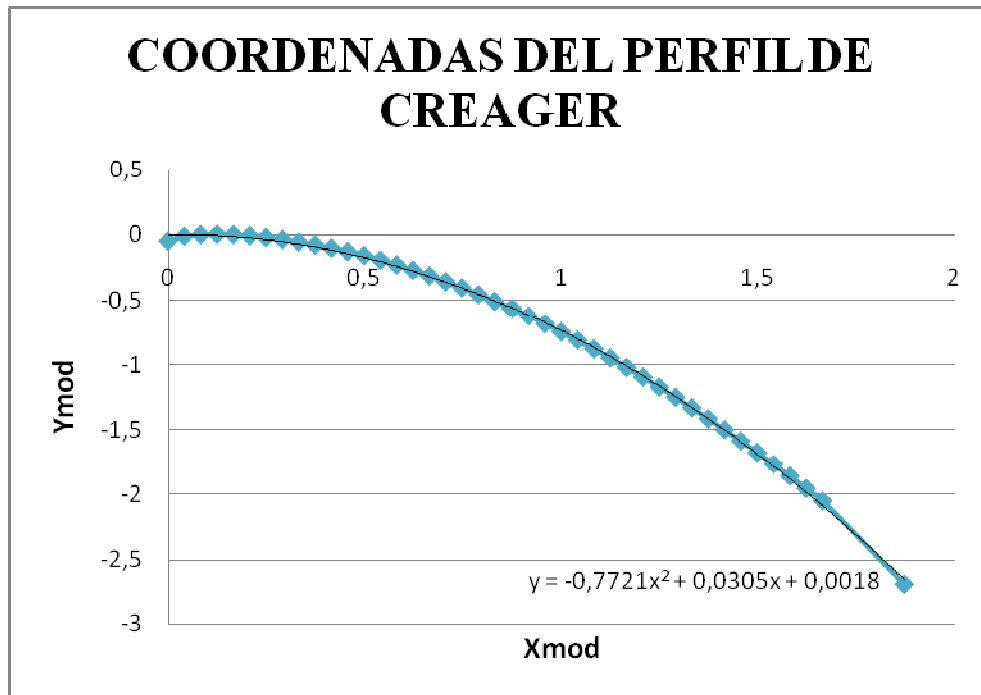


Figura 4.19: Coordenadas del perfil de Creager.

Siguiendo con el diseño, ahora se determina la altura total del agua H_e sobre el río aguas arriba, la que es igual a:

$$H_e = H + h + \frac{v^2}{2g} \quad (4.58)$$

$$H_e = 0.4m + 0.237m + \frac{\left(1.875 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \left(9.8 \frac{m}{s^2}\right)} = 0.816m$$

Para calcular la profundidad o espesor de la lámina vertiente al pie del azud (h_1), se requieren los siguientes parámetros:

El valor de Δh :

$$\Delta h = 1.2 \times H_e \quad (4.59)$$

$$\Delta h = 1.2 \times 0.816m = 0.98m$$

La velocidad de caída:

$$V_1 = \sqrt{2g\Delta h} \quad (4.60)$$

$$V_1 = \sqrt{2 \left(9.8 \frac{m}{s^2}\right) \times 0.98m} = 4.38 \frac{m}{s}$$

El caudal por unidad de longitud:

$$Q = \frac{Q_{\text{máx}}}{b} = \frac{2 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{4.5\text{m}} = 0.44 \frac{\text{m}^3}{\text{m}} \quad (4.61)$$

Entonces:

$$h_1 = \frac{Q}{V_1} = \frac{0.44 \frac{\text{m}^3/\text{s}}{\text{m}}}{4.38 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 0.10\text{m} \quad (4.62)$$

La profundidad de la cuenca o colchón será:

$$pc = |H_e - \Delta h - h_1| \quad (4.63)$$

$$pc = |0.816\text{m} - 0.98\text{m} - 0.10\text{m}| = 0.26\text{m}$$

Se calcula el valor de Y_{AZ} :

$$Y_{AZ} = \Delta h + h_1 - h_e \quad (4.64)$$

$$Y_{AZ} = \Delta h + h_1 - h_e$$

$$Y_{AZ} = 0.66\text{m}$$

El valor Y_{AZ} se compara con el perfil de Creager, y se define Y_{mod} y X_{mod} , teniendo muy en cuenta que $Y_{AZ} \leq Y_{\text{perfil}}$, obteniendo:

$$Y_{\text{mod}} = 0.6887 \text{ m}$$

$$X_{\text{mod}} = 0.9577 \text{ m}$$

Para determinar la profundidad aguas abajo (h_2), se requiere:

$$h'_2 = pc + \Delta h_d \quad (4.65)$$

$$h'_2 = 0.108096\text{m} + 0.3\text{m} = 0.408\text{m}$$

De acuerdo con la fórmula de Merriam, el requerimiento de profundidad aguas abajo h_2 es:

$$h_2 = \frac{0.45 * Q}{\sqrt{h_1}} \quad (4.66)$$

$$h_2 = \frac{0.45 \times 0.44 \frac{\text{m}^3/\text{s}}{\text{m}}}{\sqrt{0.10\text{m}}} = 0.628\text{m}$$

Como se observa $h'_2 \leq h_2$; es así que se procede a utilizar el valor de h_2 que es el mayor valor.

La altura de zampeado es igual a:

$$e = 0.08 \times h^{2/3} \times H \quad (4.67)$$

$$e = 0.08 \times (0.237m)^{2/3} \times 0.4m = 0.012$$

La longitud del zampeado es:

$$Lz = 5[h_2 - h_1] \quad (4.68)$$

$$Lz = 5[0.628m - 0.10m] = 2.63m$$

Para proteger de la erosión al cauce del río que sigue después del zampeado, se deben colocar materiales que absorban la energía del fluido en movimiento, su diámetro medio requerido (D_m) se obtiene con:

Velocidad en condiciones uniformes aguas abajo:

$$V_2 = \frac{V_1 + 0.5}{2} \quad (4.69)$$

$$V_2 = \frac{4.38 \frac{m}{s} + 0.5}{2} = 2.44 \frac{m}{s}$$

$$D_m = \frac{1.4}{\Delta} \left(\frac{V_2^2}{2g} \right) \quad (4.70)$$

Donde $\Delta = 1.7$, valor recomendado.

$$D_m = \frac{1.4}{1.7} \left(\frac{\left(2.44 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \left(9.8 \frac{m}{s^2}\right)} \right) = 0.25m$$

Se debe contar con una profundidad de protección (d_s) aguas abajo del colchón, el cual depende del tipo del material que se tiene en el lecho del río y depende de las siguientes ecuaciones:

$$F_b = 1.76\sqrt{dm} = 1.76 \sqrt{0.005} = 0.12 \quad (4.71)$$

$$h_m = 1.34 \left(\frac{Q_d^2}{F_b} \right)^{1/3} = 1.34 \left(\frac{0.49025^2}{0.12} \right)^{1/3} = 1.67m \quad (4.72)$$

$$d_s = 2 \times h_m \quad (4.73)$$

$$d_s = 2 \times 1.67m = 3.34m$$

La longitud de protección (L_L), se obtiene de la siguiente manera:

$$L_L = 1.75 \times d_s \quad (4.74)$$

$$L_L = 1.75 \times 3.34\text{m} = 5.84\text{m}$$

Las dimensiones de d_o y d_a se obtienen de:

$$d_o = 2 \times \Delta h_d = 2 \times 0.2\text{m} \quad (4.75)$$

$$d_o = 0.4\text{m}$$

$$d_a = d_s - d_o = 3.34\text{m} - 0.4\text{m} \quad (4.76)$$

$$d_a = 2.94\text{m}$$

La estabilidad del azud debe ser analizada y estudiada desde tres puntos de vista: contra volteo, contra deslizamiento y contra los asentamientos diferenciales. Para lo cual se procederá a realizar un estudio de la siguiente manera:

Se analizará el momento a soportar del azud:

$$M_y = \frac{(f-c)d^2}{2} - \frac{b}{3}d^3 - \frac{a}{4}d^4 \quad (4.77)$$

Donde:

$f = Y_{mod}$; $d = X_{mod}$.

a, b, c : coeficientes de la ecuación del perfil de Creager.

$$M_y = \frac{(0.6887 - 0.001)(0.9577)^2}{2} - \frac{0.03}{3}(0.9577)^3 - \frac{-0.772}{4}(0.9577)^4$$

$$M_y = 0.163\text{kgm}$$

El área del azud es igual a:

$$A = (Y_{mod} - c)X_{mod} - \frac{aX_{mod}^3}{3} - \frac{bX_{mod}^2}{2} \quad (4.78)$$

$$A = (0.6887 - 0.001)(0.9577) - \frac{(-0.772)(0.9577)^3}{3} - \frac{(0.03)(0.9577)^2}{2}$$

$$A = 0.448\text{ m}^2$$

Dimensiones medias y reales:

$$\bar{X} = \frac{M_y}{A} = \frac{0.163}{0.448} = 0.36 \quad (4.79)$$

$$X_{real} = X_{mod} - \bar{X} = 0.9577 - 0.36 = 0.59 \quad (4.80)$$

Peso del azud, tomando como referencia un concreto con resistencia a compresión igual a 240 kg/cm^2 , y con un peso específico de 2400 kg/m^3 :

$$W_T = 2400 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times A = 2400 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} (0.448 \text{m}^2) = 1075.87 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \quad (4.81)$$

Distancia donde está aplicada la fuerza \vec{P} :

$$\frac{Y_{mod}}{-3} = y = \frac{-0.6887}{-3} = 0.23 \text{m} \quad (4.82)$$

Fuerza que ejerce el agua sobre la pared del azud:

$$\vec{P} = \delta w * \frac{Y_{mod}^2}{2} = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times \frac{0.687^2 \text{m}^2}{2} = 236.96 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \quad (4.83)$$

$$X = \frac{\vec{P} \cdot y}{W_T} = \frac{(236.96)(0.23)}{1075.87} = 0.05 \text{m} \quad (4.84)$$

Punto de aplicación del peso:

$$e' = \frac{X_{mod}}{-2} + X_{real} = \frac{0.9577}{-2} + 0.59 = 0.12 \text{m} \quad (4.85)$$

$$e = e' - X = 0.12 - 0.05 = 0.07 \text{m} \quad (4.86)$$

Presiones máximas y mínimas:

$$f_{Amax} = \frac{W_T}{|A|} \left(1 + 6 \times \frac{|e|}{X_{mod}}\right) \quad (4.87)$$

$$f_{Amax} = \frac{1075.87}{|0.448|} \left(1 + 6 \times \frac{|0.07|}{0.9577}\right) = 3381.53 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} = 33138.96 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$f_{Amin} = \frac{W_T}{|A|} \left(1 - 6 \times \frac{|e|}{X_{mod}}\right) \quad (4.88)$$

$$f_{Amin} = \frac{1075.87}{|0.448|} \left(1 - 6 \times \frac{|0.07|}{0.9577}\right) = 1418.47 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} = 13901.04 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Resistencia de la Roca es 98000 N/m^2 , como nuestra fuerza máxima y mínima calculadas son menores se puede concluir que los parámetros del diseño son aceptables.

Para asegurar que no existirán problemas por deslizamiento del azud se realiza el análisis de las fuerzas, obteniendo:

$$F_1 = \left(\frac{v^2}{2 \cdot 9.8} + h \right) \times \gamma_w = h_e \times \gamma_w = 0.42m \times 1000 \frac{kg}{m^3} = 416.03 \text{ kgf/m}^2$$

$$F_2 = h \times \gamma_w = 0.237m \times 1000 \frac{kg}{m^3} = 236.82 \text{ kgf/m}^2$$

$$F_3 = (h_e + H_e) \times \gamma_w = (0.42m + 0.82m) \times 1000 \frac{kg}{m^3} = 1231.69 \text{ kgf/m}^2$$

$$F_4 = (h + H_e) \times \gamma_w = (0.237m + 0.82m) \times 1000 \frac{kg}{m^3} = 1052.48 \text{ kgf/m}^2$$

$$F_5 = (pc) \times \gamma_w = 0.26m \times 1000 \frac{kg}{m^3} = 264.5 \text{ kgf/m}^2$$

$$F_6 = F_5$$

$$F_7 = h_1 \times \gamma_w = 0.10m \times 1000 \frac{kg}{m^3} = 101.33 \text{ kgf/m}^2$$

$$F_8 = (F_3 + F_1) \times \frac{H_e}{2} = (1231.69 + 416.03) \text{ kgf/m}^2 \times \frac{0.82m}{2} = 672.60 \text{ kgf/m}$$

$$F_9 = \frac{F_5 \times (pc)}{2} = \frac{264.5(0.26m)}{2} = 35.002 \text{ kgf/m}$$

$$F_{10} = W_T = 1075.87 \text{ kgf/m}$$

$$F_{11} = (F_2 + F_7) \times \frac{X_{mod}}{2} = (236.82 + 101.33) \times \frac{0.9577}{2} = 161.93 \text{ kgf/m}$$

$$F_{12} = (F_4 + F_6) \times \frac{X_{mod}}{4} + F_6 \times \frac{X_{mod}}{2} = (1052.48 + 264.5) \times \frac{0.9577}{4} + 264.5 \times \frac{0.9577}{2}$$

$$F_{12} = 441.97 \text{ kgf/m}$$

$$F_{13} = F_{10} + F_{11} - F_{12} = 1075.87 + 161.93 - 441.97 = 795.84 \text{ kgf/m}$$

$$F_{RA} = F_8 - F_9 = 672.60 - 35.002 = 637.6 \text{ kgf/m}$$

$$F_{RB} = F_{13} \times \mu_{roca} = 795.84 \times 0.85 = 676.46 \text{ kgf/m}$$

Se procede a obtener el factor de seguridad para el deslizamiento:

$$\eta_d = \frac{F_{RB}}{F_{RA}} = \frac{676.46}{637.6} = 1.061 \quad (4.89)$$

Para determinar que no existan problemas de volteo del azud se realiza el siguiente análisis de momentos:

$$M_{B1} = F_1 \times \frac{H_e^2}{2} + \{F_4 - F_2\} \times \frac{H_e^2}{6} = 229.25 \text{ kgm}$$

$$M_{B2} = F_6 \times \frac{X_{mod}^2}{2} + [F_4 - F_6] \frac{X_{mod}}{4} \left(\frac{X_{mod}}{2} + \frac{X_{mod}}{3} \right) = 271.88 \text{ kgm}$$

$$\sum M_v = M_{B1} + M_{B2} = 501.13 \text{ kgm}$$

$$M_{concreto} = \bar{X}_{real} * W_T = 639.83 \text{ kgm}$$

$$\sum M_R = F_7 \frac{X_{mod}^2}{2} + (F_2 - F_7) \frac{X_{mod}}{3} = 87.9 \text{ kgm}$$

$$M_z = M_{concreto} + \sum M_R = 727.73 \text{ kgm}$$

$$\eta_{volteo} = \frac{M_z}{\sum M_v} = 1.45 \quad (4.90)$$

En los Planos E-001-VIB1-A-2010, E-001-VIB1-B-2010, E-001-IA1-2010, E-001-IA1-2010, E-001-IIAC3-A-2010, E-001-IIAC3-A-2010 se detalla las dimensiones de las obras civiles.

4.3.5 Tubería de Presión [10] y [12]

Para el dimensionamiento de la tubería de presión debe tenerse en cuenta los siguientes parámetros:

- El diámetro se selecciona de acuerdo a un análisis técnico económico que permita determinar el diámetro que causa las menores pérdidas y que a la vez no represente un costo muy elevado.
- El espesor se determina de acuerdo a los esfuerzos generados por el golpe de ariete, el peso del agua y de la tubería.

4.3.5.1 Diámetro de Tubería

El diámetro que se selecciona está en función de las pérdidas que se produciría en la conducción del agua a través de la tubería de presión y de la longitud que esta tendría según el diámetro seleccionado, ya que mientras menor es el diámetro, mayor son las pérdidas, y para vencerlas sería necesario mayor altura y por lo tanto mayor longitud de tubería. Teniendo en cuenta estos parámetros se selecciona la tubería tipo API 5L de 18 pulgadas de diámetro

nominal, con espesor de pared de 6.35 mm, correspondiente a 444.5 milímetros de diámetro interior Anexo 3.6. Los análisis posteriores determinan si el espesor de la tubería cumple los requerimientos necesarios para soportar los esfuerzos a los que está expuesto.

4.3.5.2 Material de la Tubería

Debido a la presión que tendrá que soportar la tubería en su interior, además por sus prestaciones como resistencia al impacto, factor de fricción regular y durabilidad, se opta por tubería de acero unido mediante soldadura. Se prefiere este material frente a otro como tubería de acero fundido (centrifugado) ya que la desventaja que tendría ante este es la poca resistencia a agua corrosiva, lo cual no corresponde a este caso y se tiene además la ventaja de que la tubería de acero es menos costosa, lo que resulta muy conveniente en grandes longitudes de tubería.

4.3.5.3 Espesor de la Tubería

El espesor de la tubería de presión se determina con la siguiente ecuación:

$$e = \frac{5 \times f_s \times h_t \times 10^6 \times D \times k_j}{S} + k_c \quad (4.91)$$

Donde:

f_s : factor de seguridad. Debe ser mayor a 3. $f_s = 4$

k_j : factor del tipo de junta. $k_j = 1$, factor de junta soldada.

h_t : Presión máxima considerando el golpe de ariete (m)

k_c : factor de corrosión (mm). $k_c = 3$ mm, por 30 años de vida

D : Diámetro interno de la tubería (m)

S : esfuerzo de rotura del material N/m^2 . De la Tabla 4.29 $S_{\text{acero}} = 350 \text{ MN/m}^2$. (valor que es menor al que da el catálogo de última tensión).

TABLA 4.29: PROPIEDADES FÍSICAS DE TUBERÍA CON NORMA API 5L.

Especificación	Composición química % en peso (máximo)								Límite elástico KSI mín.	Última tensión KSI mín.	% de elong. en 2" mín.	Rango de dimensión
	C	Mn	P	S	Si	Cb	V	Mo				
API 5L-B	0.20	1.15	0.035	0.035	0.35	-	-	-	35	60	35	1
API 5L X-42	0.16	1.20	0.025	0.020	0.35	-	-	-	42	61	35	1
API 5L X-46	0.16	1.20	0.025	0.020	0.35	0.050	0.06	-	46	63	35	2
API 5L X-52	0.15	1.35	0.025	0.020	0.35	0.050	0.06	-	52	66	33	3
API 5L X-56	0.15	1.35	0.025	0.020	0.35	0.050	0.06	-	56	68	33	3
API 5L X-60	0.15	1.50	0.025	0.020	0.35	0.050	0.06	-	60	76	32	3
API 5L X-65	0.15	1.60	0.025	0.020	0.35	0.050	0.06	-	65	78	32	3
API 5L X-70	0.15	1.60	0.025	0.020	0.35	0.050	0.06	-	70	83	30	3
API X-52-GA (1)	0.10	1.05	0.025	0.005	0.35	0.050	0.06	-	52 - 68	66 - 80	35	3
API X-60-GA (1)	0.10	1.05	0.025	0.005	0.35	0.050	0.06	-	60 - 75	75	32	3
API X-65-GA (1)	0.10	1.40	0.025	0.005	0.35	0.050	0.06	0.2	68 - 80	80 - 92	30	3

TABLA 4.30: PROPIEDADES FÍSICAS DE MATERIALES PARA TUBERÍAS.

Material	Esfuerzo de Ruptura (MN/m ²)
Acero	350
PVC	58
Polietileno	5.9 – 8.8
Hierro dúctil	310 - 520

El término h_t es igual a la suma de presión debido a la caída bruta y la sobrepresión ejercida por el golpe de ariete. Un aproximado del valor del golpe de ariete es 0.3 de la caída bruta, es decir:

$$h_t = h_B + 0.3 h_B$$

$$h_t = 1.3 h_B \quad (4.92)$$

Donde:

h_B : Caída bruta. $h_B = 45$ m

$$h_t = 58.5$$

Reemplazando en la ecuación 4.91:

$$e = \frac{5 \times 4 \times 58.5 \times 10^6 \times 0.4445 \times 1}{350000000} + 3 \text{ [mm]}$$

$$e = 4.48 \text{ mm}$$

ASME recomienda un mínimo de espesor en milímetros equivalente a 2.5 veces el diámetro en metros más 1.2 milímetros. Otras normas recomiendan como mínimo de espesor $t_{\min} = (D + 508) / 400$, donde todas las dimensiones están en milímetros. Para ambas recomendaciones, el espesor calculado se encuentra dentro de estos límites.

La tubería seleccionada tiene un espesor de 6.35 mm, superior al espesor necesario para soportar la presión de trabajo.

4.3.5.4 Tensión en la Tubería de Presión

Tensiones Tangencial Ejercida por el Golpe de Ariete

$$\delta_{ta} = \frac{P_s \times D}{2e} \quad (4.93)$$

Donde:

P_s : Presión debido a la columna de agua y la sobrepresión del golpe de ariete (Kg/cm^2).

e : Espesor de la tubería (m).

D : Diámetro interno de la tubería (m).

$$P_s = \delta g h_t + P_{atm} \quad (4.94)$$

Donde:

δ : Densidad del agua (Kg/m^3). $\delta = 1000 \text{ Kg/m}^3$

g : Gravedad. $g = 9.8 \text{ m/s}^2$.

h_t : altura total (caída bruta y sobrepresión por golpe de ariete) (m).

La presión atmosférica del lugar está dado por la siguiente ecuación:

$$P_{atm} = \frac{1013.3}{e^{\frac{8430.15 - Z \times 0.09514}{Z}}} \times 99.931 [\text{Pa}] \quad (4.95)$$

Donde:

Z: Metros sobre el nivel del mar. $Z = 1369.5$ m.

$$P_{am} = \frac{1013.3}{e^{\frac{1369.5}{8430.15 - 1369.5 \times 0.09514}}} \times 99.931$$

La presión atmosférica en el sitio es 85857.54 Pa.

Reemplazando los valores obtenidos en la ecuación 4.94:

$$P_s = 1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 58.5 \text{m} + 85857.54 \text{Pa}$$

$$P_s = 659157.54 \text{ Pa} = 6.72 \text{ Kg/cm}^2$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación 4.93:

$$\delta_{ta} = \frac{6.72 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \times 0.4445 \text{ m}}{2 \times 0.00635 \text{ m}}$$

$$\delta_{ta} = 235.25 \text{ Kg/cm}^2$$

Tensión Longitudinal por Variación de Temperatura

$$\delta_{te} = E * \alpha * \Delta t \quad (4.96)$$

Donde:

E : Módulo de Elasticidad del material. (Kg/cm^2)

α : Coeficiente de dilatación térmica del material ($1/^\circ\text{C}$)

Δt : Variación de la temperatura ($^\circ\text{C}$)

Este esfuerzo puede ser absorbido por juntas de dilatación, las cuales estarían instaladas en cada tramo de tubería por lo que la tensión longitudinal por temperatura sería cero.

Tensión Longitudinal por Presión Hidrostática

$$\delta_{il} = 0.25 \frac{P_s \times D^2}{e(e + D)} \quad (4.97)$$

Donde:

P_s : Presión debido a la columna de agua y la sobrepresión del golpe de ariete (Kgf/cm²).

e : Espesor de la tubería (m) .

D : Diámetro interno de la tubería (m).

Reemplazando los valores la tensión es:

$$\delta_{il} = 0.25 \frac{6.72 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \times (0.4445 \text{ m})^2}{0.00635 \text{ m}(0.00635 + 0.4445) \text{ m}}$$

$$\delta_{il} = 115.97 \text{ Kgf/cm}^2$$

Tensión por Flexión entre Apoyos

$$\delta_f = \frac{Mf_{\max}}{W} \quad (4.98)$$

Donde el momento flector máximo es igual a:

$$Mf_{\max} = F(Ls^2 / 8) \sin \theta \quad (4.99)$$

Donde:

F : Peso del agua y de la tubería (Kgf/m)

Ls : Distancia entre apoyos (m).

θ : Angulo entre la tubería y la vertical.

El momento flector máximo tendrá un valor diferente en cada tramo de la tubería, ya que el ángulo θ varía para cada caso.

El peso del agua y la tubería es igual a:

$$F = \gamma_t \times \pi \times \frac{De^2 - D^2}{4} + \gamma \times \pi \frac{D^2}{4}$$

$$F = \gamma_t \times \pi \times e \times (D + e) + \gamma \times \pi \frac{D^2}{4} \quad (4.100)$$

Donde

γ_t : Peso específico de la tubería (Kgf/m³). Para el acero $\gamma_t = 7850$ Kgf/m³

γ : Peso específico del agua (Kgf/m³). Para agua es $\gamma = 1000$ Kgf/m³

De : Diámetro exterior de la tubería

El peso del agua y la tubería es:

$$F = 7850 \frac{\text{Kgf}}{\text{m}^3} \times \pi \times 0.00635 \text{ m} \times (0.4445 + 0.00635) \text{ m} + 1000 \frac{\text{Kgf}}{\text{m}^3} \times \pi \frac{(0.4445 \text{ m})^2}{4}$$

$$F = 225.78 \text{ Kgf/m}$$

La Tabla 4.31 recomienda distancias de separación entre apoyos, basado en experiencias y recomendaciones de fabricantes. Es así que se decide que $L_s = 6$ m.

TABLA 4.31: ESPACIAMIENTO ENTRE APOYOS (m) PARA TUBERÍA DE ACERO COMERCIAL.

Espesor (mm)	Diámetro (mm)				
	100	200	300	400	500
2	2	2	2.5	3	3
4	3	3	3	4	4
6	4	4.5	5	6	6

De la ecuación 4.99 encontramos el momento flector máximo, considerando un tramo de tubería en el que el ángulo $\theta = 80^\circ$.

$$Mf_{\max} = 225.78 \frac{\text{Kgf}}{\text{m}} \times \frac{(6 \text{ m})^2}{8} \sin 80^\circ$$

$$Mf_{\max} = 1000.58 \text{ Kgf} \cdot \text{m}$$

El momento de resistencia W es igual:

$$W = \frac{I}{Y} \quad (4.101)$$

Donde:

I : Momento de Inercia de la sección de la tubería.

Y : Distancia desde el eje neutro hasta el punto de apoyo

El momento de inercia para la sección de la tubería está dado por la siguiente ecuación:

$$I = \frac{\pi}{64} (De^4 - D^4) \quad (4.102)$$

La distancia Y es:

$$Y = \frac{De}{2} \quad (4.103)$$

Reemplazando en la ecuación 4.101, se tiene que el momento W es:

$$W = \frac{\frac{\pi}{64} (De^4 - D^4)}{\frac{De}{2}} \quad (4.104)$$

$$W = \frac{\pi (D + 2e)^4 - D^4}{32 (D + 2e)}$$

$$W = \frac{\pi (0.4445 + 2 \times 0.00635)^4 - 0.4445^4}{32 (0.4445 + 2 \times 0.00635)} \text{ m}^3$$

$$W = 0.00099 \text{ m}^3$$

Sustituyendo los valores obtenidos en la ecuación 4.98 se determina la tensión por flexión:

$$\delta_f = \frac{1000.58 \text{ Kgf} \cdot \text{m}}{0.00099 \text{ m}^3}$$

$$\delta_f = 100.07 \text{ Kgf/cm}^2$$

Tensión Longitudinal por Variación de la Pendiente

$$\delta_j = \frac{F \times L_s \times \cos \theta}{\pi \times e \times (D + e)} \quad (4.105)$$

Donde:

F : Peso del agua y de la tubería. (Kgf/m)

L_s : Distancia entre apoyos (m)

θ : Angulo entre la tubería y la vertical

D : Diámetro interior de la tubería (m)

e : Espesor de la tubería (m)

Reemplazando los respectivos valores se tiene:

$$\delta_j = \frac{225.78 \frac{\text{Kgf}}{\text{m}} \times 6\text{m} \times \cos 80^\circ}{\pi \times 0.00635 \times (0.4445 + 0.00635)\text{m}^2}$$

$$\delta_j = 2.61 \text{ Kgf/cm}^2$$

La tensión resultante puede ser hallada mediante dos criterios:

Según el primer criterio la tensión resultante es:

$$\delta_R = \sqrt{\delta_{ta}^2 + (\delta_{te} + \delta_{tl} + \delta_f + \delta_j)^2} \quad (4.106)$$

$$\delta_R = \sqrt{235.25^2 + (115.97 + 100.07 + 2.61)^2} \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\delta_R = 321.17 \text{ Kgf/cm}^2$$

Otro criterio es:

$$\delta_R = \delta_{ta} + \delta_{te} + \delta_{tl} + \delta_f + \delta_j \quad (4.107)$$

$$\delta_R = (235.25 + 115.97 + 100.07 + 2.61) \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\delta_R = 453.91 \text{ Kgf/cm}^2$$

El material de la tubería soporta la tensión a la que está expuesto si su tensión admisible δ_{ad} es mayor, es decir, debe cumplirse que:

$$\delta_{ad} > \delta_R$$

La tensión admisible del material de la tubería es $\delta_{ad} = 31.6 \text{ Kgf/mm}^2 = 3160 \text{ Kgf/cm}^2$

Anexo 3.7. La condición se satisface con cualquiera de los dos criterios. En caso de no cumplirse, se deberá disminuir la distancia entre apoyos o incluso se puede aumentar el espesor de la tubería (debe tenerse en cuenta que aumentar el espesor eleva el factor económico).

Se verifica que para cada tramo de tubería se cumpla esta condición comprándola con los respectivos esfuerzos al que se encuentra sometido el tramo en cuestión. Debe tenerse en cuenta que el ángulo de la tubería respecto a la vertical son diferentes en cada tramo de tubería.

4.3.6 Bloques de Anclaje y Apoyo

La tubería de presión debe adaptarse a las condiciones del terreno con la pendiente respectiva. En su trayecto, para sostenerse y contrarrestar el movimiento de la tubería se soporta en estructuras de concreto denominadas apoyos, y en lugares donde se requiere variar la pendiente, la tubería tiene un codo sujeto a un anclaje.

4.3.6.1 Apoyos

El apoyo permite la variación de longitud de la tubería, por lo que la superficie en contacto debe recubrirse con una chapa de metal de igual material al de la tubería, de manera que el coeficiente de fricción sea menor.

Las dimensiones tentativas que puede tener el apoyo son:

$$A = 1.2 D$$

$$B = 1.2 D$$

$$C = 1.5 D$$

$$J = A + 0.5 C \tan \theta_1$$

$$F = A - 0.5 C \tan \theta_1$$

$$E_{\min} = 0.25 D$$

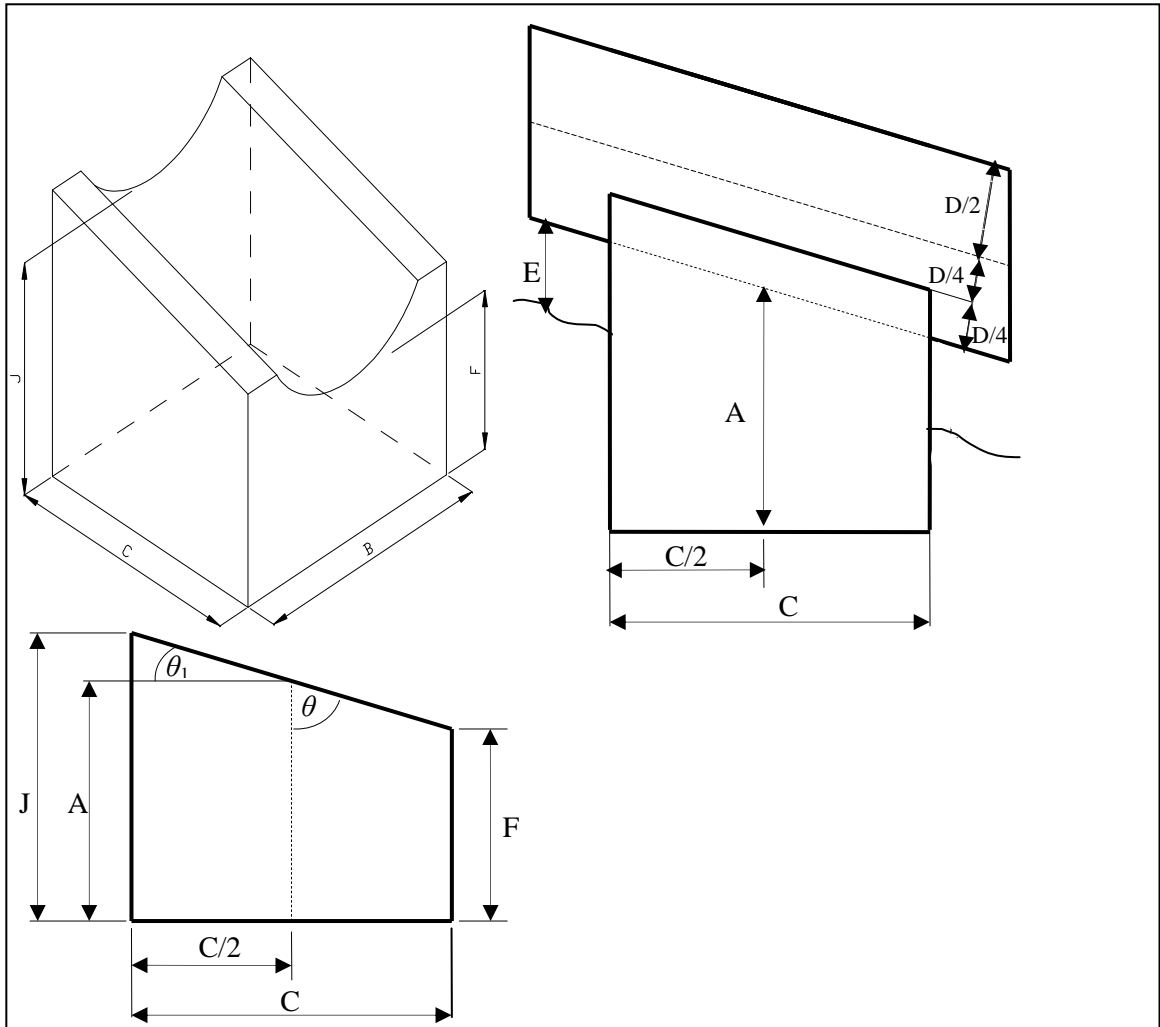


Figura 4.20: Dimensiones de un apoyo.

Es decir, sus dimensiones serían:

$$A = 1.2 \times 0.4445 = 0.666 \text{ m}$$

$$B = 1.2 \times 0.4445 = 0.866 \text{ m}$$

$$C = 1.5 \times 0.4445 = 1.111 \text{ m}$$

$$J = 0.666 + 0.5 (1.111) \tan 10^\circ = 0.764 \text{ m}$$

$$F = 0.666 - 0.5 (1.111) \tan 10^\circ = 0.568 \text{ m}$$

$$E_{\min} = 0.25 \times 0.4445 = 0.111 \text{ m}$$

El valor de θ_1 en el tramo de tubería considerado corresponde al complemento del ángulo antes usado. $\theta_1 = 10^\circ$.

Las fuerzas que intervienen en el dimensionamiento de poyos se indica en la Figura 4.21.

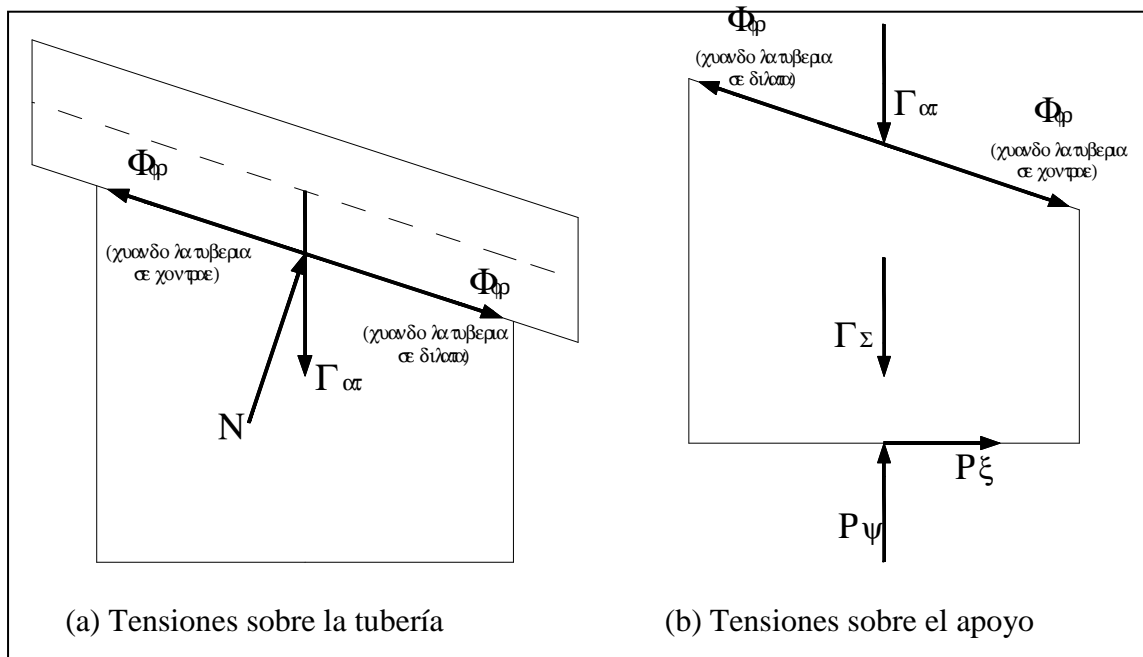


Figura 4.21: Tensiones sobre el apoyo y la tubería.

Fuerza por el Peso de la Tubería y el Peso del Agua

El peso de la tubería y agua por unidad de longitud se lo encuentra mediante la ecuación 4.100. Para determinar su peso se multiplica por la distancia entre apoyos respectiva.

$$G_{at} = F \times L_s \quad (4.108)$$

$$G_{at} = 225.78 \frac{\text{Kgf}}{\text{m}} \times 6 \text{ m}$$

$$G_{at} = 1354.69 \text{ Kgf}$$

Fuerza por el Peso del Apoyo

$$G_s = \gamma_s \times V_s \quad (4.109)$$

Donde:

V_s : Volumen del apoyo (m^3)

γ_s : Peso específico del material del bloque (Kgf/m^3). Para concreto $\gamma_s = 2400 Kgf/m^3$

El volumen del apoyo se obtiene de:

$$V_s = F \times B \times C + \frac{J - 0.5 \tan \theta_1}{2} C \times B + \frac{C \times De}{4 \cos \theta_1} \left(B - \frac{\pi \times De}{180^\circ} \arctan \left(\frac{B}{D} \right) \right) \quad (4.110)$$

$$V_s = 0.568 \times 0.866 \times 1.111 + \frac{0.764 - 0.5 \tan 10^\circ}{2} 1.111 \times 0.866 +$$

$$\frac{1.111 \times (0.4445 + 2 \times 0.00635)}{4 \cos 10^\circ} \left(0.866 - \frac{\pi \times (0.4445 + 2 \times 0.00635)}{180^\circ} \arctan \left(\frac{0.866}{0.4445} \right) \right) [m^3]$$

$$V_s = 0.916 m^3$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación 4.109:

$$G_s = 2400 \frac{Kgf}{m^3} \times 0.916 m^3$$

$$G_s = 2198.55 Kgf$$

Fuerza por Fricción entre la Tubería y el Apoyo

Por definición la fuerza de fricción es:

$$F_a' = \mu \times N \quad (4.111)$$

Donde:

μ : Coeficiente de fricción entre la tubería y el apoyo. De la Tabla 4.32. $\mu = 0.5$ (acero sobre acero).

N : Fuerza de reacción normal (Kgf).

TABLA 4.32: COEFICIENTES DE FRICCIÓN PARA DIVERSAS COMBINACIONES DE MATERIALES.

Coefficiente de rozamiento	μ
Acero sobre hormigón con capa intermedia de cartón asfaltado	0.40
Acero sobre hormigón o mampostería de piedra	0.45 – 0.50
Acero sobre acero	0.30 – 0.50
Acero sobre acero con lubricante de grafito	0.20
Acero sobre acero con lubricante sólido	0.12 – 0.10
Apoyos con cojinetes de rodillos o soportes basculantes	0.05 – 0.10

La fuerza N entre la tubería y el apoyo puede obtenerse de la sumatoria de fuerzas respecto al eje perpendicular a la tubería, Figura 4.21(a).

$$N = Gat \cos \theta_1 \quad (4.112)$$

Si se reemplaza esta expresión en la ecuación 4.111, la fuerza de fricción es:

$$Fa' = \mu \times Gat \cos \theta_1 \quad (4.113)$$

$$Fa' = 0.5 \times 1354.69 \text{ Kgf} \times \cos 10^\circ$$

$$Fa' = 667.05 \text{ Kgf}$$

El apoyo ofrece una resistencia al deslizamiento de la tubería, y es mayor que la fuerza de fricción, por lo cual se toma igual a:

$$Fa = 1.1 \times Fa' \quad (4.114)$$

$$Fa' = 1.1 \times 667.05 \text{ Kgf}$$

$$Fa = 733.76 \text{ Kgf}$$

Se realiza la sumatoria de las fuerzas antes calculadas, que a través del apoyo serán transmitidos hacia la superficie del terreno.

Hay que considerar dos casos que se pueden presentar, el primero cuando la tubería se dilata, y el segundo, cuando esta se contrae:

Caso de Contracción de la Tubería:

$$\sum F_H = Fa \cos \theta_1 \quad (4.115)$$

$$\sum F_H = 733.76 \cos 10^\circ \text{ Kgf}$$

$$\sum F_H = 722.61 \text{ Kgf}$$

$$\sum F_V = -(Gat + Gs + Fa \sin \theta_1) \quad (4.116)$$

$$\sum F_V = -(1354.69 + 2198.55 + 733.76 \sin 10^\circ) \text{Kgf}$$

$$\sum F_V = - 3680.66 \text{ Kgf}$$

Caso de Dilatación de la Tubería:

$$\sum F_H = -Fa \cos \theta_1 \quad (4.117)$$

$$\sum F_H = -733.76 \cos 10^\circ \text{ Kgf}$$

$$\sum F_H = -722.61 \text{ Kgf}$$

$$\sum F_V = -(Gat + Gs - Fa \sin \theta_1) \quad (4.118)$$

$$\sum F_V = -(1354.69 + 2198.55 - 733.76 \sin 10^\circ) \text{Kgf}$$

$$\sum F_V = - 3425.83 \text{ Kgf}$$

La magnitud de la fuerza horizontal resultante que actúa sobre el bloque es la misma en ambos casos, pero de sentido contrario. La magnitud de la fuerza vertical es mayor en el caso de contracción de la tubería, y en ambos casos tiene el mismo sentido. Entonces será suficiente analizar únicamente el caso de contracción de la tubería, siendo la magnitud de las fuerzas horizontales y verticales que actúan sobre el bloque las siguientes:

$$\sum F_H = 722.61 \text{ Kgf}$$

$$\sum F_V = 3680.66 \text{ Kgf}$$

Fuerza por Fricción entre el Apoyo y el Suelo.

La fuerza de fricción entre el apoyo y el suelo está definida por:

$$F_{ab} = \varphi \sum F_v \quad (4.119)$$

Donde:

φ : Coeficiente de fricción entre el apoyo y el suelo. Se trata de un suelo constituido por roca.

$$\varphi = 0.35$$

$$F_{ab} = 0.35 \times 3680.66 \text{ Kgf}$$

$$F_{ab} = 1288.23 \text{ Kgf}$$

Ahora que se ha calculado las fuerzas que actúan sobre el apoyo se deben cumplir las siguientes condiciones para garantizar que las dimensiones del apoyo son suficientes para soportar las fuerzas sobre él aplicadas, que será estable y no tendrá riesgo de volcarse.

$$\bullet \quad \frac{F_{ab}}{\sum F_H} \geq 1.5$$

$$\frac{F_{ab}}{\sum F_H} = \frac{1288.23}{722.61} = 1.78$$

$$1.78 \geq 1.5$$

La condición se cumple. En caso de no cumplirse se debe aumentar los valores de A, B, C en las dimensiones del apoyo, manteniendo que C sea mayor a B.

$$\bullet \quad e_x < C/6$$

$$C/6 = 1.111 \text{ m} / 6 = 0.185 \text{ m}$$

e_x : Distancia desde el punto medio del lado C del bloque hasta el punto en el que estaría aplicada la fuerza resultante vertical. Figura 4.22.

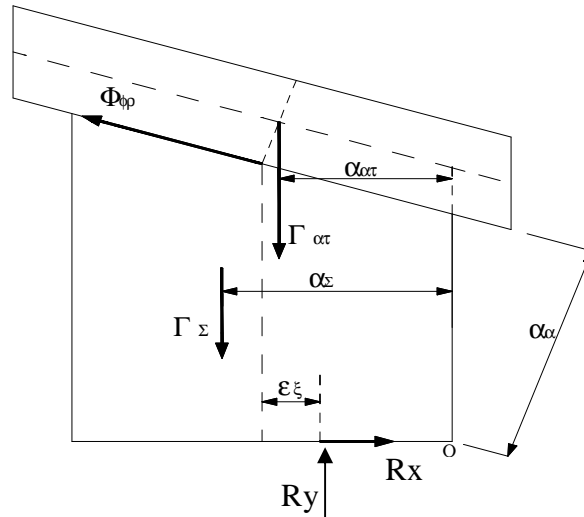


Figura 4.22: Distancias del punto de aplicación de las fuerzas al punto O.

El término e_x se lo puede despejar de la ecuación de momentos respecto al punto O.

$$Gs \times a_s + Gat \times a_{at} - Fa \times a_a = \sum F_v (0.5C - e_x) \quad (4.120)$$

Los términos a_s , a_{at} , a_a , son las distancias perpendiculares a las fuerzas aplicadas sobre el bloque. Las expresiones para determinar a_a y a_{at} se las puede hallar mediante funciones trigonométricas. El término a_s corresponde a la distancia al centro de gravedad del bloque. Las expresiones que las determinan son:

$$a_{at} = 0.5(C - D \sin \theta_1) \quad (4.121)$$

$$a_a = (A - 0.5C \tan \theta_1) \cos \theta_1 \quad (4.122)$$

$$a_s = \frac{C}{14.4D} (7.2D + C \tan \theta_1) \quad (4.123)$$

Sustituyendo los correspondientes valores se tiene:

$$a_{at} = 0.5(1.111 - 0.4445 \sin 10^\circ) \text{ m}$$

$$a_{at} = 0.517 \text{ m}$$

$$a_a = (0.666 - 0.5 \times 1.111 \times \tan 10^\circ) \cos 10^\circ \text{ m}$$

$$a_a = 0.560 \text{ m}$$

$$a_s = \frac{1.111}{14.4 \times 0.4445} (7.2 \times 0.4445 + 1.111 \tan 10^\circ) \text{ m}$$

$$a_s = 0.589 \text{ m}$$

Despejando e_x de la ecuación 4.120 se tiene la siguiente expresión:

$$e_x = \frac{0.5C \times \sum F_V + Fa \times a_a}{\sum F_V} - \frac{Gs \times a_s + Gat \times a_{at}}{\sum F_V} \quad (4.124)$$

La ecuación 4.120 fue planteada solo para el caso de contracción de la tubería, ya que corresponde el caso más crítico para determinar e_x , como se comprueba en la ecuación 4.124, ya que en el caso de dilatación el término $Fa \times a_a$ sería negativo.

Reemplazando los valores hallados en la ecuación 4.124 se tiene:

$$e_x = \left[\frac{0.5 \times 1.111 \times 3680.66 + 733.76 \times 0.56}{3680.66} - \frac{2198.55 \times 0.589 + 1354.69 \times 0.517}{3680.66} \right] \text{ m}$$

$$e_x = 0.124 \text{ m}$$

Comprobando si cumple:

$$0.124 < 0.185$$

La condición es cumplida satisfactoriamente.

En caso de no cumplirse, se debe aumentar las dimensiones del apoyo y principalmente el valor de C.

- $\delta_c < \delta_{ad}$

Donde:

δ_{ad} : Capacidad portante del terreno. Se toma el valor de compresión del pedregal, ya que se trata de un suelo rocoso. $\delta_{ad} = 28000 \text{ Kgf/m}^2$

δ_c : Presión transmitida por el apoyo

La tensión de compresión transmitida por el apoyo equivale a

$$\delta_c = \frac{\sum F_v}{B \times C} \left(1 + \frac{6e_x}{C} \right) \quad (4.125)$$

$$\delta_c = \frac{3680.66}{0.866 \times 1.111} \left(1 + \frac{6 \times 0.124}{1.111} \right) \frac{\text{Kgf}}{\text{m}^2}$$

$$\delta_c = 6395.90 \text{ Kgf/m}^2$$

$$6395.90 < 28000$$

Condición que se cumple.

Si no se cumpliera la condición, se debería aumentar los valores de B y C.

- $\delta_t > 0$

donde:

δ_t : Tensión de tracción.

La tensión de tracción se determina por

$$\delta_t = \frac{\sum F_v}{B \times C} \left(1 - \frac{6e_x}{C} \right) \quad (4.126)$$

$$\delta_c = \frac{3680.66}{0.866 \times 1.111} \left(1 - \frac{6 \times 0.124}{1.111} \right) \frac{\text{Kgf}}{\text{m}^2}$$

$$\delta_t = 1246.65 \text{ Kgf/m}^2$$

$$1246.65 > 0$$

Condición que se cumple.

Si no se cumple, se debe aumentar el valor de C.

4.3.6.2 Anclajes

Los anclajes son bloques de concreto que envuelven la tubería de presión con el propósito de fijarla al terreno, por lo tanto deben resistir cualquier fuerza que la tubería ejerce sobre ellos. A continuación se calculan estas fuerzas. Para ello se adopta la siguiente

nomenclatura: el subíndice m corresponde a las fuerzas aguas arriba del anclaje y el subíndice j aguas abajo del anclaje.

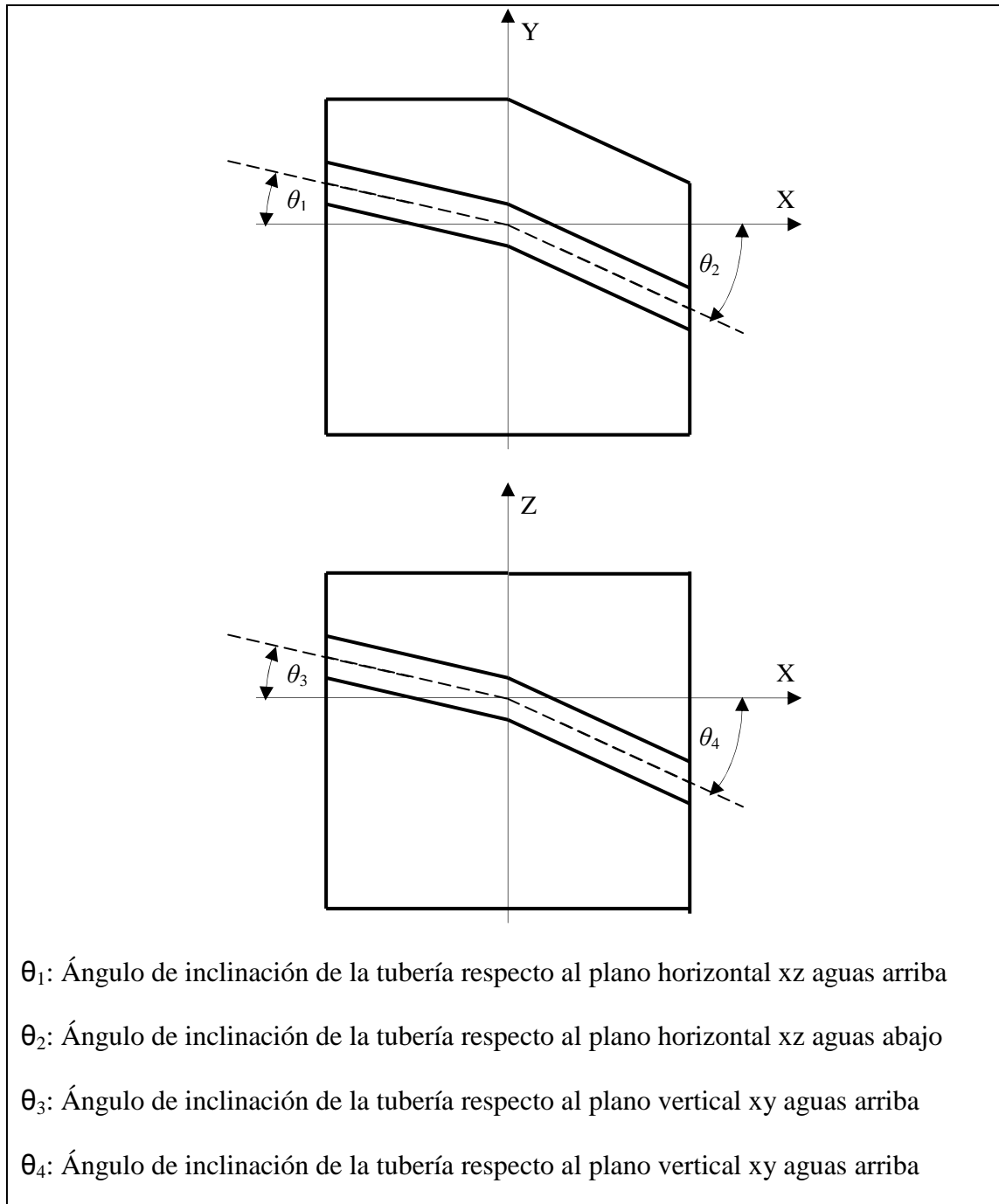


Figura 4.23: Ángulos para variar la pendiente en un anclaje

Componente del Peso de la Tubería con Agua Perpendicular a ella. F_1

$$F_1 = (W_t + W_a) \times L_1 \times \cos \theta \quad (4.127)$$

Donde:

$(W_t + W_a)$: Peso del Agua y el Tubo por unidad de longitud (Kgf/m). Se calculó anteriormente mediante la fórmula (4.100)

L_1 : Longitud media entre el anclaje y el apoyo próximo (m). $L_{1m} = 3$ m. $L_{1j} = 3$ m.

θ : Ángulo de inclinación de la tubería respecto a la horizontal. $\theta_1 = 15.4^\circ$, $\theta_2 = 2^\circ$

Reemplazando los respectivos valores se tiene

$$F_{1m} = (225.78) \frac{\text{Kgf}}{\text{m}} \times 3 \text{ m} \times \cos 15.4^\circ$$

$$F_{1m} = 653.02 \text{ Kgf}$$

$$F_{1j} = (225.78) \frac{\text{Kgf}}{\text{m}} \times 3 \text{ m} \times \cos 2^\circ$$

$$F_{1j} = 676.93 \text{ Kgf}$$

Fuerza de Fricción entre la Tubería y los Apoyos F_2

Cuando seguido del anclaje se coloca una junta de dilatación, esta fuerza no se presenta en el tramo en el cual se encuentra la junta. Para el caso en cuestión no se considera esta fuerza en el tramo aguas abajo ya que después de cada anclaje la tubería tiene una junta de expansión instalada.

$$F_2 = \mu(W_t + W_a) \times L_2 \times \cos \theta \quad (4.128)$$

Donde:

L_2 : Longitud de la tubería sujeta a movimiento (m). Corresponde a la distancia entre puntos medios de los tramos entre apoyo y anclaje respectivo. Si en el tramo analizado, la distancia entre anclajes es 30 m, entonces $L_{2m} = 24$ m

μ : Coeficiente de fricción entre la tubería y el apoyo. $\mu = 0.5$

Sustituyendo los valores respectivos

$$F_2 = 0.5 \times (225.78) \frac{\text{Kgf}}{\text{m}} \times 24 \text{ m} \times \cos 15.4$$

$$F_{2m} = 2612.11 \text{ Kgf}$$

$$F_{2j} = 0$$

Fuerza de Presión F_3

$$F_3 = \gamma \times H_3 \times \frac{\pi \times D^2}{4} \quad (4.129)$$

Donde:

γ : Peso específico del agua (Kgf/m^3). $\gamma = 1000 \text{ Kgf/m}^3$

H_3 : Distancia vertical entre el nivel normal del tanque de presión y el centro del bloque, incluido el aumento de altura por efecto del golpe de ariete. Para el anclaje en estudio la altura bruta es 31 m, por lo tanto $H_3 = 40.3 \text{ m}$.

Reemplazando estos valores se tiene

$$F_{3m} = 1000 \frac{\text{Kgf}}{\text{m}^3} \times 40.3 \text{ m} \times \frac{\pi \times (0.4445 \text{ m})^2}{4}$$

$$F_{3m} = 6253.72 \text{ Kgf}$$

$$F_{3j} = 1000 \frac{\text{Kgf}}{\text{m}^3} \times 40.3 \text{ m} \times \frac{\pi \times (0.4445 \text{ m})^2}{4}$$

$$F_{3j} = 6253.72 \text{ Kgf}$$

Componente del Peso de la Tubería paralela a ella F_4

$$F_4 = W_t \times L_4 \times \sin \theta \quad (4.130)$$

Donde:

W_t : Peso del Tubo por unidad de longitud (Kgf/m). Corresponde a uno de los términos de la fórmula 4.100.

$$W_t = \gamma_t \times \pi \times e \times (D + e) \quad (4.131)$$

$$W_t = 7850 \frac{\text{Kgf}}{\text{m}^3} \times \pi \times 0.00635 \text{ m} \times (0.4445 + 0.00635) \text{ m}$$

$$W_t = 70.60 \frac{\text{Kgf}}{\text{m}^2}$$

L_4 : Longitud de la tubería a considerar en cada tramo. Generalmente es la distancia entre la junta de dilatación y el anclaje (m). $L_{4m} = 27 \text{ m}$. $L_{4j} = 3 \text{ m}$.

Reemplazando los respectivos valores se tiene

$$F_{4m} = 70.60 \frac{\text{Kgf}}{\text{m}^2} \times 27 \text{ m} \times \sin 15.4^\circ$$

$$F_{4m} = 506.22 \text{ Kgf}$$

$$F_{4j} = 70.60 \frac{\text{Kgf}}{\text{m}^2} \times 3 \text{ m} \times \sin 2^\circ$$

$$F_{4j} = 7.39 \text{ Kgf}$$

Fuerza debida a cambios de Temperatura en la Tubería F_5

Esta fuerza se origina cuando la tubería no tiene juntas de dilatación. Como se ha dicho anteriormente se instalará una junta después de cada anclaje por lo que no se considera esta fuerza.

Fuerza de Fricción en la Junta de Dilatación F_6

Un valor aproximado para esta fuerza se obtiene de la ecuación

$$F_6 = 10D \quad (4.132)$$

Donde el diámetro de la tubería D está en milímetros y la fuerza F_6 está en Kilogramo-fuerza.

$$F_{6m} = (10 \times 444.5) \text{Kgf}$$

$$F_{6m} = 4445 \text{ Kgf}$$

$$F_{6j} = (10 \times 444.5) \text{Kgf}$$

$$F_{6j} = 4445 \text{ Kgf}$$

Fuerza debida a la Presión Hidrostática dentro de las Juntas de Expansión F_7

$$F_7 = 3.1H_7 \times D \times e \quad (4.133)$$

Donde la fuerza F_7 esta en kilogramos fuerza.

H_7 : Presión estática en la tubería a la altura del anclaje incluido el aumento de altura por efecto del golpe de ariete (m). Para el anclaje en cuestión $H_7 = 40.3$ m

e : Espesor de la tubería (mm).

D : Diámetro de la tubería (m).

Sustituyendo los valores respectivos

$$F_{7m} = (3.1 \times 40.3 \times 0.4445 \times 6.35) \text{Kgf}$$

$$F_{7m} = 352.62 \text{ Kgf}$$

$$F_{7j} = (3.1 \times 40.3 \times 0.4445 \times 6.35) \text{Kgf}$$

$$F_{7j} = 352.62 \text{ Kgf}$$

Fuerza debida al cambio de diámetro en la Tubería F_8

En todo el trayecto, la tubería no va a variar su sección, por lo que no se presenta esta fuerza.

A continuación se presenta la dirección que tiene cada una de las fuerzas que actúan sobre el anclaje

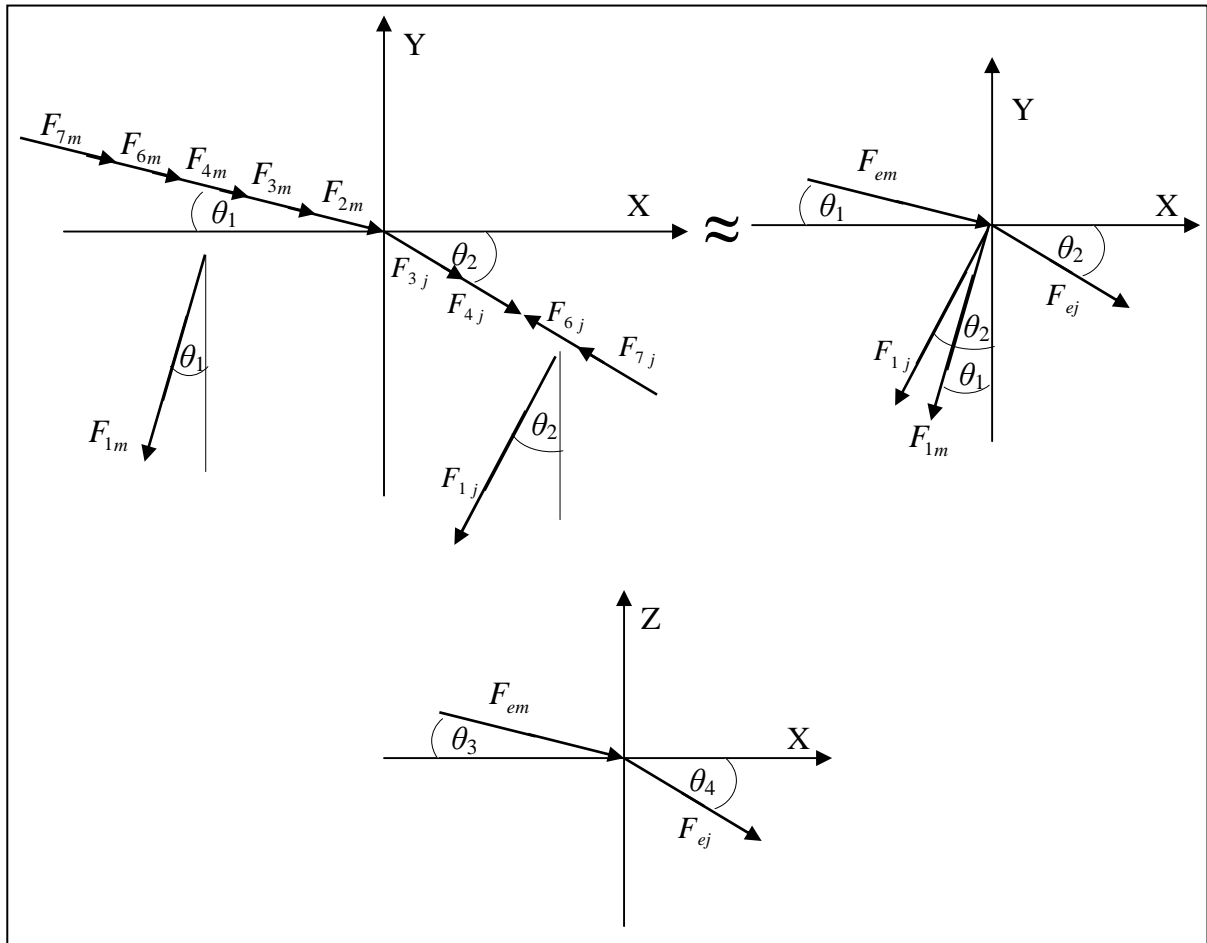


Figura 4.24: Diagrama de las fuerzas que actúan en un anclaje.

Las fuerzas paralelas a la tubería que actúan sobre el anclaje aguas arriba y aguas abajo se puede reducir a:

$$F_{em} = F_{2m} + F_{3m} + F_{4m} + F_{6m} + F_{7m} \quad (4.134)$$

$$F_{ej} = F_{2j} + F_{3j} + F_{4j} - F_{6j} - F_{7j} \quad (4.135)$$

$$F_{em} = (2612.11 + 6253.72 + 506.22 + 4445 + 352.62) \text{ Kgf}$$

$$F_{em} = 14169.68 \text{ Kgf}$$

$$F_{ej} = (6253.72 + 7.39 + 4445 + 352.62) \text{ Kgf}$$

$$F_{ej} = 1463.48 \text{ Kgf}$$

Las fuerzas resultantes que actúan sobre un anclaje que permite variar la pendiente vertical son:

La componente horizontal en el eje x

$$F_{xV} = -F_{1m} \sin \theta_1 + F_{em} \cos \theta_1 - F_{1j} \sin \theta_2 + F_{ej} \cos \theta_2 \quad (4.136)$$

$$F_{xV} = -653.02 \sin 15.4^\circ + 14169.68 \cos 15.4^\circ - 676.93 \sin 2^\circ + 1463.48 \cos 2^\circ$$

$$F_{xV} = 14926.48 \text{ Kgf}$$

La componente horizontal en el eje y

$$F_{yV} = -F_{1m} \cos \theta_1 - F_{em} \sin \theta_1 - F_{1j} \cos \theta_2 - F_{ej} \sin \theta_2 \quad (4.137)$$

$$F_{yV} = -653.02 \cos 15.4^\circ - 14169.68 \sin 15.4^\circ - 676.93 \cos 2^\circ - 1463.48 \sin 2^\circ$$

$$F_{yV} = -5120.02 \text{ Kgf}$$

La variación de la pendiente horizontal depende de los ángulos θ_3 y θ_4 . Sus valores son: $\theta_3 = 22^\circ$, $\theta_4 = 45^\circ$. Las fuerzas resultantes que actúan sobre un anclaje que permite variar la pendiente horizontal son:

La componente horizontal en el eje x

$$F_{xH} = F_{em} \cos \theta_3 + F_{ej} \cos \theta_4 \quad (4.138)$$

$$F_{xH} = 1416968 \cos 22^\circ + 146348 \cos 45^\circ$$

$$F_{xH} = 14172.74 \text{ Kgf}$$

La componente horizontal en el eje y

$$F_{zH} = F_{em} \sin \theta_3 + F_{ej} \sin \theta_4 \quad (4.139)$$

$$F_{zH} = 1416968 \sin 22^\circ + 146348 \sin 45^\circ$$

$$F_{zH} = 6342.89 \text{ Kgf}$$

Para el dimensionamiento del anclaje se sugieren las siguientes medidas y posteriormente el análisis de estabilidad comprobará si son suficientes para soportar las cargas sobre él aplicadas.

$$B = 3 D$$

$$C = 3 D$$

$$A = 4 D$$

$$F = A - 0.5 C \tan \theta_2$$

$$J = A + 0.5 C \tan \theta_1$$

$$H = 1.5 D + F$$

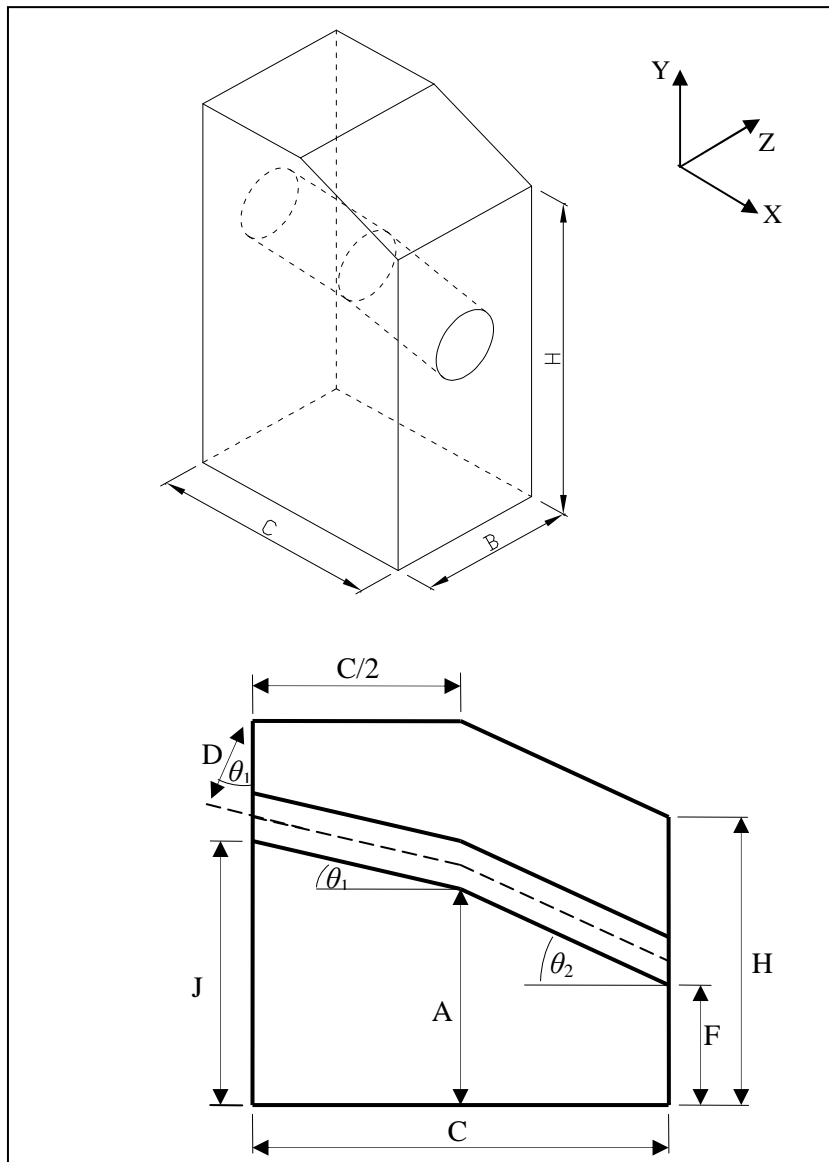


Figura 4.25: Dimensiones de un anclaje.

Es decir, sus dimensiones serían:

$$B = 3 \times 0.4445 = 1.33 \text{ m}$$

$$C = 3 \times 0.4445 = 1.33 \text{ m}$$

$$A = 4 \times 0.4445 = 1.77 \text{ m}$$

$$F = 1.77 - 0.5 \times 1.33 \tan 2^\circ = 1.75 \text{ m}$$

$$J = 1.77 + 0.5 \times 1.33 \tan 15.4^\circ = 1.96 \text{ m}$$

$$H = 1.5 \times 0.4445 + 1.75 = 2.42 \text{ m}$$

El volumen del concreto del anclaje se halla de:

$$V_c = V_{\text{tot}} - V_i \quad (4.140)$$

Donde:

V_{tot} : Volumen total del anclaje (m^3).

V_i : volumen de la tubería dentro del anclaje (m^3).

El volumen total del anclaje es:

$$V_{\text{tot}} = B \times \left(\frac{C}{4} \times 3(J + 1.5D \cos \theta_1) + H \right) \quad (4.141)$$

$$V_{\text{tot}} = 1.33 \times \left(\frac{1.33}{4} \times 3(1.96 + 1.5 \times 0.4445 \cos 15.4^\circ) + 2.42 \right) \text{m}^3$$

$$V_{\text{tot}} = 4.54 \text{ m}^3$$

El volumen de la tubería es:

$$V_i = \frac{\pi}{8} \times C \times (D + 2e) \times \left(\frac{1}{\cos \theta_1} + \frac{1}{\cos \theta_2} \right) \quad (4.142)$$

$$V_i = \frac{\pi}{8} \times 1.33 \times (0.4445 + 2 \times 0.00635) \times \left(\frac{1}{\cos 15.4^\circ} + \frac{1}{\cos 2^\circ} \right) \text{m}^3$$

$$V_i = 0.22 \text{ m}^3$$

Al reemplazar los valores en la ecuación 4.140:

$$V_c = (4.54 - 0.22) \text{ m}^3$$

$$V_c = 4.32 \text{ m}^3$$

El peso del concreto del anclaje es igual a:

$$G_c = \gamma_c \times V_c \quad (4.143)$$

Donde:

γ_c : Peso específico del material del bloque (Kgf/m³). Para concreto $\gamma_s = 2400 \text{ Kgf/m}^3$

$$G_c = 2400 \text{ Kgf/m}^3 \times 4.322 \text{ m}^3$$

$$G_c = 10384.54 \text{ Kgf}$$

Se verifica que se cumpla la siguiente condición:

$$e_{xc} < C/6$$

$$C/6 = 0.22 \text{ m}$$

e_{xc} se determina a través de la siguiente expresión

$$e_{xc} = \frac{(F_{em} \times \cos\theta_1 + F_{ej} \times \cos\theta_2) \times A}{F_{YV} + G_c} - \frac{(G_c + W_t + W_a) \times C/2}{F_{YV} + G_c} \quad (4.144)$$

Donde:

$W_t + W_a$ corresponde a la componente vertical del peso del agua y la tubería y se determina

por:

$$W_t + W_a = \frac{F_{1m}}{\cos\theta_1} + \frac{F_{1j}}{\cos\theta_2} \quad (4.145)$$

$$W_t + W_a = \left[\frac{653.02}{\cos 15.4^\circ} + \frac{676.93}{\cos 2^\circ} \right] = 1354.69 \text{ Kg}$$

Para determinar e_{xc} reemplazamos los correspondientes valores en la ecuación 4.144

$$e_{xc} = \frac{(14169.68 \times \cos 15.4^\circ + 1463.68 \times \cos 2^\circ) \times 1.77}{5120.02 + 10384.54} - \frac{(10384.54 + 1354.69) \times 1.33/2}{5120.02 + 10384.54}$$

$$e_{xc} = 1.006 \text{ m}$$

$$e_{xc} < C/6$$

$$1.006 < 0.22$$

La condición no se cumple. Se debe aumentar los valores de C en las dimensiones del anclaje. Se realiza un nuevo intento con $C = 2.28$ m. Los valores de A y B no se alteran. Nuevamente se realiza el proceso de cálculo, y se tiene los siguientes valores:

$$F = 1.73 \text{ m}$$

$$J = 2.09 \text{ m}$$

$$H = 2.40 \text{ m}$$

$$V_{\text{tot}} = 8.06 \text{ m}^3$$

$$V_t = 0.38 \text{ m}^3$$

$$G_c = 18439.15 \text{ Kgf}$$

$$C/6 = 0.38 \text{ m}$$

$$e_{xc} = 0.26 \text{ m}$$

Esta vez la condición $e_{xc} < C/6$ se cumple:

$$0.26 < 0.38$$

Se debe satisfacer a la relación entre los momentos M_{XC} y M_{XB} con la componente vertical F_{YV} :

$$\frac{M_{XC}}{F_{YV}} \geq 1.5 \qquad \frac{M_{XB}}{F_{YV}} \geq 1.5$$

donde los momentos son igual a

$$M_{XC} = F_{YV} \times \frac{L_s}{2} - (F_{XV} + F_{XH}) \times \frac{C}{2} \quad (4.146)$$

$$M_{XB} = F_{YV} \times \frac{L_s}{2} - F_{ZH} \times \frac{B}{2} \quad (4.147)$$

$$M_{XC} = \left[5120.02 \times \frac{6}{2} - (14926.48 + 14172.74) \times \frac{2.28}{2} \right] \text{Kgf} \cdot \text{m}$$

$$M_{XC} = 17813.95 \text{ Kgf} \cdot \text{m}$$

$$M_{XC} = \left[5120.02 \times \frac{6}{2} - 6342.89 \times \frac{1.33}{2} \right] \text{Kgf} \cdot \text{m}$$

$$M_{XB} = 11130.94 \text{ Kgf} \cdot \text{m}$$

Comparando los valores de las condiciones antes mencionadas

$$\frac{M_{XC}}{F_{YV}} \geq 1.5$$

$$3.47 \geq 1.5$$

$$\frac{M_{XB}}{F_{YV}} \geq 1.5$$

$$2.17 \geq 1.5$$

Ambas condiciones se cumplen satisfactoriamente:

Para que el anclaje no se entierre debe garantizarse que el esfuerzo de compresión transmitido al terreno δ_c no sea superior a la capacidad portante del terreno δ_{ad} y que el esfuerzo de tracción δ_t sea mayor a cero. Para determinar δ_c y δ_t se usa las fórmulas 4.125 y 4.126 respectivamente.

$$\delta_c = \frac{\sum F_V}{B \times C} \left(1 + \frac{6e_x}{C} \right)$$

$$\delta_t = \frac{\sum F_V}{B \times C} \left(1 - \frac{6e_x}{C} \right)$$

En la sumatoria de fuerzas verticales debe estar incluido el peso del concreto del anclaje, es decir

$$\sum F_V = G_c + W_t + W_a + F_{em} \sin \theta_1 + F_{ej} \sin \theta_2 \quad (4.148)$$

$$\sum F_V = (18439.15 + 1354.69 + 14169.68 \sin 15.4^\circ + 1463.68 \sin 2^\circ) \text{Kgf}$$

$$\sum F_V = 23607.77 \text{ Kgf}$$

Los valores de las tensiones son:

$$\delta_c = \frac{23607.77}{1.33 \times 2.28} \left(1 + \frac{6 \times 0.29}{2.28} \right) \frac{\text{Kgf}}{\text{m}^2}$$

$$\delta_c = 13754.03 \text{ Kgf/m}^2$$

$$\delta_c = \frac{23607.77}{1.33 \times 2.28} \left(1 - \frac{6 \times 0.29}{2.28} \right) \frac{\text{Kgf}}{\text{m}^2}$$

$$\delta_t = 1775.02 \text{ Kgf/m}^2$$

Reacordando que la tensión de compresión del terreno es $\delta_{ad} = 28000 \text{ Kgf/m}^2$

$$13754.03 < 28000$$

$$1775.02 > 0$$

Las condiciones se cumplen satisfactoriamente.

Se ha diseñado un anclaje y un apoyo para el sistema de tubería, el diseño de todos los apoyos y anclajes es idéntico al descrito en el proceso.

En el Plano E-001-2010 y en el Anexo 3.5, se indica el sitio en el que estaría localizado el tanque de presión, el trayecto que tendría la tubería desde el tanque hasta el ingreso a casa de máquinas.

Los Planos E-001-IIIB6-2010, E-001-III-7E3-2010 detallan la manera en la que debería ubicarse la tubería de presión dentro de casa de máquinas y como acoplarse con la tubería del SAE ya existente.

En el interior de Casa de Máquinas la Tubería de Presión irá soportada por estructuras metálicas, las mismas que cumplirán las funciones de apoyos y anclajes. El cálculo de las fuerzas que actúan sobre las estructuras es de idéntica forma al que se utilizó en el diseño de apoyos y anclajes. Con el uso del programa SAP 2000 se realizó el diseño de las estructuras y se comprobó la distancia entre apoyos que soportan la tubería en el interior de Casa de Máquinas. Ver Anexo 5.

4.4 Análisis de los sistemas de transferencia de calor [13] y [14].

Se realiza el análisis de dos tipos de intercambiadores de calor de las unidades de la Fase C, ya que es imposible obtener información completa que permita analizar todos los enfriadores. Siendo efectos de estudio el intercambiador de calor de coraza y tubos del transformador y los radiadores del generador.

4.4.1 Análisis en condiciones actuales de funcionamiento

4.4.1.1 Intercambiador de calor de Coraza y Tubos

El principio fundamental para realizar el análisis de un intercambiador de calor de Coraza y Tubos se basa en el coeficiente global de transferencia de calor U_0 , el cual está en función del flujo másico, la velocidad del fluido y el número de Reynolds y se define de la siguiente manera:

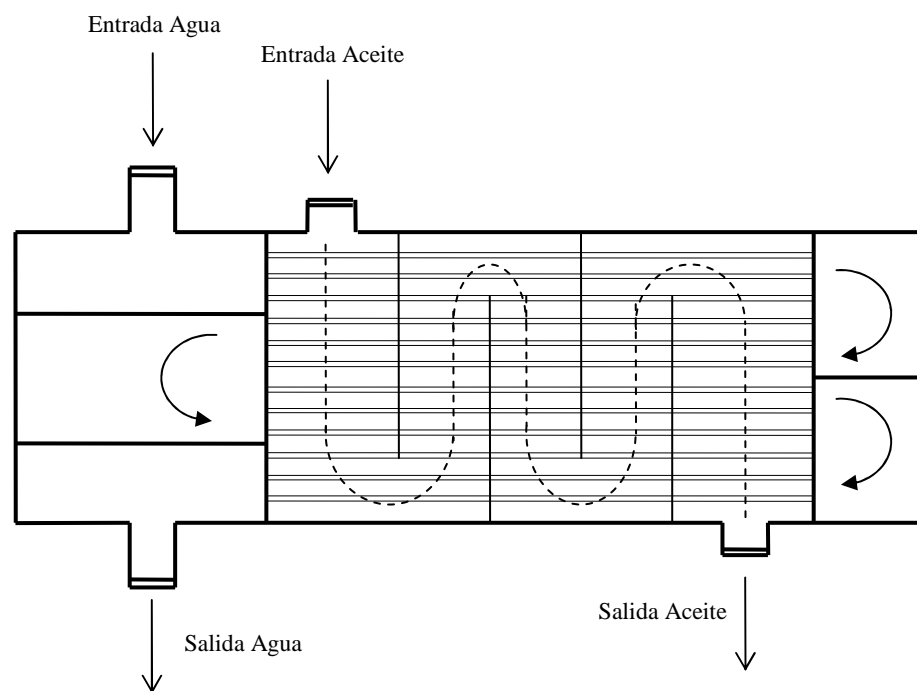


Figura 4.26: Esquema Intercambiador de calor de Coraza y Tubos.

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_s} + R_{f,o} + R_w + \left(R_{f,i} + \frac{1}{\alpha_i} \right) \left(\frac{A_o}{A_i} \right)} \quad (4.149)$$

Donde:

α_s : Coeficiente convectivo exterior.

$R_{f,o}$: Resistividad térmica por ensuciamiento al exterior de los tubos.

R_w : Resistividad debido al material de la tubería.

$R_{f,i}$: Resistividad térmica por ensuciamiento al interior de los tubos.

α_i : Coeficiente convectivo interior.

$\frac{A_o}{A_i}$: Relación entre el área exterior y el área interior de transferencia de calor dada por el

banco de tubos.

Coeficiente Convectivo interior:

En el intercambiador de calor la transferencia se da por una convección forzada tanto por las superficies interiores y exteriores. Una bomba es la encargada de enviar el agua de enfriamiento al banco de tubos del intercambiador, constituyéndose en un flujo forzado del fluido. Para la obtención del coeficiente convectivo interior realizamos el siguiente procedimiento:

Según datos de funcionamiento de registros de operación, el caudal total que ingresa al intercambiador es:

$$Q_{TOTAL} = 0.0058 \frac{m^3}{s}$$

El análisis para el coeficiente convectivo interior se realiza para un solo tubo. Si el intercambiador de calor es de cuatro pasos, el caudal en cada tubo es:

$$Q_{TUBO} = \frac{Q_{TOTAL}}{\#Tubos/paso} = \frac{0.0058 m^3/s}{122} \quad (4.150)$$

$$Q_{TUBO} = 4.78156 \times 10^{-5} m^3/s$$

Con este caudal, se obtiene la velocidad del fluido que circula por el interior de las tuberías

$$Q = A * V \Rightarrow V = \frac{Q_{TUBO}}{A} = \frac{4.78156 \times 10^{-5} m^3/s}{\frac{\pi}{4} (0.013m)^2} \quad (4.151)$$

$$V = 0.36024 \frac{m}{s}$$

Las propiedades del fluido son determinadas por la temperatura media T_b , a presión atmosférica, aunque el fluido se encuentra sometido a cierta presión en el interior del equipo:

$$T_b = \frac{T_{entrada} + T_{salida}}{2} \quad (4.152)$$

$$T_b = \frac{(16 + 25.95)^\circ C}{2} = 20.975^\circ C$$

Con el valor de T_b calculado, se obtiene el valor de Prandt en el Anexo 4.1:

$$Pr = 6.81$$

La viscosidad cinemática es requerida para el cálculo del Reynolds, y se lo puede obtener en el Anexo 3.4, con la temperatura media T_b :

$$T_b = 20.975^\circ C \Rightarrow \nu = 9.9543 \times 10^{-7} \frac{m^2}{s}$$

$$Re = \frac{V * D}{\nu} \quad (4.153)$$

$$Re = \frac{(0.36024 m/s)(0.013m)}{9.9543 \times 10^{-7} \frac{m^2}{s}} = 4704.62$$

Donde, D es igual al diámetro interior de la tubería por donde circula el agua en el intercambiador de calor.

Una vez obtenido Re , se procede a calcular el número de Nusselt [15] correspondiente a flujo turbulento completamente desarrollado válido para valores entre $3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6$ y $0.5 < Pr < 2000$, mediante la ecuación:

$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \quad (4.154)$$

Donde:

$$f = (0.790 \ln Re - 1.64)^{-2}$$

$$f = (0.790 \ln 4704.62 - 1.64)^{-2} = 0.039$$

Reemplazando en la ecuación se tiene:

$$Nu = \frac{(0.039/8)(4704.62 - 1000)6.81}{1+12.7(0.039/8)^{1/2}(6.81^{2/3}-1)} = 37.49$$

Para calcular el coeficiente convectivo interior se emplea la siguiente ecuación:

$$h_i = \frac{Nu * K}{L_c} \quad (4.155)$$

Donde:

K : Conductividad térmica del fluido a la temperatura media T_b .

L_c : Longitud característica, que para un tubo circular hueco es igual al diámetro interior.

$$h_i = \frac{37.49 \left(0.603781 \frac{W}{m^{\circ}C} \right)}{0.013m}$$

$$h_i = 1741.53 \frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C}$$

Factor de ensuciamiento interior:

El fluido que circula interiormente es agua, su factor de ensuciamiento se encuentra en el Anexo 4.2, y este depende del coeficiente convectivo interior.

Se toma el mayor factor de ensuciamiento ya que el agua que circula contiene gran cantidad de sedimentos.

$$R_{fi} = 2.5 \times 10^{-4} \frac{m^2 \circ k}{W}$$

Coefficiente convectivo exterior:

Como fue indicado anteriormente, la transferencia se da por una convección forzada exteriormente, ya que el aceite circula a través del intercambiador con la ayuda de una bomba. Es así que para la obtención del coeficiente convectivo exterior realizamos el siguiente procedimiento:

α_s : Coeficiente de transferencia de calor del fluido en la coraza.

$$\alpha_s = \alpha_i (J_c J_l J_b J_s J_r) = \alpha_i (J_{tot}) \quad (4.156)$$

α_i : Coeficiente de transferencia de calor para un banco de tubos ideal.

$$\alpha_i = j_i (C_p)_s m_s (Pr_s)^{\frac{2}{3}} (\phi_s)^r \quad (4.157)$$

$$j_i = a_1 \left(\frac{1.33}{L_{tp}/D_t} \right)^a (Re_s)^{a_2} \quad (4.158)$$

$$a = \frac{a_3}{1 + 0.14(Re_s)^{a_4}} \quad (4.159)$$

$$Re_s = \frac{D_t * \dot{m}_s}{\eta_s} \quad (4.160)$$

Donde:

D_t : Diámetro del tubo.

η_s : Viscosidad dinámica del fluido en la coraza.

$\dot{m}_s \left(\frac{kg}{m^2 s} \right)$: Velocidad másica del fluido en el espacio entre deflectores (lado de la coraza).

$$\dot{m}_s = \frac{\dot{M}_s}{S_m} (10^6) \frac{kg}{m^2 s} \quad (4.161)$$

Donde:

$\dot{M}_s \left(\frac{kg}{s} \right)$: Flujo de masa que entra a la coraza.

$$\dot{M}_s = Q * \delta \quad (4.162)$$

$$\dot{M}_s = 67 \frac{m^3}{h} * \delta = \left(0.0186 \frac{m^3}{s} \right) \left(874.6 \frac{kg}{m^3} \right)$$

$$\dot{M}_s = 16.28 \frac{kg}{s}$$

(10⁶): De mm² a m².

S_m (mm²): Área de flujo cruzado relativa a la línea central del haz de tubos.

$$S_m = L_{bc} \left[L_{bb} + \frac{D_{ctl}}{L_{tp, eff}} (L_{tp} - D_t) \right] \quad (mm^2) \quad (4.163)$$

Estas dimensiones se detallan en la Figura 4.27 y Figura 4.28.

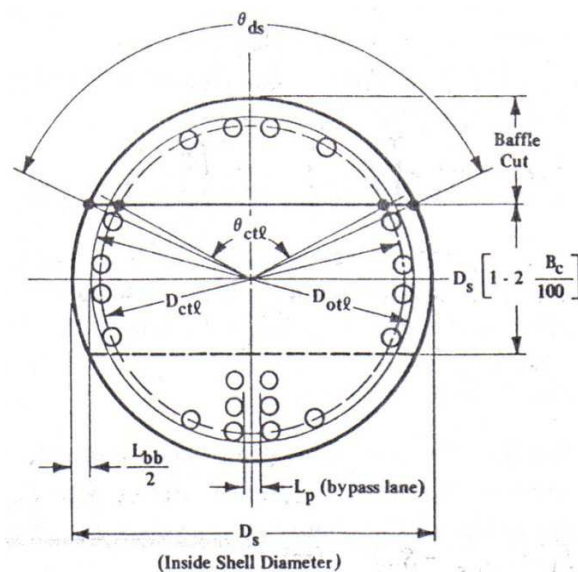


Figura 4.27: Relaciones geométricas del Intercambiador de calor de Coraza y tubos.

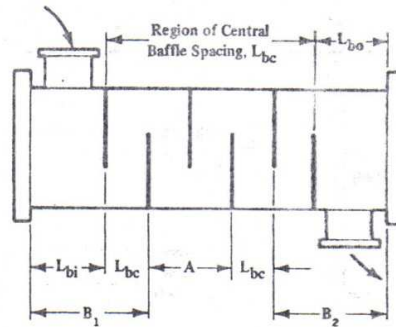


Figura 4.28: Distribución de deflectores.

Donde:

L_{bc} (mm): Espacio entre deflectores. Su dimensión está sujeta a dos limitaciones que se basan en prácticas establecidas para conseguir una buena distribución de flujo y un adecuado soporte de los tubos.

Para lograr una buena distribución de flujo, se establece como regla que el espacio mínimo sea el 20% del diámetro de la coraza ($0.2 D_s$), pero no menor que aproximadamente 50mm.

$$L_{bc} = 0.2D_s \quad (4.164)$$

El valor que tenemos por catálogo de L_{bc} es:

$$L_{bc} = 220mm$$

L_{bb} (mm): Espacio entre diámetros de la coraza y haz de tubos.

$$L_{bb} = 4cm = 40mm$$

L_{tp} (mm): Distancia entre los ejes de los tubos.

$$L_{tp} = 19.5mm$$

$L_{tp,eff}$ (mm): L_{tp} para un arreglo de 30° y 90° , este valor se puede encontrar en el Anexo 4.3.

$$L_{tp,eff} = 0.5L_{tp} \quad (4.165)$$

$$L_{tp,eff} = 0.5(19.5)mm = 9.75mm$$

D_{cti} (mm): Longitud o diámetro entre centros de tubos exteriores.

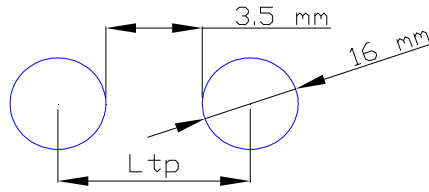


Figura 4.29: Dimensión de L_{tp} .

$$D_{ctl} = D_{oit} - D_t \quad (mm) \quad (4.166)$$

$$D_{oit} = D_s - 4cm = (492 - 40)mm = 452mm$$

$$D_{ctl} = (452 - 16)mm$$

$$D_{ctl} = 436mm$$

Sustituyendo en la ecuación 4.163 se tiene:

$$S_m = 220 \left[40 + \frac{436}{9.75} (19.5 - 16) \right] \quad (mm^2)$$

$$S_m = 43232.82mm^2$$

Sustituyendo en la ecuación 4.161 se tiene:

$$\dot{m}_s = \frac{\dot{M}_s}{S_m} (10^6) = \frac{16.28 \frac{kg}{s}}{43232.82 mm^2} (10^6) = 376.50 \quad \frac{kg}{m^2 s}$$

η_s : Viscosidad dinámica del aceite a 40 °C. Ver Anexo 4.11.

$$\eta_s = 0.007329 \frac{N.s}{m^2}$$

Sustituyendo en la ecuación 4.160 se tiene:

$$Re_s = \frac{(0.016m) \left(376.50 \frac{kg}{m^2 s} \right)}{0.007329 \frac{N.s}{m^2}} = 821.95$$

Con este valor de Reynolds se ingresa al Anexo 4.4, y se obtiene los datos que se muestran en la Tabla 4.33.

TABLA 4.33: COEFICIENTES PARA LA OBTENCIÓN DE j_i .

Layout angle	Reynolds	a_1	a_2	a_3	a_4
30°	10^3-10^2	0.593	-0.477	1.45	0.519

Sustituyendo los coeficientes en la ecuación 4.159 se tiene:

$$a = \frac{1.45}{1 + 0.14(821.95)^{0.519}} = 0.260$$

Reemplazando los valores en la ecuación 4.158, se tiene:

$$j_i = a_1 \left(\frac{1.33}{L_{tp}/D_t} \right)^a (\text{Re}_s)^{a_2} = 0.593 \left(\frac{1.33}{19.5/16} \right)^{0.2182} (821.95)^{-0.477}$$

$$j_i = 0.0247$$

Una vez calculado el valor de j_i , se procede a calcular α , para lo cual se tiene:

$(C_p)_s \left(\frac{J}{kg^\circ k} \right)$: Calor específico.

$$(C_p)_s = 1863.126 \frac{J}{kg^\circ k}$$

$\lambda_s \left(\frac{W}{m^\circ k} \right)$: Conductividad Térmica.

$$\lambda_s = 0.125 \frac{W}{m^\circ k}$$

Pr_s : Número de Prandtl del fluido de la coraza.

$$Pr_s = \frac{C_{p_s} \cdot \eta_s}{\lambda_s} \quad (4.167)$$

$$Pr_s = \frac{\left(1863.126 \frac{N.m}{kg^{\circ}k}\right) \left(0.007329 \frac{\frac{kg.m}{s^2} * s}{m^2}\right)}{0.125 \frac{N.m}{m^{\circ}C.s}} = 109.24$$

$(\phi_s)^r$: Factor de corrección por efectos de variación en los valores de la viscosidad dinámica como resultado de las temperaturas del fluido y del tubo.

$$(\phi_s)^r = \left(\frac{\eta_s}{\eta_{s,w}}\right)^{0.14} \quad (4.168)$$

$\eta_{s,w}$: Viscosidad dinámica del fluido en la coraza evaluada a temperatura de la pared del tubo,

T_w .

Temperatura asumida de la pared del tubo. $T_w = 30^{\circ}C$.

Viscosidad dinámica del fluido a T_w .

$$\mu = \nu * \delta \quad (4.169)$$

Donde:

$\mu = \eta_{s,w}$: Viscosidad dinámica del fluido.

ν : Viscosidad cinemática del fluido a T_w .

$$\nu = 8.38 \text{ cst.}$$

δ : Densidad del fluido a T_w .

$$\delta = 874.6 \frac{kg}{m^3}$$

Reemplazando los valores en la ecuación 4.169, se tiene:

$$\mu = 18.02 \text{ cst} \left(\frac{1 \frac{m^2}{s}}{1 \times 10^6 \text{ cst}} \right) \left(874.6 \frac{kg}{m^3} \right) = 0.0157 \frac{N.s}{m^2}$$

Sustituyendo los coeficientes en la ecuación 4.168 se tiene:

$$(\phi_s)^r = \left(\frac{\eta_s}{\eta_{s,w}} \right)^{0.14} = \left(\frac{0.007329 \frac{N \cdot s}{m^2}}{0.0157 \frac{N \cdot s}{m^2}} \right)^{0.14} = 0.899$$

Finalmente para calcular el coeficiente de transferencia de calor para un banco de tubos ideal α_i , sustituimos los valores obtenidos en la ecuación 4.157:

$$\begin{aligned} \alpha_i &= j_i (Cp)_s m_s (Pr_s)^{\frac{2}{3}} (\phi_s)^r \\ \alpha_i &= 0.02471 \left(1863.126 \frac{J}{kg \cdot K} \right) \left(376.50 \frac{kg}{m^2 \cdot s} \right) (109.24)^{-\frac{2}{3}} (0.899) \\ \alpha_i &= 681.304 \frac{W}{m^2 \cdot K} \end{aligned}$$

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor del fluido en la coraza α_s , se deben tomar en cuenta algunos factores de corrección, los que analizaremos a continuación:

$$\alpha_s = \alpha_i (J_c J_l J_b J_s J_r)$$

J_c : Factor de corrección por efecto del flujo en la ventana del deflector.

$$J_c = 0.55 + 0.72 F_c \quad (4.170)$$

$$F_c = 1 - 2 F_w \quad (4.171)$$

$$F_w = \frac{\theta_{ctl}}{360} + \frac{\sin \theta_{ctl}}{2\pi} \quad (4.172)$$

$$\theta_{ctl} = 2 \cos^{-1} \left\{ \frac{D_s}{D_{ctl}} \left[1 - 2 \left(\frac{B_c}{100} \right) \right] \right\} \quad (\text{deg}) \quad (4.173)$$

B_c (%): Porcentaje deflector segmentado, valor recomendado en la Figura 4.30, en función de

la relación, $\frac{L_{bc}}{D_s} = \frac{220}{492} = 0.45$.

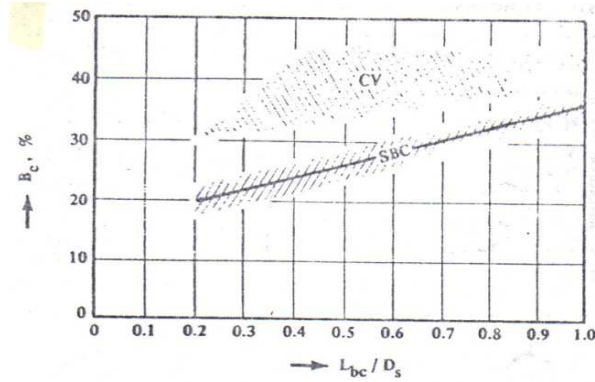


Figura 4.30: Valor de B_c (%) recomendado.

Se obtiene un valor de $B_c = 25\%$.

Reemplazando en las ecuaciones 4.170 a la 4.173 se tiene:

$$\theta_{ctf} = 2\text{Cos}^{-1} \left\{ \frac{492\text{mm}}{436\text{mm}} \left[1 - 2 \left(\frac{25}{100} \right) \right] \right\} = 111.30^\circ$$

$$F_w = \frac{111.30^\circ}{360} + \frac{\text{Sin}(111.30^\circ)}{2\pi} = 0.16$$

$$F_c = 1 - 2(0.16) = 0.68$$

$$J_c = 0.55 + 0.72(0.68) \Rightarrow \boxed{J_c = 1.04}$$

J_1 : Factor de corrección por efectos de fugas del fluido en el deflector. Las fugas ocurren en el espacio entre el diámetro interno de la coraza y el deflector; y el espacio entre el diámetro exterior del tubo y el agujero del deflector. Las fugas del fluido en estas dos zonas influyen en el coeficiente de transferencia de calor y en la caída de presión del fluido en la coraza.

El valor de J_1 se puede determinar en la Figura 4.31.

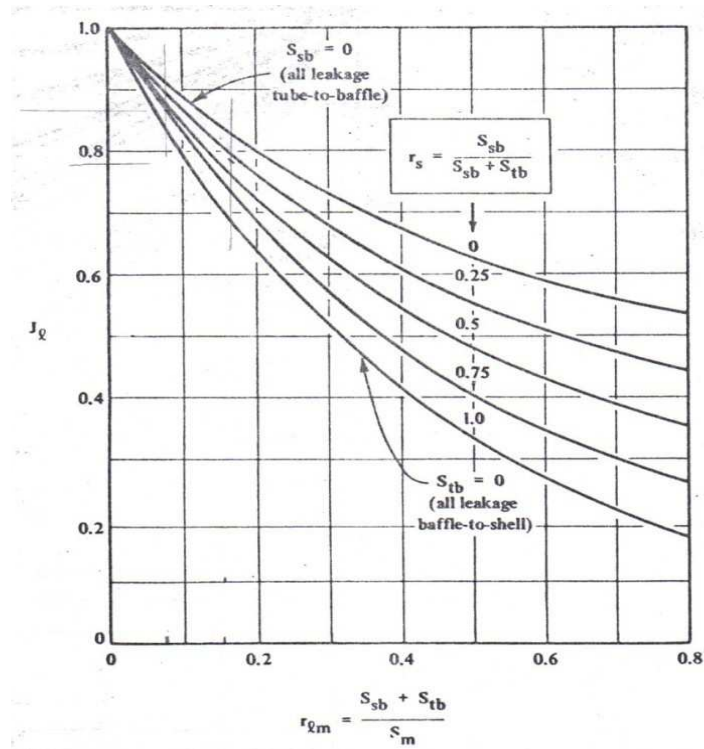


Figura 4.31: Factor de corrección J_l en función de r_{lm} y r_s .

Para ingresar a la figura se requiere las siguientes relaciones:

$$r_s = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}} \quad (4.174) \quad ; \quad r_{lm} = \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m} \quad (4.175)$$

Donde:

S_{sb} : Área de fuga del fluido entre coraza y deflector.

$$S_{sb} = 0.00436 D_s L_{sb} (360 - \theta_{ds}) \quad (4.176)$$

$$\theta_{ds} = 2 \cos^{-1} \left[1 - 2 \left(\frac{Bc}{100} \right) \right] \quad (4.177)$$

L_{sb} (mm): Espacio entre diámetros de coraza y deflector. Su valor se encuentra en la Figura 4.32.

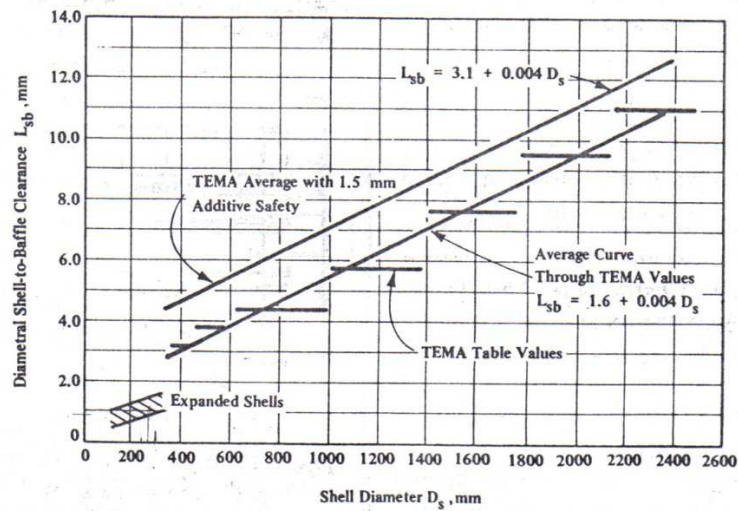


Figura 4.32: L_{sb} en función del D_s .

De la figura se obtiene, un $L_{sb} = 3.4$ mm.

En las ecuaciones 4.176 y 4.177 se obtiene:

$$\theta_{ds} = 2\cos^{-1}\left[1 - 2\left(\frac{25}{100}\right)\right] = 120^\circ$$

$$S_{sb} = 0.00436 D_s L_{sb} (360 - \theta_{ds})$$

$$S_{sb} = 0.00436(492\text{mm})(3.4\text{mm})(360^\circ - 120^\circ)$$

$$S_{sb} = 1750.42\text{mm}^2$$

S_{tb} (mm^2): Es igual a la siguiente ecuación:

$$S_{tb} = (S_{tb})_1 (N_u) (1 - F_w) \quad (\text{mm}^2) \quad (4.178)$$

$(S_{tb})_1$: Área de fuga del fluido entre el tubo y deflector. Puede valorarse en la Figura 4.34, ingresando con D_t y con L_{tb} .

L_{tb} : Valor que se puede encontrar en la Figura 4.33 (3.3.5-13), ingresando con D_t y L_b .

Para el Acero grupo A, tenemos:

$$L_b \text{ máx} = 68D_t + 228 = 1316 \text{ mm.}$$

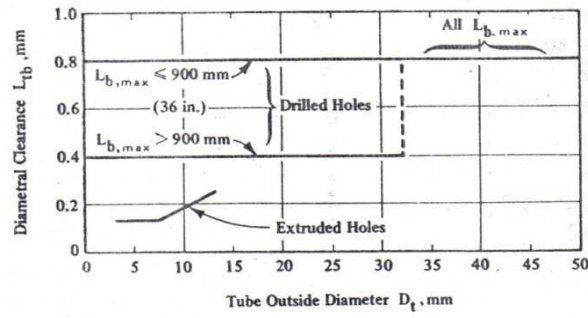


Figura 4.33: L_{tb} en función de D_t , y L_b máx.

Como L_b máx es mayor que 900mm, se obtiene un valor de:

$$L_{tb} = 0.4 \text{ mm}$$

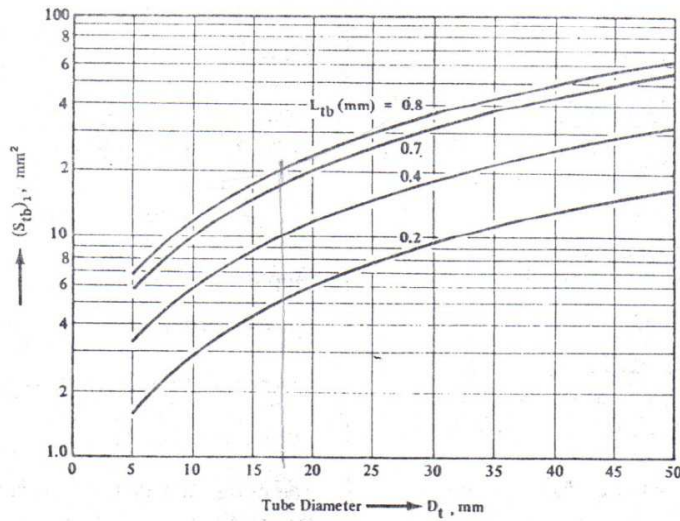


Figura 4.34: Valor de $(S_{tb})_1$.

Ingresando en la Figura 4.34 con el valor de: D_t y L_{tb} , se obtiene un $(S_{tb})_1 = 9\text{mm}^2$.

N_{tt} = Número total de tubos.

$$N_{tt} = 490 \text{ tubos}$$

Reemplazando los valores en la ecuación 4.178, se tiene:

$$S_{tb} = (S_{tb})_1 (N_{tt}) (1 - F_w) \quad (\text{mm}^2)$$

$$S_{tb} = (9\text{mm}^2)(490)(1 - 0.16)$$

$$S_{tb} = 3700.44\text{mm}^2$$

Sustituyendo los valores calculados en las ecuaciones 4.174 y 4.175, se obtienen los siguientes resultados:

$$r_s = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}} = \frac{1750.42mm^2}{1750.42mm^2 + 3700.44mm^2} = 0.32$$

$$r_{im} = \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m} = \frac{(1750.42 + 3700.44)mm^2}{43232.82mm^2} = 0.13$$

Resultados con los cuales ingresamos en la Figura 4.31, obteniendo el siguiente resultado:

$$J_l = 0.84$$

J_b: Factor de corrección por efecto de bypass del fluido entre el haz de tubos y la coraza.

$$J_b = \exp \left[- C_{bh} F_{sbp} \left(1 - \sqrt[3]{2 r_{ss}} \right) \right] \quad (4.179)$$

$$F_{sbp} = \frac{S_b}{S_m} \quad (4.180) \quad ; \quad r_{ss} = \frac{N_{ss}}{N_{tcc}} \quad (4.181)$$

Donde:

S_b= Área del by pass.

$$S_b = L_{bc} \left[(D_s - D_{otl}) + L_{pl} \right] \quad (mm^2) \quad (4.182)$$

L_{pl}= 0; para cálculos estándar.

$$S_b = 220mm \left[(492 - 452)mm + 0 \right] \quad (mm^2) = 8800mm^2$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 4.180, se tiene:

$$F_{sbp} = \frac{S_b}{S_m} = \frac{8800mm^2}{43232.82mm^2} = 0.204$$

N_{ss}: Número de pares de sellos de un deflector longitudinal.

Para cada 6 filas de tubos es recomendado; **N_{ss}**= 1.

N_{tcc}: Número de filas de tubos entre el extremo del deflector y una sección de flujo cruzado en el deflector.

$$N_{icc} = \frac{D_s}{L_{pp}} \left(1 - 2 \left(\frac{B_c}{100} \right) \right) \quad (4.183)$$

Donde L_{pp} se puede obtener en el Anexo 4.3 para un arreglo a 30° , obteniéndose:

$$L_{pp} = 0.866L_p = 0.866(19.5mm) = 16.887mm$$

$$N_{icc} = \frac{492mm}{16.887mm} \left(1 - 2 \left(\frac{25}{100} \right) \right) = 14.57$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 4.181, se tiene:

$$r_{ss} = \frac{N_{ss}}{N_{icc}} = \frac{1}{14.57} = 0.069$$

$C_{bh}=1.25$; Para fluido turbulento y transitorio con un $Re_s > 100$.

Reemplazando todos los valores, en la ecuación 4.179, se tiene:

$$J_b = \exp \left[- (1.25)(0.204) \left(1 - \sqrt[3]{2(0.069)} \right) \right]$$

$$\boxed{J_b = 0.88}$$

J_r : Factor de corrección para gradientes de temperatura adversas en flujo laminar. El valor recomendado para éste factor es:

$$\boxed{J_r = 1}$$

J_s : Factor de corrección por espacios desiguales de los deflectores en la entrada (L_{bi}) y la salida del fluido (L_{bo}), véase Figura 4.28.

Para su cálculo se tiene la siguiente ecuación:

$$J_s = \frac{(N_b - 1) + (L_i^*)^{(1-n)} + (L_o^*)^{(1-n)}}{(N_b - 1) + (L_i^*) + (L_o^*)} \quad (4.184)$$

$$L_i^* = \frac{L_{bi}}{L_{bc}} \quad ; \quad L_o^* = \frac{L_{bo}}{L_{bc}} \quad (4.185)$$

Donde:

$N_b = 6$; Número de deflectores.

$n = 0.6$; Flujo turbulento.

L_{bi} : Longitud de entrada del fluido.

L_{bo} : Longitud de salida del fluido.

$$L_{bi} = L_{bo} = 250mm$$

$$L_i^* = \frac{L_{bi}}{L_{bc}} = \frac{250mm}{220mm} = 1.14 \quad ; \quad L_o^* = \frac{L_{bo}}{L_{bc}} = 1.14$$

Reemplazando los valores obtenidos se tiene un valor de J_s igual a:

$$J_s = \frac{(6-1) + (1.14)^{(1-0.6)} + (1.14)^{(1-0.6)}}{(6-1) + (1.14) + (1.14)}$$

$$J_s = 0.98$$

Con todos los valores obtenidos, se encuentra con la ecuación 4.156 el coeficiente de transferencia de calor del fluido en la coraza α_s .

$$\alpha_s = \alpha_i (J_c J_l J_b J_s J_r) = \alpha_i (J_{tot})$$

$$\alpha_s = 681.30(1.04)(0.84)(0.88)(1)(0.97)$$

$$\alpha_s = 681.30(0.74)$$

$$\alpha_s = 513.23 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Factor de ensuciamiento exterior:

El fluido que circula exteriormente a refrigerar es aceite de tipo Shell Diala AX, cuya viscosidad cinemática a una temperatura de 40°C es 8.38 cst. Su factor de ensuciamiento se encuentra en el Anexo 4.2, este depende del coeficiente convectivo exterior y de las características antes mencionadas.

$$\mu = 0.00729 \frac{N.s}{m^2} = 7.29 \times 10^{-3} \frac{N.s}{m^2}$$

$$2.5 \times 10^{-3} \frac{N.s}{m^2} < \mu < 50 \times 10^{-3} \frac{N.s}{m^2} \Rightarrow \text{Heavy organics}^f$$

$$R_{f\infty} = 2 \times 10^{-4} \frac{m^2 \circ k}{W}$$

Cálculo del Calor:

Calor Teórico:

El calor transmitido en el proceso de transferencia de calor realizado en el intercambiador de calor de coraza y tubos, se puede analizar con la siguiente ecuación:

$$q = UAF LMTD \quad (4.186)$$

Donde:

U : Coeficiente global de transferencia de calor.

A : Área total de transferencia de calor:

F : Factor de corrección.

$LMTD$: Diferencia de Temperatura Media Logarítmica.

$$LMTD = \frac{\Delta T_B - \Delta T_A}{\ln\left(\frac{\Delta T_B}{\Delta T_A}\right)} \quad (4.187)$$

Para el cálculo de LMTD, se requieren las temperaturas de entrada y salida tanto del agua como del aceite. En este momento solo son conocidas las temperaturas del aceite que es el fluido a refrigerar, y la temperatura de entrada del agua. Se requiere saber a que temperatura saldrá el agua, para lo cual se utiliza el calor sensible que será igual tanto para el agua como para el aceite:

$$q_A = \dot{m}_A \times c_A \times \Delta T_A$$

Donde:

\dot{m}_A : Flujo másico del aceite.

c_A : Calor específico del aceite.

ΔT_A : Variación de temperatura del aceite.

$$q_{H_2O} = \dot{m}_{H_2O} \times c_{H_2O} \times \Delta T_{H_2O}$$

Al igualar las dos ecuaciones tenemos:

$$\dot{m}_A \times c_A \times \Delta T_A = \dot{m}_{H_2O} \times c_{H_2O} \times \Delta T_{H_2O}$$

$$16.2772681 \frac{kg}{s} \times 1863.126 \frac{J}{kg \cdot K} \times (48 - 40)^\circ C = 5.8335 \frac{kg}{s} \times 4180.1 \frac{J}{kg \cdot K} \times (T_{S_{H_2O}} - 16)^\circ C$$

$$T_{S_{H_2O}} = 25.9494^\circ C$$

Teniendo las temperaturas requeridas, y sabiendo que el proceso de transferencia de calor se da en flujo contracorriente, utilizamos las siguientes ecuaciones para el cálculo de *LMTD*.

$$\Delta T_B = T_{S_A} - T_{E_{H_2O}} \quad (4.188)$$

Donde:

$T_{S_A} = 40^\circ C$; Temperatura de salida del aceite.

$T_{E_{H_2O}} = 16^\circ C$; Temperatura de entrada del agua.

$$\Delta T_B = (40 - 16)^\circ C = 24^\circ C$$

$$\Delta T_A = T_{E_A} - T_{S_{H_2O}} \quad (4.189)$$

Donde:

$T_{E_A} = 48^\circ C$; Temperatura de entrada del aceite.

$T_{S_{H_2O}} = 25.9494^\circ C$; Temperatura de salida del agua.

$$\Delta T_A = (48 - 25.95)^\circ C = 22.05^\circ C$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 4.187, se tiene:

$$LMTD = \frac{(24 - 22.05)^\circ C}{\ln\left(\frac{24}{22.05}\right)}$$

$$LMTD = 23.01^\circ C$$

El factor de corrección es encontrado en la Figura 4.35, para la cual se deben calcular primeramente los siguientes valores:

$$P = \frac{T_{S_{H_2O}} - T_{E_{H_2O}}}{T_{EA} - T_{E_{H_2O}}} \quad (4.190)$$

$$P = \frac{(25.95 - 16)^\circ C}{(48 - 16)^\circ C} = 0.31$$

$$R = \frac{T_{EA} - T_{SA}}{T_{S_{H_2O}} - T_{E_{H_2O}}} \quad (4.191)$$

$$R = \frac{(48 - 40)^\circ C}{(25.95 - 16)^\circ C} = 0.80$$

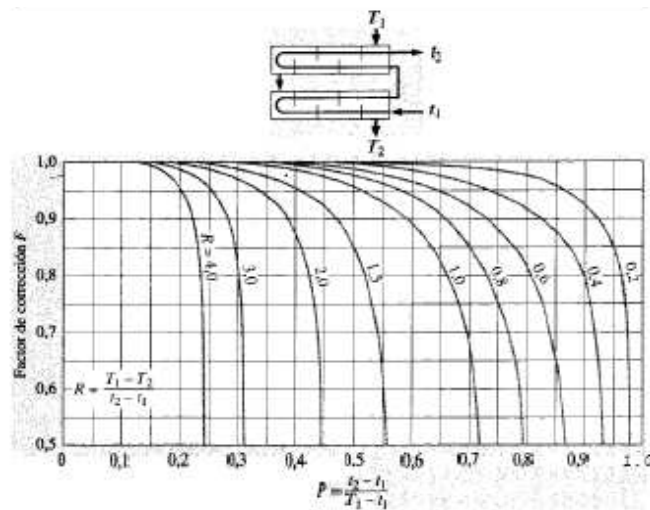


Figura 4.35: Factor de corrección F.

Obteniéndose en la gráfica el siguiente factor de corrección:

$$F=1$$

La suma de las resistencias para la transferencia de calor se expresa en la siguiente ecuación:

$$\left(\sum R\right)_0 = \frac{1}{\alpha_s} + \frac{1}{\alpha_t} \left(\frac{A_0}{A_i}\right) + R_{f,o} + R_{f,i} \left(\frac{A_0}{A_i}\right) + R_w \quad (4.192)$$

Donde:

$\alpha_t = h_i$: Coeficiente convectivo interior.

$$R_w = \frac{L_{tw} \times 10^{-3}}{\lambda_{tw}} \left(\frac{W}{m^2 \circ K} \right)^{-1} \quad (4.193)$$

Donde:

$L_{tw} = 1.5 \text{ mm}$; Espesor de la pared del tubo.

$\lambda_{tw} = 14.9 \text{ W/m}^\circ\text{K}$; Conductividad térmica del material de la tubería. Este dato se encuentra en el Anexo 4.5.

Ahora sustituyendo los datos en la ecuación 4.193, se tiene:

$$R_w = \frac{1.5 \text{ mm}}{14.9 \frac{W}{m^\circ K}} \times 10^{-3}$$

$$R_w = 0.000100671 \left(\frac{W}{m^2 \circ K} \right)^{-1}$$

La relación de áreas será igual a:

$$\left(\frac{A_o}{A_i} \right) = \frac{\pi \phi_o L N_u}{\pi \phi_i L N_u} = \frac{\phi_o}{\phi_i} = \frac{16}{13} = 1.23$$

Sustituyendo los valores obtenidos en la ecuación 4.192, se tiene:

$$\left(\sum R \right)_0 = \frac{1}{\alpha_s} + \frac{1}{\alpha_t} \left(\frac{A_o}{A_i} \right) + R_{f,o} + R_{f,i} \left(\frac{A_o}{A_i} \right) + R_w$$

$$\left(\sum R \right)_0 = \frac{1}{513.23 \frac{W}{m^2 \circ C}} + \frac{1}{1741.53 \frac{W}{m^2 \circ C}} (1.23) + 2 \times 10^{-4} \frac{m^2 \circ K}{W}$$

$$+ \left(2.5 \times 10^{-4} \frac{m^2 \circ K}{W} \right) (1.23) + 0.0001 \frac{m^2 \circ K}{W}$$

$$\left(\sum R \right)_0 = (0.0019 + 0.00071 + 2 \times 10^{-4} + 0.0003 + 0.0001) \frac{m^2 \circ K}{W}$$

$$\left(\sum R \right)_0 = 0.0032 \frac{m^2 \circ K}{W}$$

La resistencia térmica de mayor influencia es la ocasionada por el coeficiente convectivo exterior, y corresponde al 59.38% de toda la resistencia térmica en el proceso de

transferencia de calor. La resistencia térmica originada por el coeficiente convectivo interior corresponde al 22.19%.

$$U_{O_{TEÓRICO}} = \frac{1}{(\sum R)_0} = \frac{1}{0.0032 \frac{m^2 \cdot ^\circ K}{W}} = 306.41 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

Finalmente para calcular el $q_{TEÓRICO}$, se reemplaza los valores obtenidos en la ecuación 4.186:

$$q = UAF LMTD$$

$$A = \pi \phi_o L \quad (4.194)$$

$$A = \pi(0.016m)(1.6m) \cdot 492$$

$$A = 39.57m^2$$

$$q_{TEÓRICO} = \left(306.41 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K} \right) (39.57m^2) (1) (23.01^\circ C)$$

$$q_{TEÓRICO} = 279003.15 W$$

Calor de Operación:

El calor de operación es igual a:

$$q = \dot{M} c_p \Delta T \quad (4.195)$$

$$q_{OPERACIÓN} = \left(16.27 \frac{kg}{s} \right) \left(1863.12 \frac{J}{kg \cdot ^\circ K} \right) (48 - 40)^\circ C$$

$$q_{OPERACIÓN} = 242612.81 W$$

El coeficiente global de transferencia de calor de operación será igual a:

$$U_{OPERACION} = \frac{q}{A F LMTD}$$

$$U_{OPERACION} = \frac{242612.81 W}{(39.57 m^2) (1) (23.01^\circ C)}$$

$$U_{OPERACION} = 266.45 \frac{W}{m^2 \circ K}$$

TABLA 4.34: RESULTADOS DE ANALISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL SISTEMA ACTUAL EN INTERCAMBIADOR DE CORAZA Y TUBOS.

	q (W)	U $\left(\frac{W}{m^2 \circ K} \right)$
Teórico	279003.15	306.41
Operación	242612.81	266.45

Si los valores determinados teóricamente de calor y coeficiente global son mayores que los de operación se asegura que el proceso de transferencia de calor se cumpla satisfactoriamente y se demuestra que el sistema es capaz de extraer todo el calor generado.

Los resultados demuestran que el sistema cumple con su objetivo de enfriamiento.

4.4.1.2 Radiador

Se realiza el análisis del coeficiente global de transferencia de calor, que para el caso de un banco de tubos está dado por la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{U_0} = R_{fi} \left(\frac{A_t}{A_i} \right) + \frac{1}{\alpha_i \left(\frac{A_i}{A_t} \right)} + \frac{b_w}{\lambda_w \left(\frac{A_{nb}}{A_t} \right)} + \frac{1}{\alpha_o} + R_{fo} \quad (4.196)$$

Donde:

R_{fi} : Resistencia por ensuciamiento en el interior del tubo.

A_t : Superficie total (superficie aletada y superficie sin aletaje).

A_i : Superficie interior del tubo.

α_i : Coeficiente convectivo de transferencia de calor en el interior.

b_w : Espesor del tubo.

λ_w : Conductividad térmica del tubo.

A_{nb} : Superficie descubierta del tubo (superficie sin aletaje).

α_0 : Coeficiente convectivo de transferencia de calor en el exterior.

R_{fo} : Resistencia por ensuciamiento en el exterior del tubo.

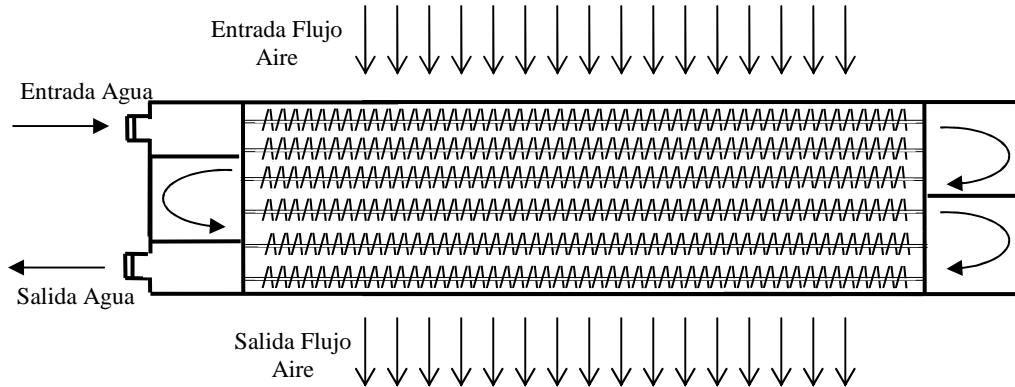


Figura 4.36: Esquema del Radiador.

Coeficiente convectivo de transferencia de calor en el exterior α_0

Número de Reynolds.

$$Re = \frac{V_m \times \rho_b \times D_{ext}}{\mu_b} \quad (4.197)$$

V_m corresponde a la mayor velocidad que adquiere el aire al atravesar el banco de tubos, y es función de la velocidad del aire a la entrada del banco.

Es imposible medir la velocidad con la que el aire ingresa al banco de tubos por las características físicas del lugar en el que se encuentran instalados los radiadores. Se tiene acceso únicamente al sector de salida del aire del banco de tubos y el registro de sus velocidades se presenta en el Anexo 4.6. Es por ello necesario asumir un valor de velocidad del aire con la ingresa al banco de tubos teniendo como referencia la velocidad a la salida.

Se asume un valor de 8 m/s.

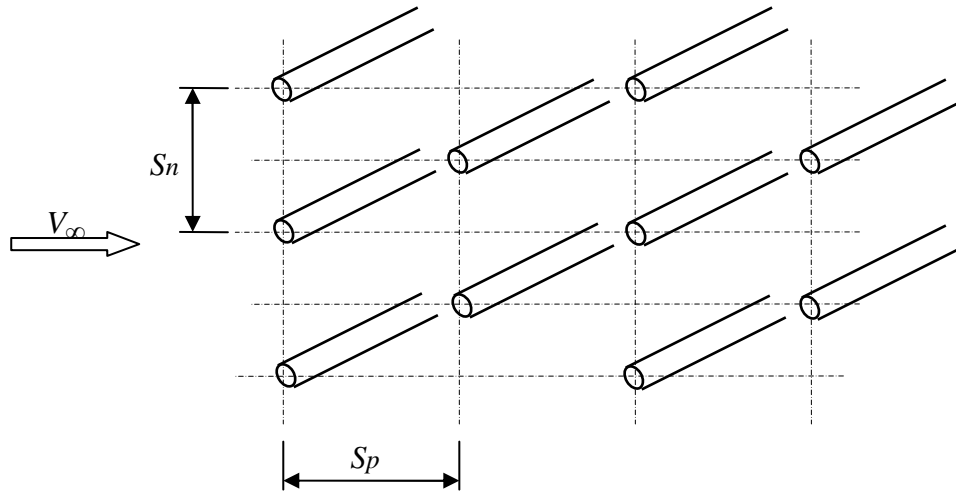


Figura 4.37: Nomenclatura usada para determinar la máxima velocidad del viento que atraviesa una hilera de tubos alternados.

V_{∞} : Velocidad de ingreso al banco de tubos

$$V_{\infty} = 8.5 \text{ m/s}$$

$$S_n = 39.39 \text{ mm}$$

$$S_p = 32.89 \text{ mm}$$

La máxima velocidad del aire atravesando el banco de tubos resulta del mayor de los valores obtenidos mediante las siguientes ecuaciones

$$V_1 = \frac{V_{\infty} \times S_n}{S_n - D_{\text{ext}}} \quad (4.198)$$

$$V_2 = \frac{V_{\infty} \times S_n / 2}{\sqrt{\left(\frac{S_n}{2}\right)^2 + S_p^2} - D_{\text{ext}}} \quad (4.199)$$

Donde:

D_{ext} : Diámetro exterior de la tubería.

$$D_{\text{ext}} = 19.2 \text{ mm}$$

Los valores de velocidad resultan: $V_1 = 16.58 \text{ m/s}$ y $V_2 = 8.74 \text{ m/s}$

Entonces: $V_m = V_l$

$$V_m = 16.58 \text{ m/s}$$

Los valores de densidad y viscosidad dinámica del aire se los halla con la temperatura fílmica, que a su vez depende la temperatura promedio del agua.

$$T_b = \frac{T_{in} + T_{out}}{2} \quad (4.200)$$

$$T_b = \frac{(16 + 22)}{2} \text{ °C}$$

$$T_b = 19 \text{ °C}$$

Asumiendo una temperatura de la pared del tubo de 35°C

$$T_w = 35 \text{ °C}$$

$$T_f = \frac{T_w + T_b}{2} \quad (4.201)$$

$$T_f = \frac{(35 + 19)}{2} \text{ °C}$$

$$T_f = 27 \text{ °C} = 300 \text{ °K}$$

Los valores de densidad y viscosidad del aire a esta temperatura se obtienen por interpolación con los datos de la tabla del Anexo 4.7, y sus valores son:

$$\rho_b = 1.176 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$\mu_b = 1.845 \times 10^{-5} \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \text{ s}$$

Reemplazando estos valores en la ecuación 4.197

$$\text{Re} = \frac{16.58 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 1.176 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 0.0192 \text{ m}}{1.845 \times 10^{-5} \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \text{ s}}$$

$$\text{Re} = 20294.61$$

Número de Prandtl

$$\text{Pr} = \frac{C_{pb} \mu_{\text{AIRE}}}{\lambda_b} \quad (4.202)$$

Los valores de calor específico y conductividad térmica del aire se hallan con la temperatura fílmica y se obtiene por interpolación con los datos de la tabla del Anexo 4.8.

Estos valores son:

$$C_{pb} = 1.0057 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot \text{K}}$$

$$\lambda_b = 2.624 \times 10^{-2} \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

Reemplazando estos valores en la ecuación 4.202

$$\text{Pr} = \frac{1.0057 \times 10^3 \frac{\text{J}}{\text{Kg} \cdot \text{K}} \times 1.845 \times 10^{-5} \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \text{ s}}{2.624 \times 10^{-2} \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}}$$

$$\text{Pr} = 0.707$$

Número de Nusselt.

Con el valor de Re obtenido se determina la ecuación de Kaunas aplicable para el arreglo triangular en estudio. El valor de Re se encuentra dentro del siguiente rango $2 \times 10^4 < \text{Re} < 2 \times 10^5$ y corresponde a la siguiente ecuación:

$$\text{Nu} = 0.05 \left(\frac{a}{b} \right)^{0.2} \left(\frac{s}{d} \right)^{0.18} \left(\frac{h}{d} \right)^{-0.14} \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.36} \quad (4.203)$$

A continuación se muestra los valores de las dimensiones del arreglo de tubos, necesario para determinar los factores a y b, y por consiguiente, el número de Nusselt.

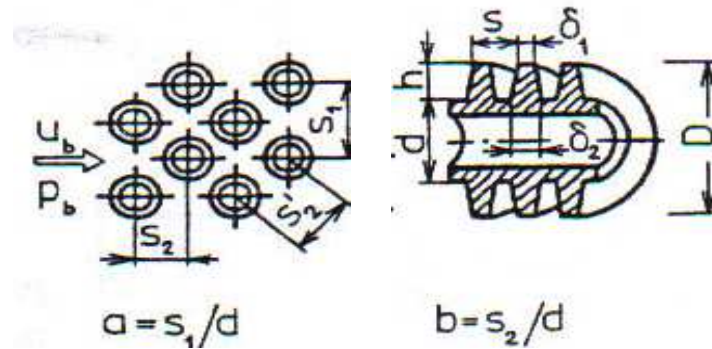


Figura 4.38: Definición de valores para flujo en tubos aletados.

$$s_1 = 39.39 \text{ mm}$$

$$s_2 = 32.89 \text{ mm}$$

$$\delta_1 = 0.6 \text{ mm}$$

$$\delta_2 = 0.6 \text{ mm}$$

$$h = 9.5 \text{ mm}$$

$$d = D_{\text{ext}} = 19.2 \text{ mm}$$

Si se conoce que el espacio entre aleta y aleta es 2.65 mm. Entonces los valores s y D son:

$$s = 2.65 \text{ mm}$$

$$D = (19.2 + 9.5 \times 2) \text{ mm}$$

$$D = 0.0382 \text{ mm}$$

El valor de los factores a y b se obtiene por:

$$a = \frac{s_1}{d} \tag{4.204}$$

$$b = \frac{s_2}{d} \quad (4.205)$$

Reemplazando los valores correspondientes se tiene que:

$$\begin{aligned} a &= \frac{39.39 \text{ mm}}{19.2 \text{ mm}} & b &= \frac{32.89 \text{ mm}}{19.2 \text{ mm}} \\ a &= 2.05 & b &= 1.71 \end{aligned}$$

Reemplazando estos valores en la ecuación 4.203

$$\begin{aligned} \text{Nu} &= 0.05 \left(\frac{2.05}{1.71} \right)^{0.2} \left(\frac{2.65 \text{ mm}}{19.2 \text{ mm}} \right)^{0.18} \left(\frac{9.5 \text{ mm}}{19.2 \text{ mm}} \right)^{-0.14} \times 20336.97^{0.8} \times 0.707^{0.36} \\ \text{Nu} &= 98.70 \end{aligned}$$

Coefficiente de transferencia de calor del aire α en base al número de Nusselt

$$\alpha = \frac{\text{Nu} \lambda_b}{d} \quad (4.206)$$

$$\begin{aligned} \alpha &= \frac{82.30 \times (2.624 \times 10^{-2} \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}})}{0.0192 \text{ m}} \\ \alpha &= 134.89 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \end{aligned}$$

Espesor efectivo de aleta

$$\delta_e = 0.75\delta_2 + 0.25\delta_1 \quad (4.207)$$

$$\begin{aligned} \delta_e &= 0.75(0.0006 \text{ m}) + 0.25(0.0006 \text{ m}) \\ \delta_e &= 0.0006 \text{ m} \end{aligned}$$

Altura efectiva de aleta

$$h_e = h \left[\left(1 + \frac{\delta_e}{2h} \right) \left(1 + 0.35 \ln \left(\frac{D}{d} \right) \right) \right] \quad (4.208)$$

$$h_e = 0.0095 \text{ m} \left[\left(1 + \frac{0.0006 \text{ m}}{2 \times 0.0095 \text{ m}} \right) \left(1 + 0.35 \ln \left(\frac{0.0382 \text{ m}}{0.0192 \text{ m}} \right) \right) \right]$$

$$h_e = 0.012 \text{ m}$$

Eficiencia de aleta

$$m_e = \sqrt{\frac{2}{\left(\frac{1}{\alpha} + R_{fo} \right) \lambda_f \delta_e}} \quad (4.209)$$

Resistencia por ensuciamiento sobre la superficie exterior: $R_{fo} = 0$, por tratarse de aire.

El material del que está formada la aleta es cobre. Su conductividad térmica se obtiene de la Tabla 4.35.

TABLA 4.35: CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DE ALGUNOS MATERIALES.

Material	Industrial grade		Admiralty	Cu-Ni		Carbon steel	Low-alloy steel	High-alloy steel, Ti
	Cu	Al		90-10	70-30			
λ_m (W/m K)	310	180	120	65	40	38	30	18

Conductividad térmica del material de la aleta es $310 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ \text{K}}$

$$m_e = \sqrt{\frac{2}{\left(\frac{1}{134.89 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}} + 0 \right) \times 310 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ \text{K}} * 0.0006 \text{ m}}}$$

$$m_e = 38.08 \text{ m}^{-1}$$

Finalmente la eficiencia de la aleta se obtiene por:

$$\Omega_f = \frac{\tanh(m_e h_e)}{m_e h_e} * [1 - 0.058 * (m_e h_e)] \quad (4.210)$$

$$\Omega_f = \frac{\tanh(38.08 \text{ m}^{-1} \times 0.012 \text{ m})}{38.08 \text{ m}^{-1} \times 0.012 \text{ m}} \times [1 - 0.058 \times (38.08 \text{ m}^{-1} \times 0.012 \text{ m})]$$

$$\Omega_f = 0.90$$

Coefficiente convectivo corregido

De la siguiente ecuación se despeja el término coeficiente convectivo:

$$\alpha_o A_t = \alpha (A_f \Omega_f + A_r) \quad (4.211)$$

$$\alpha_o = \frac{\alpha (A_f \Omega_f + A_r)}{A_t} \quad (4.212)$$

Donde:

A_f : Área de transferencia de calor de la aleta

A_r : Área no aletada de transferencia de calor

$$A_f = 2 \left[\pi (r_2^2 - r_1^2) \right] + 2 \pi r_2 t \quad (4.213)$$

$$A_f = 2 \left[\pi \left(\left(\frac{0.0382 \text{ m}}{2} \right)^2 - \left(\frac{0.0192 \text{ m}}{2} \right)^2 \right) \right] + 2 \pi \left(\frac{0.0382 \text{ m}}{2} \right) \times 0.0006 \text{ m}$$

$$A_f = 0.0017 \text{ m}^2$$

$$A_r = 2 \pi r_1 e \quad (4.214)$$

Donde:

e : separación entre aletas. $e = 2.05 \text{ mm}$

$$A_r = 2 \pi \left(\frac{0.0192 \text{ m}}{2} \right) \times 0.00205 \text{ m}$$

$$A_r = 0.0001 \text{ m}^2$$

El área total de transferencia de calor es:

$$A_t = A_f + A_r \quad (4.215)$$

$$A_t = (0.0017 + 0.00012) \text{ m}^2$$

$$A_t = 0.0019 \text{ m}^2$$

Finalmente se calcula el coeficiente convectivo exterior sustituyendo los valores respectivos de la ecuación 4.212.

$$\alpha_0 = \frac{164.89 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} (0.0017 \text{m}^2 \times 0.90 + 0.0001 \text{m}^2)}{0.0019 \text{m}^2}$$

$$\alpha_0 = 123.42 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Coefficiente Convectivo de transferencia de calor en el interior α_i

Una bomba es la encargada de enviar el agua de enfriamiento al banco de tubos del enfriador de aire, constituyéndose en un flujo forzado de fluido. Para la obtención del coeficiente convectivo interior realizamos el siguiente procedimiento:

El caudal que ingresa a cada uno de los enfriadores de aire es:

$$Q_{\text{RAD}} = \frac{Q_{\text{BANCO DE RAD}}}{6}$$

$$Q_{\text{RAD}} = \frac{0.06945 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{6}$$

$$Q_{\text{RAD}} = 0.011575 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

El análisis para el coeficiente convectivo interior se realiza para un solo tubo, teniendo un caudal por tubo de:

$$Q_{\text{TUBO}} = \frac{Q_{\text{RAD}}}{\#_{\text{TUBOS}}} = \frac{0.011575 \text{m}^3/\text{s}}{44}$$

$$Q_{\text{TUBO}} = 0.000263 \text{m}^3/\text{s}$$

Con este caudal, se determina la velocidad del fluido que circula por el interior de las tuberías

$$Q = A * V \Rightarrow V = \frac{Q_{TUBO}}{A} = \frac{0.000263 \frac{m^3}{s}}{\frac{\pi}{4} (0.01664m)^2}$$

$$V = 1.209 \frac{m}{s}$$

Las propiedades del fluido son determinadas por la temperatura media, determinado por la ecuación 4.200 $T_b = 19 \text{ }^\circ\text{C}$

Con el valor de T_b , se obtiene el valor de Prandtl del Anexo 4.1:

$$Pr = 7.1982$$

La viscosidad cinemática es requerida para el cálculo del Reynolds, y se lo puede obtener en el Anexo 3.4, con la temperatura media T_b :

$$\nu = 1.046 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}$$

Se conoce también que el diámetro exterior del tubo es 19.2 mm y su espesor es 1.29 mm. Por lo que se deduce que su diámetro interior es 16.64 mm

El número de Reynolds se determina con la ecuación 4.153

$$Re = \frac{1.209 \frac{m}{s} \times 0.01664 m}{1.046 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}}$$

$$Re = 19243.91$$

Una vez obtenido Re , se procede a calcular el número de Nusselt, válido para valores de $Re > 10000$ y valores de $0.7 \leq Pr \leq 160$, donde $n = 0.4$ para el calentamiento del fluido:

$$N_u = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (4.216)$$

$$N_u = 0.023(19243.91)^{0.8} (7.19)^{0.4}$$

$$N_u = 135.53$$

Para el cálculo del coeficiente convectivo interior se emplea la ecuación 4.155:

Donde:

K: Conductividad térmica del fluido a la temperatura media T_b . Según el ANEXO 4.1.

$$K = 0.60058 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

L_c : Longitud característica, que para un tubo circular hueco es igual al diámetro interior.

$$\alpha_i = \frac{135.53 \left(0.60 \frac{W}{m^2 \cdot C} \right)}{0.016m}$$

$$\alpha_i = 4891.81 \frac{W}{m^2 \cdot C}$$

Resistencia por ensuciamiento en el interior del tubo R_{fi}

El fluido que circula interiormente es agua, su factor de ensuciamiento se encuentra en el Anexo 4.2, y este depende del coeficiente convectivo interior. Se toma el mayor factor de ensuciamiento ya que el agua que circula contiene gran cantidad de sedimentos.

$$R_{fi} = 2.5 \times 10^{-4} \frac{m^2 \cdot k}{W}$$

Resistencia por ensuciamiento en el exterior del tubo R_{fo}

Como ya se mencionó su valor es cero por tratarse de aire.

$$R_{fo} = 0$$

Superficie total A_t

Su valor fue encontrado en cálculos anteriores.

$$A_t = 0,001908 \text{ m}^2$$

Superficie interior del tubo A_i

Su valor se puede determinar mediante la siguiente fórmula:

$$A_i = \pi d_i (\delta_2 + e) \quad (4.217)$$

$$A_i = \pi \times 0.01664 \text{ m} \times (0.0006 + 0.00205) \text{ m}$$

$$A_i = 1.38 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Superficie descubierta del tubo (superficie sin aletaje) A_{nb}

Valor determinado en cálculos anteriores.

$$A_{nb} = A_r = 0.00012 \text{ m}^2$$

Espesor del tubo b_w

El espesor de la tubería es

$$b_w = 0.00128 \text{ m}$$

Conductividad térmica del tubo λ_w

El tubo está compuesto por una aleación cobre níquel con un porcentaje de 90% y 10% respectivamente, cuya conductividad se observa en la TABLA 4.36.

$$\lambda_w = 65 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{K}}$$

Reemplazando los valores obtenidos en la ecuación de coeficiente global de calor dado por la ecuación 4.196.

$$\begin{aligned} \frac{1}{U_0} = & 2.5 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} \left(\frac{0.001908 \text{ m}^2}{0.000139 \text{ m}^2} \right) + \frac{1}{4891.81 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \left(\frac{0.000139 \text{ m}^2}{0.001908 \text{ m}^2} \right)} \\ & + \frac{0.00128 \text{ m}}{65 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{K}} \left(\frac{0.000123 \text{ m}^2}{0.001908 \text{ m}^2} \right)} + \frac{1}{123.42 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}} + 0 \end{aligned}$$

$$\frac{1}{U_0} = 0.0146 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$$

Entonces

$$U_0 = 68.17 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Cálculo del Calor

Calor Teórico:

El calor transmitido en el proceso de transferencia de calor se puede analizar con la ecuación 4.186.

Donde:

U: Coeficiente global de transferencia de calor.

A: Área total de transferencia de calor:

F: Factor de corrección.

LMTD: Diferencia de Temperatura Media Logarítmica.

Para el cálculo de *LMTD*, se requieren las temperaturas promedio de entrada y salida de agua y aire. Los registros de estos valores se muestran en el Anexo 4.9.

$$T_{E \text{ H}_2\text{O}} = 16 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{S \text{ H}_2\text{O}} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{E \text{ AIRE}} = 54.08 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{S \text{ AIRE}} = 26.34 \text{ }^\circ\text{C}$$

Considerando que el proceso de transferencia de calor se da en flujo contracorriente, se calcula ΔT_B y ΔT_A mediante las ecuaciones 4.188 y 4.189 respectivamente.

$$\Delta T_B = (26.34 - 16) \text{ °C} = 10.34 \text{ °C}$$

$$\Delta T_A = (54.08 - 22) \text{ °C} = 32.08 \text{ °C}$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 4.187, se tiene:

$$LMTD = \frac{(10.345 - 32.08) \text{ °C}}{\ln\left(\frac{10.345}{32.08}\right)}$$

$$LMTD = 19.20 \text{ °C}$$

La determinación del factor de corrección es en base a la Figura 4.39, para el caso en estudio el fluido sin mezclar es agua, mientras que fluido mezclado es el aire. Se deben calcular previamente los valores P y R, que adaptándose a la nomenclatura de agua y aire para el caso del radiador queda de la siguiente manera.

$$P = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{22 - 16}{54.08 - 16} = 0.15$$

$$R = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{54.08 - 26.34}{22 - 16} = 4.62$$

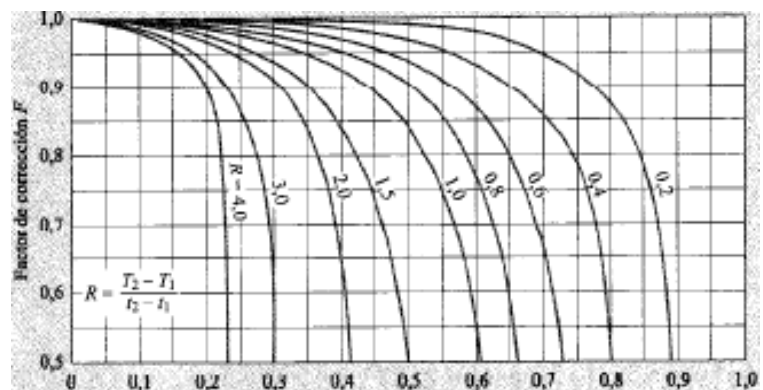
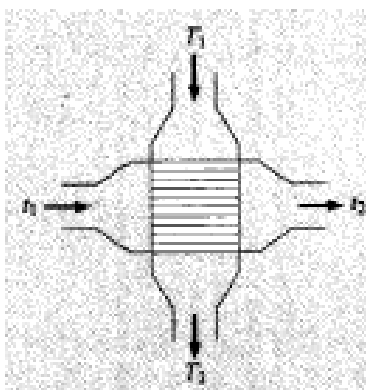


Figura 4.39: Representación gráfica del factor de corrección de un intercambiador de calor de corrientes cruzadas, con uno de los fluidos mezclado y el otro sin mezclar.

Se obtiene el factor de corrección $F = 0.93$

A continuación se determina el área total de transferencia de calor

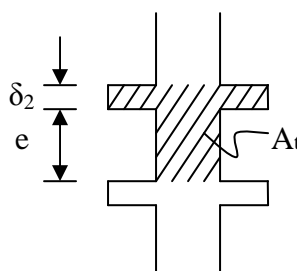


Figura 4.40: Esquema de área aletada y área no aletada.

El valor de $A_t = 0.001908 \text{ m}^2$ anteriormente calculado corresponde a una sola porción del área aletada y el área no aletada. Se obtiene el área de transferencia de calor en un tubo sabiendo que su longitud es 1.943 m y recordando los valores de $\delta_2 = 2.05 \text{ mm}$ y $e = 0.6 \text{ mm}$ de la siguiente manera:

$$\delta_2 + e = 2.65 \text{ mm} = 0.00265 \text{ m}$$

El número de veces que esta porción de área se repite en el tubo es: $1.943 / 0.00265$.

Es decir 733.208 veces. El área de transferencia en un tubo es:

$$A_{\text{tubo}} = 733.208 \times A_t \quad (4.218)$$

$$A_{\text{tubo}} = 733.208 \times 0.001908 \text{ m}^2 = 1.39 \text{ m}^2$$

El área total de transferencia de calor está dado por:

$$A_{\text{trans calor}} = \# \text{ tubos} \times A_{\text{tubo}} \quad (4.219)$$

$$A_{\text{trans calor}} = 175 \times 1.39 \text{ m}^2 = 244.91 \text{ m}^2$$

Cabe mencionar que el número de aletas por cada metro es 377.

Finalmente para calcular $q_{\text{TEÓRICO}}$, se reemplaza los valores obtenidos en la ecuación

4.186:

$$q_{\text{TEÓRICO}} = \left(68.17 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right) (244.91 \text{ m}^2) (0.93) (19.20^\circ \text{C})$$

$$q_{\text{TEÓRICO}} = 298177.44 \text{ W}$$

Calor de Operación:

El calor de operación es igual a:

$$q = \dot{M} c_p \Delta T = Q \times \delta \times c_p \times \Delta T \quad (4.220)$$

El análisis se realiza con masa de agua que entra al radiador y los valores de calor específico y densidad se toma a temperatura media del Anexo 4.1.

$$q_{OPERACIÓN} = \left(0.011 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right) \left(998.4 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) \left(4181.66 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}}\right) (22 - 16)^\circ\text{C}$$

$$q_{OPERACIÓN} = 289951.62 \text{ W}$$

El coeficiente global de transferencia de calor de operación será igual a:

$$U_{OPERACION} = \frac{q_{OPERACIÓN}}{A F LMTD}$$

$$U_{OPERACION} = \frac{289951.62 \text{ W}}{(244.91\text{m}^2) (0.93) (19.20^\circ\text{C})}$$

$$U_{OPERACION} = 66.29 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}}$$

TABLA 4.36: RESULTADOS DE ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL SISTEMA ACTUAL DE RADIADOR.

	q (W)	U $\left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}\right)$
Teórico	298177.44	68.17
Operación	289951.62	66.29

Los resultados demuestran que el sistema es capaz de extraer todo el calor generado ya que los valores determinados teóricamente de calor y coeficiente global son mayores que los de operación.

4.4.2 Análisis del proceso de transferencia de calor entre el actual sistema y el sistema propuesto.

El suministro de agua del Sistema de Enfriamiento propuesto proviene de la Quebrada Molino, la que se encuentra a una temperatura promedio de 15 °C y que en el aspecto visual ya posee gran diferencia respecto al agua de la presa que es utilizada en el Sistema de Enfriamiento actual.

Los componentes del agua inciden en la rapidez con que se corroen las tuberías de los sistemas hidráulicos. Un tipo de agua corrosiva presenta elementos como cloruros o sulfatos en cantidades mayores a 150 mg/l, conductividad mayor a 500 $\mu\text{S}/\text{cm}$, pH menor a 6.0, dureza total mayor a 400 mgCaCO_3/l , presencia de sólidos suspendidos como arena o sedimentos.

Otros componentes perjudiciales para tuberías que conducen agua son elementos como calcio y magnesio, que presentes en grandes cantidades obstruyen la tubería.

La calidad del agua de la Quebrada Molino tiene características poco corrosivas y favorables en el proceso de transferencia de calor como demuestran los resultados del análisis físico-químico de una muestra tomada del agua de la Quebrada Molino, ver Anexo 4.10.

Debido a la variación de temperatura y calidad del agua se tiene como efecto, ligeros cambios en las propiedades del agua y por lo tanto en el proceso de transferencia de calor, obteniendo los siguientes resultados:

TABLA 4.37: RESULTADOS DE LAS CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS.

Parámetros	Actual sistema	Sistema Propuesto
T_b (°C)	20.25	19.97
P_r	6.81	7.01
v (m ² /s)	9.9543×10^{-7}	1.02078×10^{-6}
k (W/m°C)	0.603781	0.602151
Re	4704.62	4587.79
Nu	37.49	36.88
$h_i \left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right)$	1741.53	1708.45
$R_{fi} \left(\frac{m^2 \cdot ^\circ k}{W} \right)$	2.5×10^{-4}	1×10^{-4}
$R_{fo} \left(\frac{m^2 \cdot ^\circ k}{W} \right)$	2×10^{-4}	2×10^{-4}
$\alpha_s \left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right)$	513.23	513.23
LMTD (°C)	23.01	24.01
$U_{O_{TEÓRICO}} \left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K} \right)$	306.41	323.354
$U_{OPERACION} \left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K} \right)$	266.45	255.29
$q_{TEÓRICO}$ (W)	279003.15	307291.85
$q_{OPERACIÓN}$ (W)	242612.81	242612.81

TABLA 4.38: RESULTADOS DE LAS CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMIENTO DE LOS RADIADORES DEL GENERADOR.

Parámetros	Actual sistema	Sistema Propuesto
Coefficiente convectivo exterior		
T_b (°C)	19	18
T_f (°C)	27	26.5
ρ_b (kg/m ³)	1.176	1.178

μ_b (Ns/m ²)	1.845×10^{-5}	1.842×10^{-5}
Re	20294.61	20362.23
C_{pb} (KJ/Kg ^o K)	1.0057	1.0056
λ_b (W/m ^o K)	2.624×10^{-2}	2.621×10^{-2}
P_r	0.707	0.706
Nu	98.70	98.94
α ($\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$)	134.89	135.08
m_e	38.08	38.11
Ω_f	0.90	0.90
α_o ($\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$)	123.42	123.58
Coefficiente convectivo interior		
P_r	7.19	7.39
v (m ² /s)	1.046×10^{-6}	1.072×10^{-6}
Re	19243.91	18777.17
Nu	135.53	134.35
α_i ($\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$)	4891.81	4835.94
Calor y coeficiente global de transferencia de calor		
R_f ($\frac{m^2 \cdot ^\circ k}{W}$)	2.5×10^{-4}	1×10^{-4}
R_{fo} ($\frac{m^2 \cdot ^\circ k}{W}$)	0	0
LMTD (°C)	19.20	20.30
$U_{O_{TEÓRICO}}$ ($\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$)	68.17	79.22
$U_{OPERACION}$ ($\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$)	66.29	62.68
$q_{TEÓRICO}$ (W)	298177.44	366420.46
$q_{OPERACIÓN}$ (W)	289951.62	289943.12

Al analizar los resultados que se producirían al implementar el sistema de enfriamiento propuesto se tiene que:

- La temperatura del agua de suministro del sistema de enfriamiento propuesto es levemente menor respecto al agua turbinada con la cual se refrigeran actualmente las unidades. Esto favorece al proceso de transferencia de calor, con lo cual el sistema será capaz de extraer mayor cantidad de calor.

- En el sistema propuesto, la resistencia térmica por ensuciamiento localizada en el interior de los tubos de los equipos refrigerantes es mínima; lo que incide favorablemente al proceso de transferencia de calor.

CAPÍTULO V

5. ANÁLISIS ECONÓMICO

En el análisis económico de un proyecto se considera tanto una evaluación económica como una evaluación financiera. La primera supone que todas las compras y ventas son al contado riguroso y que todo el capital es propio. La segunda incluye a todos los flujos financieros del proyecto, haciendo la distinción entre capital propio y capital prestado.

El objetivo del proyecto consiste en sustituir el Sistema de Enfriamiento actual de las Unidades de Generación por el sistema propuesto, es decir el proyecto no genera ingresos, por lo que su análisis económico se sustentará únicamente en la evaluación económica.

5.1 Evaluación Económica

La decisión en torno a la ejecución o no del proyecto se basa en identificar los costos y beneficios atribuidos al mismo y valorarlos con el objetivo de determinar si es conveniente o no su ejecución.

La evaluación económica utiliza el método costo/beneficio, para lo cual se requiere definir cuales son los costos, los beneficios y cuantificarlos con la mayor precisión posible.

Para el caso específico del proyecto, sus costos están dados por el costo de inversión y por el costo de mantenimiento, mientras que el valor de costos de operación y mantenimiento del actual sistema de enfriamiento y el costo de recambio de equipos se consideran como ingresos en la evaluación económica del sistema de enfriamiento propuesto.

5.1.1 Costos

5.1.1.1 Costos de inversión

Representados por costos de instalación, materiales, mano de obra, transporte, los que se detallan a continuación. Ver Anexo 6.1 y 6.2.

TABLA 5.1: COSTOS DE OBRAS CIVILES.

Material	Unidad	Cantidad	Precio Unitario (\$)	Precio Total (\$)
BOCATOMA				
AZUD				
Hormigón f'c = 300 Kg/cm ² .	m ³	2,67	200	534,31
Malla electrosoldada.	m ²	30	3,92	117,6
Replanto piedra.	m ²	38,9	8,35	324,81
Varilla de sección circular de 1 ½"	m	30	30	900
TRANSICIONES				
Hormigón f'c = 300 Kg/cm ² .	m ³	3,95	200	791,04
Malla electrosoldada.	m ²	13	3,92	50,96
Replanto piedra.	m ²	3,2	8,35	26,72
TANQUE DE PRESIÓN				
Hormigón f'c = 300 Kg/cm ² .	m ³	5,51	200	1103,58
Malla electrosoldada.	m ²	30,6	3,92	119,952
Replanto piedra.	m ²	12	8,35	100,2
TANQUES ROMPE PRESIONES				
Hormigón f'c = 300 Kg/cm ² .	m ³	6	200	1200
Malla electrosoldada.	m ²	46,02	3,92	180,39
Replanto piedra.	m ²	10,14	8,35	84,66
CIMENTACIÓN DE TUBERÍA DE PRESIÓN				
APOYOS				
Hormigón f'c = 300 Kg/cm ² .	m ³	60	200	12000
Encofrado.	m ²	260	9.36	2433.6
Malla electrosoldada	m ²	260	3.92	1019.2
ANCLAJES				
Hormigón f'c = 300 Kg/cm ² .	m ³	40	200	8000
Encofrado.	m ²	160	9,36	1497,6
Malla electrosoldada	m ²	160	3.92	627.2
Total				31111,85

TABLA 5.2: COSTOS DE TUBERIA Y ACCESORIOS.

Material	Unidad	Cantidad	Precio Unitario (\$)	Precio Total (\$)
Tubería PVC 500 mm.	m	222,41	99,3	22085,31
Tubería de acero 18"	m	431	220	94820
Tubería de acero 10"	m	86	130	11180
Tubería de acero 30"	m	12	458	5496
Válvula de compuerta 18"	Unidad	2	9800	19600
Válvula de compuerta 10"	Unidad	5	1100	5500
Válvula Check 10"	Unidad	5	1800	9000
Válvula reductora de presión 10"	Unidad	5	2200	11000
Juntas de expansión 18"	Unidad	8	4000	32000
Codo 90° de 10"	Unidad	11	325	3575
Codo 90° de 18"	Unidad	8	826	6608
Codo 45° de 18"	Unidad	8	785	6280
Válvula Check 10"	Unidad	5	1800	9000
Brida 10"	Unidad	40	232,1	9284
Brida 18"	Unidad	20	639,9	12798
Total				258226,31

TABLA 5.3: COSTOS DE TUBO ESTRUCTURAL.

Material	Unidad	Cantidad	Precio Unitario (\$)	Precio Total (\$)
Tubo Estructural 1 in × mm	m	23	1.59	36.60
Tubo Estructural 2 in × mm	m	24	5.43	130.44
Tubo Estructural 3 in × 3 mm	m	324	8.96	2905.2
Tubo Estructural 4 in × 4 mm	m	38	17.40	661.2
Tubo Estructural 6 in × 6 mm	m	114	39.26	4475.83
Total				8209.27

TABLA 5.4: COSTOS DE MONTAJE E INSTALACIÓN.

	Unidad	Cantidad	Precio Unitario (\$)	Precio Total (\$)
Mano de Obra	hora	12200	4	48800
Transporte				42000
Alquiler de Maquinaria	día	30	1550	46500
Otros				30000
Total				167300

5.1.1.2 Costos operación y mantenimiento al año

Se considera que los costos de operación y mantenimiento del sistema propuesto se reducirán considerablemente respecto al sistema ya existente, ya que se eliminaría la

necesidad del mantenimiento en las bombas principales, de manera que los valores de costos serían aproximadamente los siguientes.

TABLA 5.5: COSTOS ANUALES DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DEL SISTEMA PROPUESTO.

	Costo (\$)
Mano de Obra	5200
Materiales	2400
Tubería de Presión, de Conducción y Obras Civiles	15000
Total	22600

Los costos de Operación y Mantenimiento del Sistema de Enfriamiento actual se detallan en el siguiente punto.

5.1.2 Ingresos

El valor de los ingresos se ve reflejado en los costos que se realizan para que actual sistema siga funcionando, están dados por costos de operación y mantenimiento del actual sistema de enfriamiento y el costo de recambio de equipos. Además de el valor de salvamento que tendría el proyecto.

5.1.2.1 Costos de operación y mantenimiento del Sistema Actual

La Tablas 5.6 y 5.7 muestran datos proporcionados por la Empresa Celec Hidropaute de costos de operación y mantenimiento registrados en el período desde 2006-01-01 hasta 2009-10-01 en las Unidades de la Fase C de la Central Paute-Molino.

TABLA 5.6: COSTO DE RECURSOS HUMANOS UTILIZADO EN EL SAE FACE C

Elementos SAE	Unidad 06	Unidad 07	Unidad 08	Unidad 09	Unidad 10
Bombas	710,03	670,77	534,8	1595,75	577,67
Equipo en General	73,1	181,48	988,14	88,97	78,11
Instrumentación	113,59	214,21	114,24	96,05	162,83
Motores	0	0	156,02	0	191,01
Pozo de Agua	1593,07	968,52	925,01	968,91	1254,97
Tableros de Control	1033,61	1534,47	1467,21	1504,91	1306,54
Tuberías, Válvulas y Accesorios	1020,89	1270,28	1057,71	1147,25	1387,02
Costos por Unidad (\$)	4544,29	4839,73	5243,13	5401,84	4958,15
Costo Total (\$)	24987,14				

TABLA 5.7: COSTOS DE MATERIALES Y REPUESTOS UTILIZADO EN EL SAE FACE C.

Elementos SAE	Unidad 06	Unidad 07	Unidad 08	Unidad 09	Unidad 10
Bombas	111,26	62,78	21,68	3491,38	472,98
Equipo en General	7,79	506,08	35,6	31,75	11,02
Instrumentación	0	0	43,41	699,28	0
Motores	0	0	41,03	0	31,36
Pozo de Agua	249,07	164,17	40,42	125,24	391,73
Tableros de Control	462,75	932,72	807,11	452,3	410,24
Tuberías, Válvulas y Accesorios	815,66	946,69	485,53	834,4	322,15
Costos por Unidad (\$)	1646,53	2612,44	1474,78	5634,35	1639,48
Costo Total (\$)	13007,58				

Con estos registros se obtiene un promedio de costo anual de mano de obra y materiales empleados en mantenimiento de los equipos del SAE. Los resultados se muestra en la Tabla 5.9.

5.1.2.2 Costos de energía eléctrica

El costo de la energía eléctrica que mantiene en funcionamiento las Bombas Principales que alimentan de agua de enfriamiento al SAE se lo determina en base al promedio anual de energía que consume el sistema y al precio de venta del KW·h.

Ya se determinó que el promedio anual de energía eléctrica que consume es 1.7748×10^6 KW·h. En la Tabla 5.8 se indican datos proporcionados por la Empresa Celec Hidropaute del precio de venta del KW·h en ciertos años.

TABLA 5.8: PRECIO DE VENTA DEL KW·h.

Año	Precio de venta (\$c/KW·h)
2000	-----
2001	3,508
2002	2,356
2003	2,608
2004	-----
2005	4,403
2006	-----
2007	3,464
2008	3,125

El valor promedio de venta de KW·h anualmente es 3.24 centavos de dólar. Por lo tanto el costo de funcionamiento anual del SAE es:

$$\text{Costo SAE} = \text{Energía Consumida} \times \text{Precio por cada KW·h} \quad (5.1)$$

$$\text{Costo SAE} = 1.7748 \times 10^6 \text{ KW·h} \times 3.24 \text{ centavos / KW·h}$$

$$\text{Costo SAE} = 5757529.19 \text{ centavos de dólar} = \$ 57575.29$$

La Tabla 5.9 indica los costos totales anuales que tiene el actual sistema de enfriamiento SAE, los mismos que son considerados como beneficios en la evaluación económica del proyecto.

TABLA 5.9: PROMEDIO DE COSTO ANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DEL SISTEMA ACTUAL DE ENFRIAMIENTO.

	Costo (\$)
Mano de Obra	6663.23
Materiales	3468.69
Energía Eléctrica (Motobombas)	57575.29
Total	67707.21

5.1.2.3 Costos de recambio de bombas del Actual Sistema de Enfriamiento

El equipo de mayor importancia en el funcionamiento del SAE que debe tener un recambio por su tiempo de vida útil es la Bomba Principal, que abastece todo el sistema. Según personal que dirige el mantenimiento de la Central Hidroeléctrica Paute-Molino, el tiempo de vida útil de este equipo es de aproximadamente 30 años. El costo de adquisición de un equipo de las mismas características tiene un valor de aproximado de \$ 30000. El costo total de recambio para las cinco unidades es 150000.

5.1.2.4 Valor de salvamento

El valor de salvamento considerando una depreciación de tipo lineal y un tiempo de vida del proyecto de 30 años se determina con la siguiente ecuación:

$$VR_n = V_i - V_i \frac{n}{N} \quad (5.2)$$

Donde:

VR_n: Valor residual en el año n, en \$.

V_i: Valor inicial del bien en el año de su instalación, en \$.

N: Vida útil del bien, en años.

n: Año en que se calcula el valor residual, en años.

Respecto a las obras civiles, su valor inicial es \$ 31111.85, el tiempo de vida útil es de 50 años y el tiempo de uso en el proyecto es 30 años; entonces se determina su depreciación:

$$VR_n = 31111.85 - 31111.85 \frac{30}{50}$$

$$VR_n = \$ 12444.74$$

Respecto a tubería y sus accesorios, su valor inicial es \$ 258226.31, considerando un tiempo de vida útil de 31 años y un tiempo de uso en el proyecto es 30 años; entonces su depreciación es:

$$VR_n = 258226.31 - 258226.31 \frac{30}{31}$$

$$VR_n = \$ 8329.88$$

La Tabla 5.10 indica el valor de salvamento que tendría el proyecto después de 30 años.

TABLA 5.10: VALOR DE SALVAMENTO DEL PROYECTO.

Bien	Valor de Salvamento (\$)
Obras Civiles	12444.74
Tuberías y Accesorios	8329.88
Total	20774.62

5.1.3 Cálculo de la relación Costo/Beneficio

En resumen los costos e ingresos totales del proyecto son:

TABLA 5.11: COSTOS E INGRESOS TOTALES DEL PROYECTO.

COSTOS	
Costo de inversión.	\$ 464847,43
Costos de operación y mantenimiento al año.	\$ 22600
INGRESOS	
Costo anual de operación y mantenimiento del sistema actual.	\$ 67707.21
Costos de Recambio de Bombas del Actual Sistema de Enfriamiento.	\$ 150000
Valor de Salvamento.	\$ 20774.62

El siguiente diagrama de flujo representa los beneficios y los costos durante los 30 años de vida útil del proyecto:

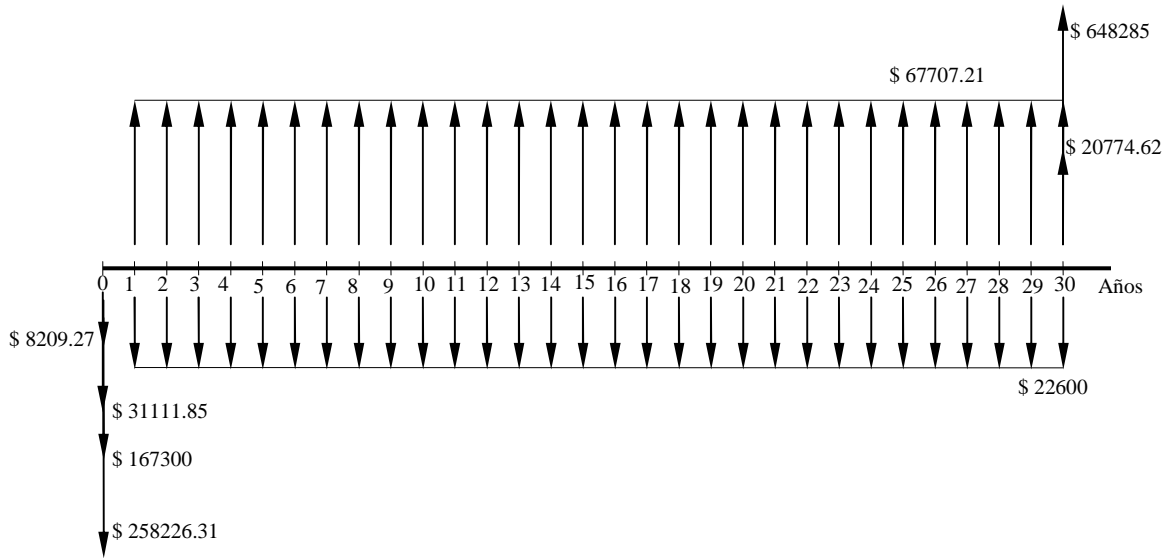


Figura 4.41: Diagrama de Flujo.

El valor de \$ 648285 corresponde al valor de recambio de los equipos que tendría en 30 años.

El diagrama de flujo puede simplificarse a la siguiente forma:

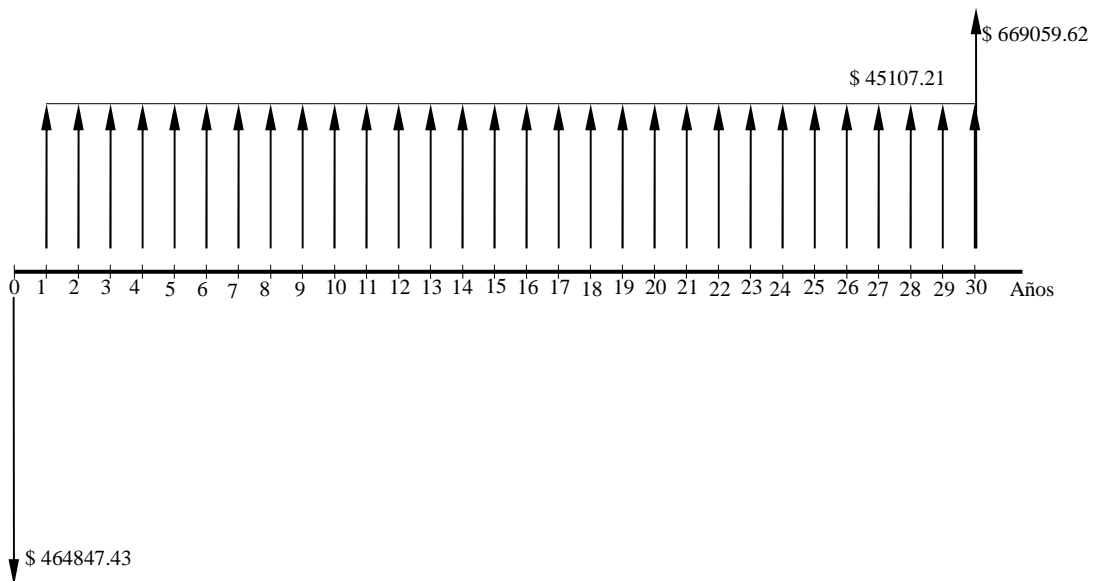


Figura 4.42: Equivalencia del Diagrama de Flujo.

El valor total del beneficio en el presente es:

$$B = 45107.21 (P/A, i, 30) + 669059.62 (P/F, i, 30)$$

Los valores de P/A y P/F se toman del Anexo 6.3 utilizando una tasa de interés de 5%

$$B = 45107.21 (15.3725) + 669059.62 (0.2314)$$

$$B = \$ 848231.98$$

El valor total del costo en el presente es:

$$C = \$ 464847.43$$

A continuación se determina la relación Beneficio Costo:

$$B/C = \frac{848231.98}{464847.43}$$

$$B/C = 1.82$$

La Tabla 5.12 compara los costos entre el sistema propuesto y el sistema actual. En ella se aprecia que el valor de costos del sistema propuesto se reduce considerablemente frente a los costos del sistema actual, debido principalmente al ahorro de energía eléctrica.

TABLA 5.12: COMPARACIÓN DE COSTOS ENTRE EL SISTEMA ACTUAL Y EL SISTEMA PROPUESTO.

	Sistema Actual	Sistema Propuesto
Costo de Operación y Mantenimiento al año	\$ 67707.21	\$ 22600.00
Costo Total durante 30 años (valor presente)	\$ 1040829.08	\$ 812266.00

CAPÍTULO VI

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

6.1 Conclusiones:

- La altura disponible del suministro de agua de la Quebrada Molino con respecto a casa de máquinas supera la altura requerida de aproximadamente 45 metros que es necesaria para el funcionamiento del sistema de enfriamiento propuesto, por lo que la disponibilidad de altura no es un obstáculo en la ejecución del proyecto.
- Las propiedades físico-químicas del agua de la Quebrada Molino, son favorables para en el desarrollo del proyecto. Al ser muy poco corrosiva afectará en menor grado al sistema del sistema de enfriamiento y la escasa sedimentación beneficiará al proceso de transferencia de calor, de manera que el sistema de enfriamiento propuesto será capaz de extraer mayor cantidad de calor.
- El Sistema propuesto tiene la capacidad de proveer de agua de enfriamiento a las cinco unidades de Generación de la Fase C siempre que el caudal en La Quebrada Molino sea suficiente o abastecerá al número de unidades según el caudal con el que cuente el Sistema.
- En caso de que el caudal de agua de la Quebrada Molino no sea suficiente para abastecer al sistema de enfriamiento propuesto o si se encuentra en mantenimiento, el sistema actual SAE entrará en operación como sistema de reserva.

- Los períodos de mantenimiento se verán reducidos debido a la mejor calidad de agua del sistema de enfriamiento propuesto.
- Los estudios y análisis de prefactibilidad determinan que se cumplen las condiciones para que el Sistema de Enfriamiento propuesto cumpla correctamente con las funciones de refrigerar de los equipos y el análisis económico corrobora que es factible la ejecución del proyecto.

6.2 Recomendaciones:

- Para un mejor control de variables de funcionamiento del S.A.E se recomienda la reparación e innovación de los instrumentos de control.
- Se recomienda la realización de una campaña de aforos por lo menos de un año calendario con periodicidad mensual en la Quebrada El Molino.
- Se recomienda recubrir de pintura anticorrosiva la tubería de presión, ya que esta se encuentra expuesta a efectos ambientales propios de la región como sol y humedad.
- Se recomienda que la tubería de presión sea soportada por estructuras metálicas en el interior de casa de máquinas, ya que el espacio disponible es muy reducido lo cual hace imposible el uso de apoyos y anclajes.