



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE
CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“AUDITORÍA ENERGÉTICA CON FINES DE
OPTIMIZACIÓN MEDIANTE EL USO DE
ENERGÍA SOLAR, EN EL COMPLEJO
DEPORTIVO CARRIL 4 DE LA CIUDAD DE
RIOBAMBA”**

**ÁLVAREZ NARANJO PATRICIO GIOVANNI
DONOSO BARBA FRANCISCO JAVIER**

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

RIOBAMBA – ECUADOR

2012

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

Octubre, 31 del 2012

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

ÁLVAREZ NARANJO PATRICIO GIOVANNI

Titulada:

**“AUDITORÍA ENERGÉTICA CON FINES DE OPTIMIZACIÓN MEDIANTE
EL USO DE ENERGÍA SOLAR, EN EL COMPLEJO DEPORTIVO CARRIL 4
DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA”**

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

INGENIERO MECÁNICO

Ing. Geovanny Novillo A.

DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Gilberto Zabala N.
DIRECTOR DE TESIS

ASESOR DE TESIS

Ing. Jorge Lema M.

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

Octubre, 31 del 2012

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

DONOSO BARBA FRANCISCO JAVIER

Titulada:

**“AUDITORÍA ENERGÉTICA CON FINES DE OPTIMIZACIÓN MEDIANTE
EL USO DE ENERGÍA SOLAR, EN EL COMPLEJO DEPORTIVO CARRIL 4
DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA”**

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

INGENIERO MECÁNICO

Ing. Geovanny Novillo A.
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Gilberto Zabala N.
DIRECTOR DE TESIS

ASESOR DE TESIS

Ing. Jorge Lema M.

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: ÁLVAREZ NARANJO PATRICIO GIOVANNI

TÍTULO DE LA TESIS: “AUDITORÍA ENERGÉTICA CON FINES DE OPTIMIZACIÓN MEDIANTE EL USO DE ENERGÍA SOLAR, EN EL COMPLEJO DEPORTIVO CARRIL 4 DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA”

Fecha de Examinación: 31 de Octubre del 2012

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Telmo Moreno (PRESIDENTE TRIB. DEFENSA)			
Ing. Gilberto Zabala N. (DIRECTOR DE TESIS)			
Ing. Jorge Lema M. (ASESOR)			

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

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

f) Presidente del Tribunal

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: DONOSO BARBA FRANCISCO JAVIER

TÍTULO DE LA TESIS: “AUDITORÍA ENERGÉTICA CON FINES DE OPTIMIZACIÓN MEDIANTE EL USO DE ENERGÍA SOLAR, EN EL COMPLEJO DEPORTIVO CARRIL 4 DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA”

Fecha de Examinación: 31 de Octubre del 2012

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Telmo Moreno (PRESIDENTE TRIB. DEFENSA)			
Ing. Gilberto Zabala N. (DIRECTOR DE TESIS)			
Ing. Jorge Lema M. (ASESOR)			

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

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica 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/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos - científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Patricio Giovanni Álvarez Naranjo

Francisco Javier Donoso Barba

DEDICATORIA

Este trabajo va dedicado a mis padres por el esfuerzo arduo en darme todo lo necesario, a mi abuelita por ser mi razón de vivir, a mis tíos, tías, amigos que con su apoyo incondicional me incentivaron para no dejarme vencer de las adversidades.

Ahora no me queda más que recompensar a todas las personas que directa o indirectamente hicieron que este logro que me propuse se haga realidad.

Patricio Giovanni Álvarez Naranjo

El esfuerzo y la dedicación llevan a un solo fin que es el éxito; es por eso que este trabajo lo dedico a mi familia ya que sin el apoyo de ellos nunca hubiese salido adelante, a mi princesa Dana Kamila, a mi esposa Nury, mi ñaño Danny, Andreita, mis padres papá Néstor, mamá Inés y con todo mi corazón a mis abuelitos mamá Tita y mi ángel que a pesar de ya no contar con su presencia en la tierra yo sé que desde el cielo me ha de estar colmando de sus bendiciones a mi querido papito Guabi muchas gracias mi gatito querido ahora ya tu hijo es todo un profesional y es por eso que la mayor parte te lo debo a ti, este trabajo desde el fondo de mi alma te lo dedico mi papito Guabi.....

Francisco Javier Donoso Barba

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por brindarme la oportunidad de alcanzar este sueño, a mis padres Patricio Álvarez y Lorena Naranjo, a mi hermano Andrés que cada día me alimentaban con sus de palabras de respaldo.

A mis abuelitos José, Ángel y Julia que desde el cielo me llenaron de sabiduría y valentía para superar los retos, y mi luz guía en toda esta ardua carrera mi abuelita Isabel que con su amor, ternura, paciencia me supo encaminar por el camino del éxito. Como olvidar a todas las personas entre familiares y amigos que me acogieron como parte de sus vidas y estaban siempre pendientes de mí en mis triunfos y derrotas.

Este trabajo llegó a hacerse realidad con el apoyo y dedicación de Javier mi compañero de tesis, Ing. Gilberto Zabala, Ing. Jorge Lema que como docentes y amigos supieron dejar el intelecto que se plasmó en este trabajo velando siempre por el enriquecimiento académico y personal.

Patricio Giovanni Álvarez Naranjo

Agradezco a Dios por permitirme venir a este tan maravilloso mundo, a mis padres Néstor y Clara por darme la vida, educarme con buenos principios tanto morales como éticos ya que ellos han hecho de mí una persona responsable por que he visto en ellos como un espejo; mamá Tita y papito Guabi les agradezco de todo corazón ya que ustedes siempre estuvieron cuando más los necesite con su amor ternura y cariño hicieron de este su hijo una persona hecha y derecha mis queridos viejitos; Danny ,Andreita mis ñaños queridos siempre la unión de los tres ha vencido cualquier obstáculo en el camino por más fuerte que este sea y siempre nos hemos mantenido unidos para darnos apoyo y decir tu puedes con ñeque por eso mis ñañitos gracias por ser tal y como son, mi ángel como alguna vez te dije mi querida esposa Nury gracias por darme esa hija tan maravillosa mi princesa Kamila , ya que por ti y ella logré salir de eso fondo que alguna vez estuve y culminar mi carrera por eso y por el inmenso amor que les tengo a las dos les agradezco de todo corazón.

Un sincero y profundo agradecimiento a mis amigas y amigos, a mis profesores que con paciencia y dedicación supieron impartir cada uno de vuestros conocimientos, a Doña Laurita, a mis primos, tíos y demás familiares gracias por estar siempre presentes cuando más los necesito....

Francisco Javier Donoso Barba

CONTENIDO

	Pág.
1. INTRODUCCIÓN	27
1.1 Antecedentes	27
1.2 Justificación	27
1.3 Objetivos	28
1.3.1 <i>Objetivo general</i>	28
1.3.2 <i>Objetivos específicos</i>	28
2. DESCRIPCIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DEL COMPLEJO Y CUANTIFICACIÓN DEL CONSUMO DE ENERGÍA	29
2.1 Introducción	29
2.1.1 <i>Metodología de una auditoría energética</i>	29
2.2 Descripción y características funcionales del Complejo	30
2.2.1 <i>Características de los Sistemas</i>	32
2.2.1.1 <i>Piscina</i>	32
2.2.1.2 <i>Sistema de Bombeo</i>	33
2.2.1.3 <i>Sistema de Filtración</i>	34
2.2.1.4 <i>Calentador de Agua</i>	34
2.2.1.5 <i>Sistema Sanitario</i>	36
2.2.1.6 <i>Colectores Solares de Tubos al vacío</i>	38
2.2.1.7 <i>Generadora de Vapor</i>	39
2.2.2 <i>Cuantificación de energía de los diferentes consumidores</i>	40
2.2.2.1 <i>Consumo de agua</i>	40
2.2.2.2 <i>Consumo de combustibles</i>	41
2.2.2.3 <i>Consumo de electricidad</i>	41
2.3 Análisis energético del Complejo	42
2.3.1 <i>Instrumentos a utilizar para evaluación de los sistemas</i>	42
2.3.2 <i>Piscina</i>	43
2.3.2.1 <i>Necesidades en la climatización de una piscina cubierta</i>	44
2.3.2.2 <i>Pérdidas de Calor</i>	44
2.3.2 <i>Instalaciones hidráulicas para duchas en camerinos</i>	122
2.3.3.1 <i>Medición del caudal volumétrico</i>	122
2.3.3.2 <i>Pérdida de carga en la tubería de succión</i>	123

2.3.3.3	<i>Pérdida de carga en tubería descarga</i>	124
2.3.3	<i>Instalaciones hidráulicas para el generador de vapor</i>	134
2.3.3.1	<i>Determinación del caudal</i>	134
2.3.3.2	<i>Pérdida de carga en la tubería de succión.</i>	135
2.3.3.3	<i>Pérdida de carga en tubería descarga</i>	136
2.3.3.4	<i>Porcentaje de pérdidas (Hr), en generador de vapor</i>	137
2.3.4	<i>Turco</i>	137
2.3.4.1	<i>Cálculo del calor sensible</i>	138
2.3.4.2	<i>Cálculo del calor latente</i>	142
2.3.4.3	<i>Presión del vapor</i>	143
2.3.4.4	<i>Pérdidas de calor por conducción en las paredes, piso y techo</i>	144
2.3.4.5	<i>Evaluación del generador de vapor</i>	166
2.3.4.6	<i>Cálculo de la masa de vapor en el turco</i>	170
2.3.5	<i>Sauna</i>	170
2.3.5.1	<i>Cálculo del calor sensible</i>	170
2.3.5.2	<i>Pérdidas de calor por conducción en las paredes, piso y techo.</i>	174
2.3.5.3	<i>Potencia teórica del equipo calefactor</i>	194
2.3.5.4	<i>Calor generado por el equipo calefactor</i>	195
2.3.6	<i>Pérdidas en las tuberías de vapor del generador de vapor</i>	204
2.3.6.1	<i>Pérdida de calor en la tubería de hierro galvanizado</i>	204
2.3.6.2	<i>Pérdida de calor tubería turco y la sauna</i>	210
3.	IDENTIFICACIÓN DE LOS POSIBLES SISTEMAS DE MEJORA Y DISEÑO DE LOS MISMOS	217
3.1	Calor necesario para calentar el agua de la piscina	217
3.1.1	<i>Potencia teórica del calentador</i>	217
3.2	Comprobación de bombas hidráulicas empleadas para los diferentes sistemas con criterio de optimización de energía	218
3.2.1	<i>Bomba uno para sistema hidráulico en la piscina</i>	218
3.2.1.1	<i>Cálculo de la altura dinámica de succión (hs)</i>	218
3.2.1.2	<i>Cálculo de la altura dinámica de descarga</i>	218
3.2.1.3	<i>Cálculo de la Altura Útil Efectiva (H)</i>	219
3.2.1.4	<i>Cálculo de la cabeza neta de succión positiva disponible (NPSH)d</i>	219
3.2.1.5	<i>Bomba centrífuga Gould</i>	220
3.2.1.6	<i>Curva característica de la bomba Goulds 3298</i>	220

3.2.1.7	<i>Potencia teórica de la bomba 1</i>	222
3.2.2	<i>Bomba dos sistema hidráulico en la piscina</i>	222
3.2.2.1	<i>Cálculo de la altura dinámica de succión (hs)</i>	223
3.2.2.2	<i>Cálculo de la altura dinámica de descarga</i>	223
3.2.2.3	<i>Cálculo de la altura útil efectiva (H)</i>	223
3.2.2.4	<i>Cálculo de la cabeza neta de succión positiva disponible (NPSH)_d</i>	223
3.2.2.5	<i>Bomba centrífuga Goulds</i>	224
3.2.2.6	<i>Curva característica de la bomba Goulds 3298</i>	224
3.2.2.7	<i>Potencia teórica de la bomba 2</i>	225
3.2.3	<i>Bomba para agua caliente sanitaria - sistema duchas camerino varones y mujeres</i>	226
3.2.3.1	<i>Cálculo de la altura dinámica de succión (hs)</i>	226
3.2.3.2	<i>Cálculo de la altura dinámica de descarga sistema duchas</i>	227
3.2.3.3	<i>Cálculo de la altura útil efectiva (H)</i>	227
3.2.3.4	<i>Cálculo de la cabeza neta de succión positiva disponible (NPSH)_d</i>	227
3.2.3.5	<i>Bomba centrífuga Pedrollo</i>	228
3.2.3.6	<i>Curva característica de la bomba Pedrollo 2CP</i>	228
3.2.3.7	<i>Potencia teórica de la bomba</i>	230
3.2.4	<i>Bomba para suministrar agua al generador de vapor</i>	231
3.2.4.1	<i>Cálculo de la altura dinámica de succión (hs)</i>	231
3.2.4.2	<i>Cálculo de la altura dinámica de descarga</i>	231
3.2.4.3	<i>Cálculo de la altura útil efectiva (H), bomba para generador de vapor</i>	231
3.2.4.4	<i>Cálculo de la cabeza neta de succión positiva disponible (NPSH)_d</i>	232
3.2.4.5	<i>Bomba centrífuga Pedrollo</i>	232
3.2.4.6	<i>Curva característica de la bomba Pedrollo 2CP</i>	233
3.2.4.7	<i>Potencia teórica de la bomba para sistema duchas</i>	234
3.3	Análisis de las alternativas de propuestas	235
3.3.1	<i>Piscina</i>	235
3.3.1.1	<i>Calentador de agua</i>	235
3.3.1.2	<i>Paneles Solares</i>	237
3.3.1.3	<i>Bomba de Calor</i>	241
3.3.1.4	<i>Filtro de arena</i>	245
3.3.1.5	<i>Manta térmica</i>	245
3.3.1.6	<i>Enrollador para la piscina</i>	247

3.3.2	Sauna.....	248
3.3.2.1	Radiador	248
3.3.2.2	Calefactor eléctrico	249
3.3.3	Turco	250
3.3.3.1	Potencia del quemador	250
3.3.4	Aislante térmico para la tubería de vapor.....	252
3.3.4.1	Cálculo del espesor óptimo	253
3.3.5	Agua caliente sanitaria (ACS).....	259
3.3.5.1	Sistema de Calentamiento Solar	260
3.3.5.2	Sistema para calentamiento de agua en uso residencial.....	261
3.3.5.3	Eficiencia colectores	263
3.3.5.4	Evaluación del recurso energético disponible.....	263
3.3.5.5	Condiciones requeridas para obtener ACS.....	269
3.3.5.6	Caudal de servicio.....	269
3.3.5.7	Demanda energética	270
3.3.5.8	Área de calentadores solares para el calentamiento del agua	270
3.3.5.9	Número de paneles solares.....	271
3.4	Selección de la(s) propuesta(s) con el juicio de uso eficiente de la energía	272
3.4.1	Equipo(s) para la piscina.....	272
3.4.1.1	Calentadores a gas.....	272
3.4.1.2	Calentadores eléctricos.....	272
3.4.1.3	Calentadores a diesel.....	273
3.4.1.4	Paneles solares.....	275
3.4.1.5	Parámetros de valoración para la selección del equipo calentador	278
3.4.2	Filtro de arena.....	278
3.4.3	Manta térmica y rodillo para piscina.....	279
3.4.4	Paneles solares necesarios para satisfacer los requerimientos del ACS.	280
3.4.5	Quemador para generador de vapor.....	281
3.4.6	Aislante térmico para tubería de vapo	282
3.4.7	Equipo calefactor para la sauna	283
3.5	Diseño las propuestas	286
3.5.1	Diseño filtro de arena.....	286
3.5.1.1	Determinación del volumen del filtro	286
3.5.1.2	Tiempo de filtración.....	286
3.5.1.3	Razón de filtración deseada	286
3.5.1.4	Caudal de la bomba para la piscina	287
3.5.1.5	Área filtro arena.....	287

3.5.1.6	<i>Diámetro filtro arena</i>	288
3.5.1.7	<i>Altura filtro arena</i>	288
3.5.2	<i>Diseño del sistema de colectores solares</i>	289
3.5.2.1	<i>Pérdida de carga en la tubería de succión</i>	289
3.5.2.2	<i>Pérdida de carga en tubería descarga paneles para piscina</i>	290
3.5.2.3	<i>Selección de la Bomba</i>	292
4.	ANÁLISIS DE LA VIABILIDAD ECONÓMICA DE LAS PROPUESTAS	297
4.1	Determinación de costos de los sistemas actuales y propuestos	297
4.1.1	<i>Cilindro de gas doméstico de 15 kg</i>	297
4.1.1.1	<i>Inversión inicial</i>	297
4.1.1.2	<i>Depreciaciones, mantenimiento de activos</i>	305
4.1.1.3	<i>Costos y gastos</i>	305
4.1.1.4	<i>Ingreso anuales</i>	307
4.1.1.5	<i>Evaluación financiera</i>	313
4.1.2	<i>Cilindro de gas industrial de 15 kg</i>	318
4.1.2.1	<i>Suministros y servicios cantidad consumida con gas industrial de 15 kg</i>	318
4.1.2.2	<i>Evaluación financiera para gas de 15 kg industrial</i>	324
4.1.3	<i>Sistema colectores solares – calentador a diesel y varios equipos</i>	328
4.1.3.1	<i>Financiamiento de la inversión</i>	330
4.1.3.2	<i>Depreciaciones, mantenimiento de activos con nuevos equipos</i>	331
4.1.3.3	<i>Costos y gastos</i>	332
4.1.3.4	<i>Estado de pérdidas y ganancias en nuevas instalaciones</i>	333
4.1.3.5	<i>Evaluación financiera</i>	339
4.2	Índices e indicadores financieros	343
5.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	348
5.1	Conclusiones	348
5.2	Recomendaciones	349

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BIBLIOGRAFÍA

LINKOGRAFÍA

ANEXOS

PLANOS

LISTA DE TABLAS

Pág.

1	Servicios que ofrece el Complejo.....	31
2	Consumo mensual de Energía Eléctrica del Complejo Deportivo.....	42
3	Instrumentos de medición.....	42
4	Temperaturas recomendadas del agua.....	43
5	Pérdidas de calor en el vaso de la piscina.....	57
6	Caudal volumétrico bomba uno y dos piscina.....	59
7	Velocidades recomendadas de flujo en tuberías.....	60
8	Propiedades de la tubería de PVC DE 2”.....	60
9	Diámetros, longitudes de tuberías y propiedades del fluido.....	61
10	Cálculo de caudales y pérdidas tentativas tubería de fondo – succión.....	64
11	Cálculo de caudales y pérdidas tentativas tubería de fondo – succión.....	66
12	Caudales en la tubería de fondo – succión.....	68
13	Caudales y pérdidas en tramo L1de la tubería de fondo – succión.....	70
14	Caudales y pérdidas en Tramo L2 de tubería de fondo – succión.....	72
15	Longitud, diámetro, velocidad tubería succión entrada a la bomba.....	72
16	Caudales y pérdidas en la tubería LT, succión bomba uno.....	74
17	Coeficiente de pérdidas secundarias en la succión Tramo "T"- bomba1.....	75
18	Coeficiente de pérdidas secundarias succión Tramo "T"- bomba1.....	75
19	Coeficiente de pérdidas la succión Tramo "1"- bomba1.....	76
20	Coeficiente de pérdidas longitud equivalente succión Tramo "1"- bomba 1.....	76
21	Coeficiente de pérdidas succión Tramo "2"- bomba1.....	77
22	Coeficiente de pérdidas succión tramo "2"- bomba 1.....	77
23	Propiedades de la tubería de PVC DE 2” – succión bomba 2.....	79
24	Diámetros, longitudes de tuberías y propiedades del fluido, succión bomba 2.....	80
25	Caudales y velocidades, utilizando el procedimiento de tuberías en paralelo – succión bomba 2.....	81
26	Caudal - velocidad en la tubería de succión – bomba 2.....	82
27	Caudales y pérdidas en la tubería de succión bomba 2 – tramo L1.....	82
28	Cálculo de caudales, pérdidas tubería de succión bomba 2 – tramo L2.....	82
29	Longitud, diámetro, velocidad tubería succión, tramo LT.....	82
30	Pérdidas primarias en succión bomba dos – tramo LT.....	83
31	Coeficiente de pérdidas secundarias en la succión tramo "LT"- bomba 2.....	83
32	Coeficiente de pérdidas succión tramo "LT"- bomba 2.....	83
33	Coeficiente de pérdidas tramo "L1"- bomba 2.....	84
34	Coeficiente de pérdidas secundarias en la succión Tramo "L1"- Bomba 2.....	86
35	Coeficiente de pérdidas secundarias en la succión Tramo "L2"- Bomba 2.....	86
36	Coeficiente de pérdidas secundarias en la succión Tramo "L2"- Bomba 2.....	87
37	Diámetro interior, módulo de rugosidad y longitud tubería descarga bomba 1.....	88
38	Área – velocidad tubería de descarga bomba 1.....	89
39	Pérdidas primarias en la tubería de descarga –bomba 1.....	89
40	Pérdidas secundarias en el Tramo L1 – descarga bomba 1.....	89
41	Pérdidas secundarias en el Tramo L2 – descarga bomba 1.....	90
42	Diámetro interior, módulo de rugosidad y longitud tubería descarga bomba 1.....	91
43	Pérdidas secundarias en descarga bomba 1 - Tramo 1.....	91
44	Diámetro y longitud de tubería descarga bomba 1 – Tramo 2.....	92
45	Pérdidas secundarias en el Tramo 2.....	93
46	Diámetro interior, de tubería en la descarga bomba 1 – Tramo 3.....	94
47	Pérdidas secundarias en el Tramo 3.....	94
48	Propiedades de la tubería que se reparte a colectores solares.....	95

49	Diámetros y propiedades del fluido – colectores solares.....	95
50	Caudales y velocidades, utilizando el procedimiento de tuberías en paralelo - colectores solares.....	96
51	Caudal - velocidad en la tubería que se reparte a los colectores solares	97
52	Diámetro y longitud de tubería en la descarga bomba 1 – Tramo 4	97
53	Pérdidas secundarias en el Tramo 4.....	98
54	Diámetro y longitud de tubería en la descarga bomba 1 – Tramo 5	99
55	Pérdidas secundarias en el Tramo 5.....	99
56	Diámetro y longitud de tubería descarga bomba 1 – Tramo 6.....	101
57	Pérdidas secundarias en el Tramo 6.....	101
58	Diámetro y longitud de tubería en la descarga bomba 1 – Tramo7	102
59	Pérdidas secundarias en el Tramo 7.....	103
60	Diámetro y longitud de tubería descarga bomba 1 – Tramo8.....	104
61	Pérdidas secundarias en el Tramo 8.....	104
62	Diámetro y longitud, de tubería descarga bomba 1 – Tramo 9.....	105
63	Pérdidas secundarias en el Tramo 9.....	105
64	Propiedades de la tubería – caudal hacia inyectores	106
65	Longitudes de tuberías y propiedades del fluido - caudal hacia inyectores	107
66	Caudales y velocidades, utilizando el procedimiento de tuberías en paralelo - caudal hacia inyectores.....	108
67	Caudal - velocidad en la tubería que se reparte a los inyectores	109
68	Diámetro y longitud, de tubería en la descarga bomba 1 – Tramo 10	109
69	Pérdidas secundarias en el Tramo 10.....	110
70	Coeficientes de pérdidas, según Kisiliev	111
71	Dimensiones del Inyector, diámetros comerciales y nominales.....	112
72	Pérdidas provenientes de la bomba uno en la piscina	115
73	Área – velocidad tubería bomba 2	115
74	Pérdidas en la tubería de descarga - bomba 2.....	116
75	Pérdidas en la tubería de descarga bomba 2 – Tramo1.....	116
76	Pérdidas en la tubería de descarga bomba 2 – Tramo 2.....	116
77	Pérdidas en la tubería de descarga bomba 2 – Tramo 3.....	117
78	Caudal - velocidad tubería colectores solares bomba 2.....	117
79	Pérdidas en la tubería de descarga bomba 2 – Tramo 4.....	117
80	Pérdidas en la tubería de descarga bomba 2 – Tramo 5.....	118
81	Pérdidas en la tubería de descarga bomba 2 – Tramo 6.....	118
82	Pérdidas en la tubería de descarga bomba 2 – Tramo 7.....	118
83	Pérdidas en la tubería de descarga bomba 2 – Tramo 8.....	118
84	Pérdidas en la tubería de descarga bomba 2 – Tramo 9.....	119
85	Caudal - velocidad en la tubería que se reparte a los inyectores	119
86	Diámetro y longitud de tubería en la descarga bomba 2 – Tramo 10	119
87	Pérdidas en la tubería de descarga bomba 2 – Tramo 10.....	120
88	Pérdidas provenientes de la bomba dos en la piscina.....	121
89	Toma de datos y caudal volumétrico – duchas	122
90	Datos tubería de succión – duchas	123
91	Pérdidas tubería de succión – duchas	123
92	Datos tubería descarga Tramo 1 – duchas	124
93	Pérdidas tubería descarga Tramo 1 – duchas.....	124
94	Datos tubería Tramo 2 y 3 – duchas	125
95	Caudal - velocidad Tramo 2 y 3 – duchas	125
96	Tubería descarga Tramo 2 – duchas	125
97	Pérdidas tubería descarga Tramo 2 – duchas.....	126
98	Tubería descarga Tramo 3 – duchas	126
99	Pérdidas tubería descarga Tramo 3 – duchas.....	126
100	Tubería – caudal que se reparte hacia duchas	127
101	Caudal - velocidad caudal que se reparte hacia duchas	127

102	Tubería Tramo 4 – duchas.....	127
103	Pérdidas tubería descarga Tramo 4 – duchas.....	128
104	Tubería tramo 5 y 6 – duchas	128
105	Caudal - velocidad en la tubería que se reparte a tramo 5 y 6	128
106	Tramo 5 – duchas.....	129
107	Tubería tramo 5 – duchas	129
108	Pérdidas tubería descarga tramo 5 – duchas.....	129
109	Tubería tramo 6 – duchas	130
110	Pérdidas tubería descarga tramo 6 – duchas.....	130
111	Tubería tramo 7 – duchas	131
112	Pérdidas tubería descarga Tramo 7 – duchas.....	131
113	Tubería tramo 8 – duchas	132
114	Pérdidas tubería descarga tramo 8 – duchas.....	132
115	Tubería tramo 9 – duchas	133
116	Pérdidas tubería descarga tramo 9 – duchas.....	133
117	Pérdidas sistema hidráulico duchas camerinos.....	134
118	Tubería de succión – generador vapor.....	136
119	Pérdidas tubería de succión – generador vapor	136
120	Tubería descarga – generador vapor	137
121	Pérdidas tubería descarga – generador vapor	137
122	Pérdidas hidráulicas generador vapor.....	137
123	Pérdidas de calor por conducción en el turco.....	165
124	Pérdidas de energía por transferencia de calor y carga térmica - turco.....	166
125	Método ASME, eficiencia para calderas.....	167
126	Velocidad de viento promedio Riobamba (m/s).....	184
127	Temperatura ambiente promedio Riobamba (°C).....	187
128	Pérdidas de calor por conducción en la sauna	193
129	Pérdidas de energía por transferencia de calor y carga térmica – sauna	194
130	Pérdidas de energía por transferencia de calor tubería generador de vapor	216
131	Altura dinámica de succión bomba 2.....	223
132	Altura dinámica de descarga bomba 2	223
133	Altura dinámica de succión – duchas	227
134	Altura dinámica de descarga – duchas	227
135	Altura dinámica de succión – generador de vapor.....	231
136	Altura dinámica de descarga – generador de vapor	231
137	Tipos de mantas para piscinas marca Ingerclima.....	246
138	Costo de la manta térmica en EUROS.....	247
139	Modelos y precios de enrolladores para mantas térmicas.....	248
140	Eficiencia de gases de combustión generadora de vapor	251
141	Espesores óptimos para aislantes -tubería de vapor hierro galvanizado.....	255
142	Espesores de cañuelas de lana de vidrio	255
143	Pérdidas de calor con diferentes espesores de cañuela de lana de vidrio en la tubería de hierro galvanizado	256
144	Espesores cañuelas.....	257
145	Pérdidas de calor con diferentes espesores de cañuela de lana de vidrio en la tubería sauna y turco	258
146	Valores típicos de eficiencia de colectores solares	263
147	Heliofanía promedio de Riobamba (horas sol/día)	265
148	Radiación promedio incidente	269
149	Resultados del procedimiento – paneles solares piscina	276
150	Valoración de resultados de los criterios de selección del equipo calentador....	278
151	Resultados del procedimiento – paneles solares ACS	281
152	Precio total de cañuela de lana de vidrio para tubería de vapor	283
153	Tubería de succión – bomba paneles piscina	290
154	Pérdidas en tubería de succión – bomba paneles piscina.....	290

155	Tubería descarga tramo 1 – bomba paneles piscina	291
156	Pérdidas tubería descarga tramo 1 – bomba paneles piscina	291
157	Tubería descarga tramo 2 – bomba paneles piscina	292
158	Pérdidas tubería descarga tramo 2 – bomba paneles piscina	292
159	Altura dinámica de succión – bomba paneles piscina	292
160	Altura dinámica de descarga – Bomba paneles piscina	293
161	Inversión inicial instalaciones	297
162	Construcciones	298
163	Equipos piscina.....	298
164	Implementos	298
165	Muebles piscina	299
166	Equipos bar piscina.....	299
167	Muebles bar piscina	299
168	Equipos de piscina.....	300
169	Equipo de oficina de administración.....	300
170	Muebles administración	300
171	Herramientas	300
172	Suministros de oficina	301
173	Útiles de aseo	301
174	Material de aseo	301
175	Ropa de trabajo	302
176	Capital de operación	302
177	Mano de obra directa	302
178	Mano de obra indirecta	302
179	Personal de administración.....	302
180	Financiamiento de la inversión.....	303
181	Crédito bancario.....	304
182	Condiciones de los activos fijos: nuevas inversiones	305
183	Cálculo de depreciaciones, mantenimiento y seguro (valor de adquisición)	305
184	Costos y gastos	306
185	Cantidad consumida de energía y servicios	307
186	Valor de suministros y servicios	307
187	Ingreso anuales	307
188	Estado de pérdidas y ganancias	308
189	Balance general.....	309
190	Flujo de caja	311
191	Valor actual neto (VAN)	313
192	Tasa interna de retorno (TIR).....	314
193	Punto de equilibrio	315
194	Relación beneficio costo	317
195	Recuperación de la inversión cilindro 15 kg doméstico	318
196	Cantidad consumida con gas industrial de 15 kg para cinco años	318
197	Estado de pérdidas y ganancias con cilindro industrial de 15 kg.....	319
198	Balance general de estudio con gas de 15 kg industrial.....	320
199	Flujo de caja empleando gas industrial de 15 kg.....	322
200	Valor actual neto (VAN) para gas de 15 kg industrial	324
201	Tasa interna de retorno (TIR) para gas de 15 kg industrial	325
202	Punto de equilibrio con gas de 15 kg industrial	326
203	Relación beneficio costo con gas de 15 kg industrial	327
204	Recuperación de la inversión cilindro industrial 15 kg	328
205	Inversión inicial empleando energía alternativa.....	329
206	Inversión con sistema híbrido.....	330
207	Condiciones de los activos fijos nuevas inversiones	331
208	Cálculo de depreciaciones, mantenimiento de la nueva inversión.....	331
209	Costos y gastos de la nueva inversión	332

210	Suministros y servicios cantidad consumida nuevas instalaciones	333
211	Valor de suministros y servicios nuevas instalaciones	333
212	Pérdidas y ganancias en nuevas instalaciones	333
213	Balance general nueva inversión	335
214	Flujo de caja en la nueva inversión	337
215	Valor actual neto (VAN) nuevo sistema y equipos.....	339
216	Tasa interna de retorno (TIR) nuevo sistema y equipos	340
217	Punto de equilibrio nueva inversión.....	341
218	Relación beneficio costo nueva inversión	342
219	Recuperación nueva inversión	343
220	Costo servicios para cinco años.....	343
221	Costo de suministros y combustible con diferentes sistema.....	344
222	Utilidad Neta quinto año con propuestas planteadas	345
223	Costo de entradas.....	346
224	Recuperación inversión sistema actual y propuesta.....	347

LISTA DE FIGURAS

Pág.

1	Metodología de auditoría energética.....	29
2	Mapa ubicación Complejo.....	30
3	Vista Superior piscina.....	32
4	Vista lateral piscina.....	32
5	Catálogo WHITE GOODS FOR POOLS AND SPAS.....	32
6	Catálogo PENTAIR WATER POOL AND SPA.....	33
7	Catálogo PENTAIR WATER POOL AND.....	33
8	Astral Alaska Max.....	33
9	Filtro Swim Pro.....	34
10	Esquema de instalación del calentador.....	35
11	Calentador Pentair Pool.....	35
12	Sistema Sanitario.....	36
13	Bomba Centrífuga MYERS.....	36
14	Elementos de tanque hidroneumático.....	37
15	Calefón RANGER.....	38
16	Colectores EUSOLAR.....	39
17	Generadora de Vapor.....	39
18	Bomba Centrífuga A.S.A PAOLO.....	40
19	Equipo calefactor sauna.....	40
20	Esquema pérdidas de calor del vaso.....	44
21	Paredes de transferencia de calor.....	49
22	Vista seccional de Pared 1.....	50
23	Circuito térmico equivalente.....	50
24	Vista seccional de las Paredes 2 y 4.....	55
25	Medición caudal sistema piscina.....	59
26	Vista de planta tubería de succión (bomba 1).....	60
27	Vista de planta tubería de succión (bomba 2).....	79
28	Coeficiente (Cf) aplicables a la fórmula de Kirschmer.....	85
29	Dimensiones del skimmer.....	85
30	Tubería de descarga (bomba 1).....	88
31	Tramo 1 (caudal que sale de bomba 1).....	91
32	Bomba 1 - Tramo 2 (caudal hacia colectores solares).....	92
33	Tramo 3 (caudal hacia colectores solares).....	93
34	Tramo 4 (caudal hacia colector solar 1).....	97
35	Tramo 5 (caudal hacia colector solar 2).....	99
36	Tramo 6 (agua caliente que sale colector solar 1).....	100
37	Tramo 7 (agua caliente que sale colector solar 2).....	102
38	Tramo 8 (unión de caudales – colector solar 1 y 2).....	103
39	Tramo 9 (agua caliente hacia inyectores).....	105
40	Inyectores lado 1 y 2.....	106
41	Reducción gradual.....	111
42	Medición caudal - duchas.....	122
43	Tubería de succión – duchas.....	123
44	Tramo 1 – duchas.....	124
45	Tramo 2 – duchas.....	125
46	Tramo 3 – duchas.....	126
47	Tramo 4 – duchas.....	127
48	Tramo 6 – duchas.....	130
49	Tramo 7 – duchas.....	131

50	Tramo 8 – duchas.....	132
51	Tramo 9 – duchas.....	133
52	Dimensiones reservorio –para generador vapor	134
53	Tubería de succión – generadora de vapor.....	135
54	Tubería descarga – generadora de vapor	136
55	Vista isométrica del turco	139
56	Vista seccional de asientos - turco.....	141
57	Vista de planta - turco.....	144
58	Vista seccional de pared 1 - turco.....	145
59	Circuito térmico de pared 1 - turco.....	145
60	Vista seccional de pared 2 y 3 - turco.....	153
61	Circuito térmico de pared 2 y 3 - turco	153
62	Vista seccional de pared 4 - turco.....	155
63	Circuito térmico de pared 4 - turco.....	156
64	Vista seccional de pared 5 Y 6 - turco.....	157
65	Circuito térmico de pared 5 Y 6 - turco.....	157
66	Vista seccional del piso - turco.....	159
67	Circuito térmico del piso – turco.....	160
68	Vista seccional del techo - turco.....	161
69	Circuito térmico del techo – turco.....	161
70	Vista seccional puerta - turco.....	163
71	Circuito térmico puerta – turco	163
72	Vista planta Sauna.....	172
73	Esquema asientos sauna.....	173
74	Distribución de paredes - sauna.....	174
75	Vista seccional de pared 1 – sauna	175
76	Circuito térmico pared 1 – sauna	175
77	Vista seccional de pared 7 y 8 – sauna.....	183
78	Circuito térmico pared 7 y 8 – sauna.....	183
79	Vista seccional de pared 2 – sauna	185
80	Circuito térmico pared 2 – sauna	185
81	Vista seccional de pared 3, 4, Y 5.....	186
82	Circuito térmico pared 3, 4 y 5	186
83	Vista seccional de pared 6.....	188
84	Circuito térmico pared 6.....	189
85	Vista seccional del techo.....	189
86	Circuito térmico techo sauna.....	190
87	Vista seccional del piso sauna	190
88	Circuito térmico piso sauna.....	191
89	Vista seccional del piso sauna	191
90	Circuito térmico piso sauna.....	192
91	Vista seccional tubo cilíndrico sin aislamiento tubería de cobre	195
92	Circuito térmico de tubería de cobre	196
93	Dimensiones aleta intercambiador sauna	202
94	Rendimiento aleta rectangular	203
95	Intercambiador de calor sauna.....	204
96	Vista seccional tubería de hierro galvanizado	205
97	Circuito térmico tubería hierro galvanizado	205
98	Vista seccional tubería hydro 3	210
99	Circuito térmico tubería hydro 3	211
100	Bomba Gould 3298 – bomba 1	221
101	Bomba Gould 3298 – 1 × 112 × 5	221
102	Bomba Goulds 3298 – bomba 2.....	225
103	Bomba Goulds 3298 – 1 × 112 × 8	225
104	Bomba Pedrollo 2CP – duchas	229

105	Bomba Pedrollo 2CP 25/130N – duchas.....	229
106	Bomba Pedrollo 2CP	233
107	Bomba Pedrollo 2CP 25/130N	233
108	Funcionamiento paneles piscina	237
109	Esquema de instalación colectores solares en techo 1	238
110	Esquema de instalación colectores solares en techo 2	238
111	Entrada y salida de agua del colector	238
112	Válvulas y accesorios paneles solares.....	239
113	Panel Techno - Solis.....	239
114	Hoja electrónica Techno - Solis.....	240
115	Detalle de Instalación SALVADOR ESCODA.....	241
116	Ciclo de bomba de calor	242
117	Esquema y partes de bomba de calor.....	243
118	Esquema de instalación – bomba de calor.....	243
119	Puesta en marcha de equipo – bomba de calor	244
120	Manta térmica de burbujas de polietileno para cubrir la piscina	246
121	Enrolladora manta térmica piscina	247
122	Radiador Xian	248
123	Calefactor eléctrico Asturgó	249
124	Quemador modelo CRONO 5-L.....	252
125	Cañuela de lana de vidrio de espesor 0,10 mm	253
126	Sistema directo solar	260
127	Sistema indirecto solar.....	261
128	Esquema instalación ACS.....	261
129	Colector solar de tubos al vacío	262
130	Sistema termosifón	262
131	Elementos termosifón	263
132	Insolación difusa en la ciudad de Riobamba	267
133	Insolación directa en la ciudad de Riobamba.....	267
134	Bomba para piscina EB 40 056 Modelo MAXI30 TRIFASICA.	287
135	Filtro de arena para piscina.....	289
136	Tubería de succión – bomba paneles piscina	289
137	Tramo 1 – bomba paneles piscina	290
138	Tramo 2 – bomba paneles piscina	291
139	Bomba Pedrollo CP 250 – duchas – bomba paneles piscina	294
140	Bomba Pedrollo CP 250C - CR – bomba paneles piscina.....	295
141	Comparación de precios en costo de servicios	344
142	Suministros y combustibles.....	345
143	Utilidad o pérdida para los diferentes sistemas	346
144	Ingreso cobro de entradas para cinco años	347
145	Recuperación de la inversión en años	347

LISTA DE ABREVIACIONES

PS:	Interruptor de presión
HLS:	Interruptor de límite más alto
AFS	Interruptor flujo de aire
AGS	Interruptor de apagado automático de gas
SFS:	Sensor de hacinamiento en el conducto del humo
GLP:	Gas licuado de petróleo
WC	Water column
CIATESA:	Compañía industrial de aplicaciones técnicas España
PVC :	Poli (Cloruro de Vinilo)
TIR	Tasa Interna de Retorno
VAN:	Valor Actual Neto

LISTA DE ANEXOS

A	Productos Nacobre S.A.
B	INTERAGUA – Ecuador
C	PETROCOMERCIAL – GLP
D	PETROCOMERCIAL – Combustibles
E	CONSEJO NACIONAL DE ELECTRICIDAD - CONELEC
F	CIATESA - Humedad absoluta del aire saturado a ciertas temperaturas
G	Temperatura promedio de Cerramientos paredes interiores
H	Temperatura promedio agua de la piscina Carril 4
I	Temperatura promedio del aire en piscina Carril
J	Temperatura promedio exterior al cerramiento del sótano piscina Carril 4
K	Temperatura superficial promedio en la pared del sótano piscina Carril
L	Bomba Alaska Max
M	Filtro de Arena Swim Pro
N	Diámetro interior de tuberías - Catálogo MERK PEERLESS
O	Rugosidad relativa de los materiales de las tuberías - Fluidos CRANE
P	Pérdidas secundarias de tubería PVC – PLASTIGAMA
Q	Caída de Presión Filtro ROTOPLAST
R	Caída de Presión Colectores Solares de Tubos al Vacío EUSOLAR
S	Propiedades termofísicas de gases a presión atmosférica Tabla A.4 y propiedades del agua (líquido saturado) Tabla A-9
T	Datos estadísticos Turco – Complejo Deportivo Carril 4
U	Propiedades térmicas de materiales –Medio Ambiente Millarium
V	Propiedades del vapor húmedo
W	Catálogo FCN para tuberías
X	Datos estadísticos Sauna – Complejo Deportivo Carril 4
Y	Catálogo Vitromart
Z	Productos Nacobre S.A.
AA	Temperatura promedio en tubos de equipo calefactor
BB	Catálogo ABN Sistemas PIPE
CC	Factor de Zonas Climáticas
DD	Factor de Protección contra el viento
EE	Detalle de Instalación Paneles ESCOPOOL
FF	Catálogo SALVADOR ESCODA – Bomba de calor OPTIPAC
GG	Facultad de Ciencias –ESPOCH, “Análisis Físico – Químico

HH	Catálogo Salvador Escoda – Bomba Centrífuga MAXI30 TRIFASICA
II	Catálogo Salvador Escoda – Radiadores
JJ	Catálogo Asturgó – Calefactores Eléctricos
KK	Cesta – ESPOCH- “Análisis de gases de combustión caldera Carril 4.”
LL	Catálogo BAXIROCA- Quemadores de gasóleo
MM	Catálogo Aislantes Térmicos
NN	Salvador Escoda– Manual Técnico de Energía Solar Térmica ACS
OO	Catálogo Aislantes Térmicos - CALORCOL
PP	Colector de Tubos al Vacío – EUSOLAR
QQ	Temperatura promedio en tubos de equipo calefactor
RR	Conductividad térmica acero galvanizado
SS	Instalaciones gases uso residencial comercial e industrial
TT	Calderas y grupos de pie
UU	Calentadores eléctricos para piscina

RESUMEN

Se ha realizado una auditoría energética con fines de optimización, mediante uso de Energía Solar en el Complejo Deportivo Carril 4 en la ciudad de Riobamba, con la finalidad de describir su funcionamiento y cuantificar su consumo de energía, identificando los posibles sistemas que se puede reemplazar energía convencional por solar, analizando la viabilidad económica de los mismos.

Se evalúan los parámetros de funcionamiento en los diferentes sistemas y con estos resultados, se proponen y seleccionan nuevos equipos: filtro de arena, manta térmica, rodillo, calentador a diesel, colectores solares, quemador, estufa de aluminio y aislante térmico en tuberías que conducen vapor.

La implementación de los equipos antes mencionados logra mejorar las condiciones físico – químicas, mantener la temperatura y calentar el agua en la piscina con criterio optimizador de energía, aportando de esta manera a la preservación del ambiente.

Se ahorra consumo de combustible en el generador de vapor aumentando la temperatura en la sauna, ahorrando energía en tuberías que conducen vapor al emplear aislantes térmicos.

Todos los equipos nuevos y sistemas llegan a un monto \$ 43 248,20 con un periodo de recuperación 4,54 años, relación costo beneficio 1,77, logrando una utilidad neta al primer año \$ 3 105, 97 incrementándose 10% durante cinco años.

Se recomienda implementar todos los equipos antes mencionados, logrando un ahorro en combustible, además disminuyendo la contaminación del ambiente. Para recuperar la inversión se debe desarrollar campañas publicitarias que permitan incrementar el número de usuarios, a fin de tender a la disminución del tiempo de recuperación de la inversión.

ABSTRACT

Energy audits for optimization purposes has been developed, by using Solar Energy in the Complejo Deportivo Carril 4. in Ríobamba city, with the purpose of describing the operation and quantify the consumption of energy; identifying the possible systems in which can replace conventional energy with solar energy, analyzing its economic viability.

The operating parameters in different systems are evaluated, with the results are proposed and selected new equipments such as: sand filter, thermal blanket, roller, diesel hitter, solar collectors, burner, aluminum stove and thermal insulation on steam pipes leading.

The implementation of the aforementioned equipments manages to improve the physical and chemical conditions, to maintain temperature and heat the water in the pool with power optimizer criterion, thus contributing to preserving the environment.

By implementing thermal insulation on steam pipes leading valúes, saves niel consumption of the stearn generator.

All new equipment and systems reach an amount of \$43 248,20 with a payback period of 4.54 years in benefit cost 1,77; earning a net profit in the first year of \$3 105,97 with an increase of 10% over five years.

It is recommended to implement all the aforementioned equipments, achieving energy savings; also because it reduces environmental pollution. To recover the investment, advertising campaigns that would increase the number of users should be developed, aiming to reduce íhe time of payback.



CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes

Cada forma de vida y todas las sociedades requieren en mayor o menor grado de una recepción constante de energía, y en especial la energía que es un pilar fundamental para el desarrollo. Mientras las sociedades modernas continúen sobreviviendo y desarrollándose, deben consumir más. Sin embargo, deberán cambiar su modelo de consumo cuando las fuentes tradicionales se vuelvan limitadas o bien cuando el impacto ambiental demande un cambio en el modelo de consumo y el descubrimiento de nuevas formas de energía compatibles con el ambiente.

El Complejo Deportivo Carril 4 que ofrece sus instalaciones a toda la colectividad riobambeña, enfrenta un conjunto de problemas que ponen en riesgo el normal abastecimiento de energía, para satisfacer la demanda creciente. El uso de energía limpia aún no se desarrolla en nuestro medio, debido a la falta de políticas que permitan su uso competitivo y garanticen un financiamiento para complejos deportivos vigentes y/o nuevos.

Si en la cadena de producción, transformación, transmisión, distribución y uso final de la energía, se la realizara con mayor eficiencia, se beneficiaría no solo al ambiente sino también al usuario y por consiguiente a la sociedad en su conjunto, por lo que se propone realizar una auditoría energética que permita tener análisis y propuestas técnicas debidamente orientadas a reducir gastos de capital, optimizando el uso de los equipos instalados.

1.2 Justificación

La determinación de los parámetros de operación y mantenimiento que influyen en la eficiencia y su variación de las unidades por medio de una Auditoría Energética, permitirán realizar los correctivos necesarios para obtener el mayor rendimiento de los sistemas calefactores, reduciendo en lo posible costos con el uso de energía barata y aconsejable con el ambiente.

Se considera de suma importancia una auditoría en el Complejo Deportivo Carril 4, porque en base a éste se mejorarán o eliminarán las pérdidas utilizando tecnología actual a corto o mediano plazo para así tomar una decisión correctamente encaminada, contando con un modelo objetivo, tanto energética como económicamente del sistema a analizar, que comprenda todas las variables del problema, para generar una solución crítica y efectiva bajo un punto de vista profesional.

1.3 Objetivos

1.3.1 *Objetivo general.* Realizar una auditoría energética con fines de optimización mediante el uso de Energía Solar, en el Complejo Deportivo Carril 4 de la ciudad de Riobamba.

1.3.2 *Objetivos específicos*

Describir el funcionamiento actual del complejo y cuantificar su consumo de energía.

Identificar los posibles sistemas donde se pueda reemplazar la energía convencional por la energía solar.

Diseñar los sistemas propuestos.

Analizar la viabilidad económica, de la (s) propuesta (s).

CAPÍTULO II

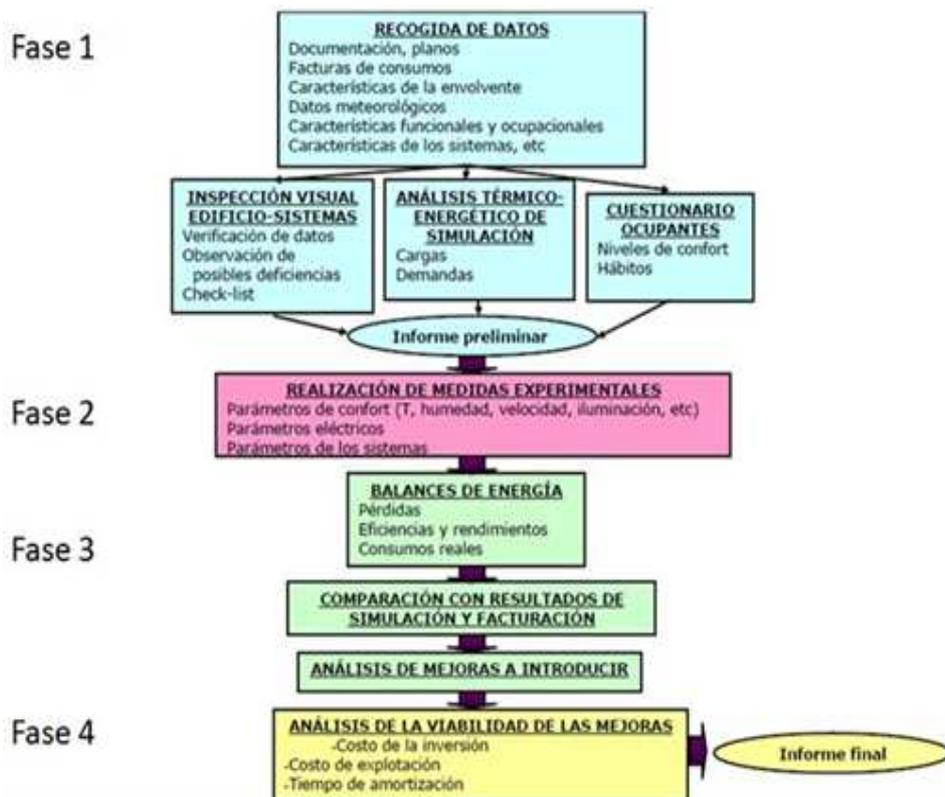
2. DESCRIPCIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DEL COMPLEJO Y CUANTIFICACIÓN DEL CONSUMO DE ENERGÍA.

2.1 Introducción

- ✓ Recopilación de datos de consumo, costos de energía y producción en sus diferentes formas obtenidas en el Complejo.
- ✓ Obtener balances energéticos de las instalaciones que consumen energía.
- ✓ Identificación de los sistemas de alto consumo y de esta manera plantear posibles alternativas para reducirlos.
- ✓ Discusión y análisis de mejoras a introducir.
- ✓ Determinar y evaluar económicamente las medidas aplicables.
- ✓ Análisis de costos y beneficios de cada oportunidad.

2.1.1 Metodología de una auditoría energética

Figura 1. Metodología de auditoría energética



Fuente: SÁNCHEZ, S.M.E.E.

2.2 Descripción y características funcionales del Complejo

El “Club Social Cultural y Deportivo Carril 4”, inicia su actividad deportiva en el año 2002 en la disciplina de Natación, con el objeto de masificar y fomentar el deporte amateur en la ciudad de Riobamba.

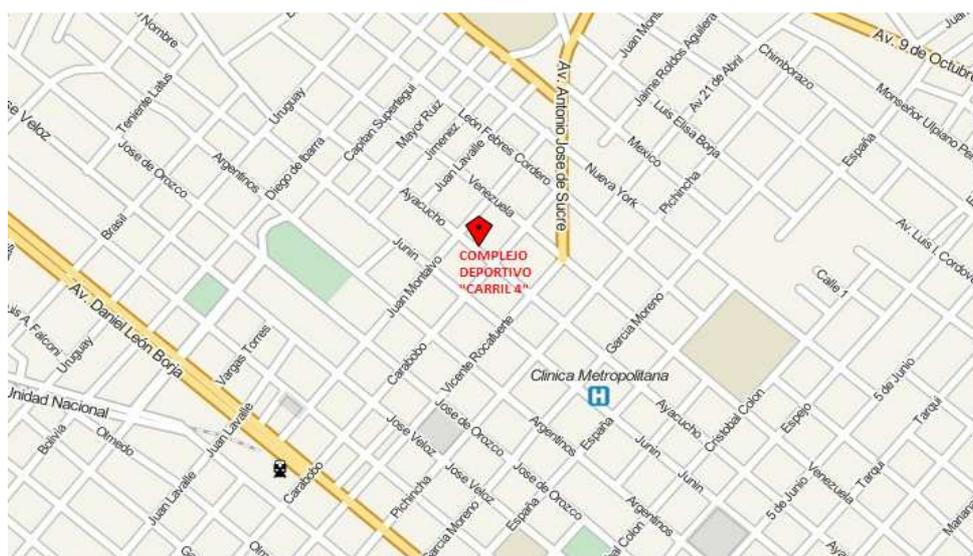
Mediante Acuerdo Ministerial No. 341 de fecha 12 de Octubre del 2004, obtiene su Personería Jurídica sin fines de lucro, en la Secretaria Nacional del Deporte, Educación Física y Recreación, actualmente Ministerio del Deporte.

Desde esa fecha el “Club S.C.D Carril 4”, incrementa su labor deportiva amateur a nivel competitivo, pasando a formar parte como Club Filial de la FEDERACIÓN DEPORTIVA DE CHIMBORAZO y de la FEDERACIÓN ECUATORIANA DE NATACIÓN FENA, compitiendo a nivel local, provincial, nacional e internacional.

Para que la ciudad de Riobamba tenga un complejo deportivo de acuerdo a las necesidades de la práctica de la natación a nivel, competitivo, amateur, el “Club Carril 4” avisto la necesidad de abrir sus puertas con instalaciones propias en Mayo 2011.

Ubicación: Ayacucho 29 - 40 entre Juan Montalvo y Carabobo
Riobamba – Ecuador

Figura 2. Mapa ubicación Complejo



Fuente: Autores

Tabla 1. Servicios que ofrece el Complejo

Piscina	
Sauna	
Turco	

Fuente: Autores

2.2.1 Características de los Sistemas

2.2.1.1 Piscina

Horas de funcionamiento:

Lunes a Viernes: 8h00 – 21h00

Sábados y Domingos: 8h00 – 19h00

Figura 3. Vista Superior piscina

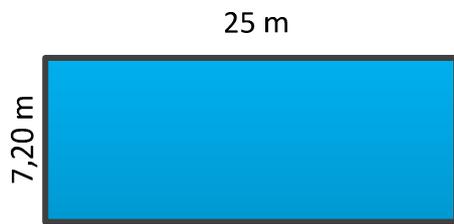


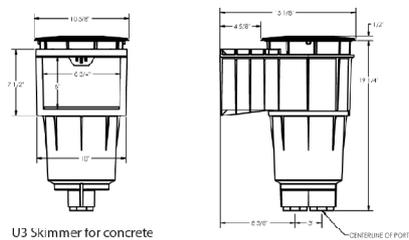
Figura 4. Vista lateral piscina



Fuente:Autores

- Forma rectangular.
- Fondo estándar.
- Área piscina = $25 (7,2) = 180 \text{ m}^2$
- Volumen piscina = $25 (7,2) (1,25) = 225 \text{ m}^3$
- Temperatura de agua de suministro = $16,3 \text{ }^\circ\text{C}$
- Temperatura piscina = $25,93 \text{ }^\circ\text{C}$.
- Skimmer : 4

Figura 5. Catálogo WHITE GOODS FOR POOLS AND SPAS



Fuente:Autores

- Rejillas de fondo : 2

Figura 6. Catálogo PENTAIR WATER POOL AND SPA



Fuente: PENTAIR WATER POOL AND SPA

- Inyectores : 6

Figura 7. Catálogo PENTAIR WATER POOL AND



Fuente: PENTAIR WATER POOL AND SPA

2.2.1.2 Sistema de Bombeo. Se utiliza dos bombas centrífugas auto aspirantes con las siguientes características:

Figura 8. Astral Alaska Max

Marca:	Astral Alaska Max.
Caudal:	34 m ³ /h
Voltaje:	220 voltios.
Potencia:	2,66 kw.
Revoluciones:	3 393 rpm.
Hmáx:	20 m.c.a
Temperatura:	35 °C



Fuente: Autores

2.2.1.3 Sistema de Filtración

Figura 9. Filtro Swim Pro

Marca: Swim Pro.
Área de 0,35 m²
Filtración:Modelo: S270TEXP
Presión: 50 psi



Fuente: Autores

2.2.1.4 Calentador de Agua. Calentadores MasterTemperature, están diseñados para calentar piscinas y Spas con sistemas de cloro, bromo o sal, o en instalaciones no estacionarias y nunca deben ser empleados como calderas de calefacción de espacios o calentadores de agua para propósitos generales.

Secuencia de Operación. Un sensor termistor electrónico de temperatura en la entrada del adaptador del colector, controla el funcionamiento del calentador.

Los enlaces de seguridad consisten en:

Interruptor "de presión (PS), el cual detecta que la bomba está funcionando.

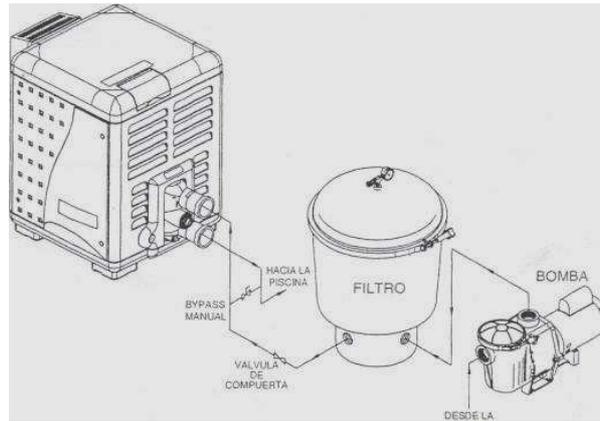
Interruptor de límite más alto (HLS), que se abre si la temperatura de la salida del intercambiador de calor sube sobre los 135°F (57 °C).

Interruptor de flujo de aire (AFS), el cual detecta la caída en la presión a través del orificio de medición de aire.

Interruptor de apagado automático de gas (AGS), el cual se abre si la temperatura de la salida del intercambiador de calor sube sobre los 140°F (60°C).

Sensor de hacinamiento en el conducto del humo (SFS), el cual apaga el calentador si la temperatura del gas en el conducto del humo alcanza los 500° F (260°C).

Figura 10. Esquema de instalación del calentador

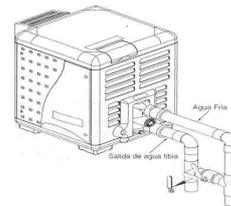


Fuente: Autores

Especificaciones Técnicas

Figura 11. Calentador Pentair Pool

Marca:	Pentair Pool.
Modelo:	Master Temp.
Capacidad:	400 000 BTU/h.
Combustible:	Gas Natural.
Eficiencia:	84%
Índices de flujo:	
Mínimo:	40 GLP
Máximo:	120 GLP
Presión del gas:	
Mínimo:	14
Máximo:	4



Fuente: Autores

2.2.1.5 Sistema Sanitario

Figura 12. Sistema Sanitario

- 6 duchas.
- 4 lavamanos.
- 4 sanitarios.
- 8 vestidores.



Fuente: Autores

Figura 13. Bomba Centrífuga MYERS

- Marca:** Myers.
- Modelo:** 5KC33 PN2703BT.
- Voltaje:** 115/230 voltios.
- Potencia:** 1 hp.
- Revoluciones:** 3450 rpm.
- Temperatura:** 40°C.



Fuente: Autores

Tanque Hidroneumático. Tanque cuya marca WELL TANK da una precisión de ensamblaje entre tapa y cuerpo que minimiza la posibilidad de fallas entre sus componentes, la robusta construcción es enfatizada utilizando un mayor espesor de acero que otros tanques, reduciendo la posibilidad de corrosión y aumentando su vida útil. El interior está protegido por un recubrimiento epóxico que evita la corrosión y por ser de grado alimenticio nos garantiza que el agua siempre esté apta para el consumo. Está pintado con esmalte aluminio que protege los cordones de soldadura y da una presentación íntegra.

Figura 14. Elementos de tanque hidroneumático



Fuente: Autores

Calefón a gas. Comodidad de funcionamiento, ya que el aparato se pone en marcha simplemente pulsando un interruptor.

- Aparato para montaje a la pared.
- Aparato con modulación de potencia y ausencia de llama piloto.
- Quemador atmosférico para gas natural/gas líquido.
- Quemador piloto semi-permanente funcionando sólo el tiempo que pasa entre la apertura de la válvula de agua y el accionamiento del quemador principal.
- Cuerpo de caldeo sin baño de plomo.
- Cuerpo de agua fabricado en poliamida reforzada con fibra de vidrio 100% reciclable.
- Regulación automática del caudal de agua a través del dispositivo que permite mantener constante el caudal para presiones de conexión de agua diferentes.
- Regulación automática de la potencia en función de la demanda de agua caliente.
- Sonda de ionización, que no permite el paso de gas para el quemador sin que exista llama para la ignición.
- Dispositivo de control de gases quemados que controla la evacuación de los mismos.

Figura 15. Calefón RANGER

Marca:	Ranger.
Capacidad:	16 l/min
Eficiencia:	81 %
Marca: Capacidad:	20 - 400 kpa.
Rango de presión de agua:	0,25 kpa 0,80 kpa
Presión del gas:	55 w.
	Mínimo: 20 kg.
	Máximo:
Consumo eléctrico:	
Peso:	



Fuente: Autores

2.2.1.6 Colectores Solares de Tubos al vacío. Los colectores de vacío resultan óptimos para el aprovechamiento de la energía solar a lo largo de todo el año ya que en los meses de verano tienen un rendimiento normal parecido al resto de colectores, mientras que en los meses de invierno su rendimiento está por encima del resto de colectores.

Entre sus principales ventajas se tiene:

- Permite alcanzar altas temperaturas incluso en zonas de clima poco favorable.
- Mejor captación en días nublados.
- Mayor rendimiento con igual superficie respecto a paneles planos.
- Estética muy atractiva.
- Sustitución de tubos de forma rápida y sencilla.
- Sencillez en su montaje, permitiendo reducir los gastos de mano de obra, ya que es posible montar en el colector tubo por tubo sobre el tejado sin la necesidad de grúas.

Figura 16. Colectores EUSOLAR

Marca:	EUSOLAR.
Compañía:	Spain – Nigbo Euro
Modelo:	EU -Z -30
Área:	4,04 m ²
Rango de presión:	0 MPa
Capacidad tanque:	300 l
Rango de poder:	1 500 w



Fuente: Autores

2.2.1.7 Generadora de Vapor

Figura 17. Generadora de Vapor

Marca:	Beckett
Modelo:	HS – R7184 A
Combustible:	Diesel
Capacidad:	50 – 75 GPM
Manómetro:	60 psi
Presión de Trabajo:	10 psi
Presión mínima:	McDonald, presóstato,
Accesorios:	medidor de nivel, válvula de purga, válvulas de alivio.
Diámetro chimenea:	8 in
Altura chimenea:	59 in
Cuerpo caldera:	(47) (35) in.



Fuente: Autores

Bomba de suministro de agua hacia generadora de vapor

Figura 18. Bomba Centrífuga A.S.A PAOLO

Marca:	A.S.A PAOLO
Modelo:	KPM 60
Caudal:	40 l/min
Voltaje:	110 voltios
Corriente:	5 amperios
Potencia:	0,5 hp
Revoluciones:	3 400 rpm



Fuente: Autores

Equipo calefactor sauna. El equipo destinado para el calentamiento de la sauna es construido artesanalmente por los propietarios del complejo y tiene las siguientes características.

Figura 19. Equipo calefactor sauna

Material tubos:	Cobre
Diámetro nominal¹:	1 ½ in
Diámetro exterior:	41,275 mm
Diámetro interior:	38,227 mm
Peso:	1,698 kg/m
No. Hileras:	5
No. Aletas: Material	Aprox. 2 400
Material aletas:	Zinc



Fuente: Autores

2.2.2 *Cuantificación de energía de los diferentes consumidores*

2.2.2.1 *Consumo de agua*

Consumo	Metros cúbicos
Diario	8,64
Semanal	60,5
Mensual	242

¹Productos Nacobre S.A., refiérase al Anexo (A).

El costo de Agua potable y Alcantarillado para un rango de consumo entre 101 - 300m³ es \$ 0,842 USD².

2.2.2.2 Consumo de combustibles

- Gas licuado de Petróleo

Consumo	Cilindros (15 kg)
Diario	3
Semanal	21
Mensual	84

El costo nacional de GLP doméstico es \$ 0,10 USD/kg³.

- Diesel

Consumo	Galones
Semanal	15
Mensual	60

El costo nacional de Diesel es \$ 0,90 USD⁴.

2.2.2.3 Consumo de electricidad

Consumo	kw-h
Diario	96,46
Semanal	675,25
Mensual	2701

En la ciudad de Riobamba el costo kw-h de la tarifa comercial con la que trabaja el complejo es \$ 0,083 USD.⁵

²INTERAGUA - Ecuador, refiérase al ANEXO (B).

³PETROCOMERCIAL – GLP, refiérase al ANEXO (C).

⁴PETROCOMERCIAL - Combustibles, refiérase al ANEXO (D).

Tabla 2. Consumo mensual de Energía Eléctrica del Complejo Deportivo

	Artefacto	Cantidad artefactos	Potencia (w)	Potencia (kw)	Horas uso - día	No. Días de uso - mes	Tarifa vigente	Costo mensual (USD)
Primera Planta	Foco ahorrador	10	18	0,018	4	30	0,083	1,79
	Lámpara incandescente	3	250	0,25	3	30	0,083	5,60
Segunda Planta	Foco ahorrador	8	20	0,02	6	30	0,083	2,39
Cuarto de Máquinas	Foco ahorrador	2	20	0,02	7	30	0,083	0,70
Cuarto de Máquinas	Foco común	2	110	0,11	7	30	0,083	3,83
Piscina	Bomba de Agua	2	2660	2,66	12	30	0,083	158,96
Duchas	Bomba de Agua	1	745,7	0,7457	8	30	0,083	14,85
Caldera	Bomba de Agua	1	372,85	0,37	10	8	0,083	2,46
	Cocina	1	2000	2	3	30	0,083	14,94
	Computadora	1	100	0,1	4	24	0,083	0,80
	Televisor	1	100	0,1	4	30	0,083	1,00
	Congelador	2	200	0,2	10	30	0,083	9,96
	TOTAL							217,28

Fuente: Autores

2.3 Análisis energético del Complejo

2.3.1 Instrumentos a utilizar para evaluación de los sistemas

Tabla 3. Instrumentos de medición

INFRA PRO 5	MEDIDOR DE PH Y CLORO
	
	

⁵CONSEJO NACIONAL DE ELECTRICIDAD refiérase al ANEXO (E).

<p style="text-align: center;">TERMOCUPLA</p> 	<p style="text-align: center;">TERMOHIGRÓMETRO</p> 
<p style="text-align: center;">MEDIDOR DE GASES DE COMBUSTIÓN – TESTO</p> 	<p style="text-align: center;">CRONÓMETRO</p> 

Fuente: Laboratorio de Energía EIM - ESPOCH

2.3.2 Piscina

Tabla 4. Temperaturas recomendadas del agua

Condiciones de Confort – Temperaturas del agua:	
COMPETICIÓN:	24 °C
ENTRENAMIENTO	26 °C
ENSEÑANZA Y RECREO	25 °C
DISMINUIDOS FÍSICOS	29 °C
PISCINA INFANTIL	30 °C
NIÑOS DE 3 A 6 AÑOS Y TERCERA EDAD	32 °C
MUJERES EMBARAZADAS	30 - 32 °C

Fuente: Autores

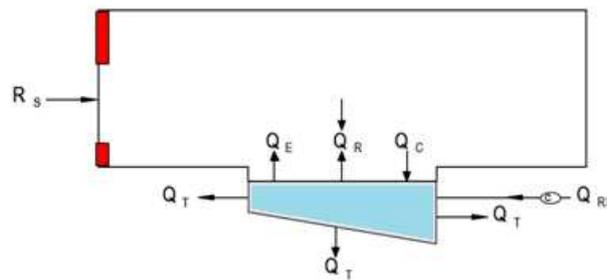
2.3.2.1 Necesidades en la climatización de una piscina cubierta. Para el cálculo de la carga térmica de la piscina se consideran algunos parámetros del catálogo de CIATESA [1].

- Deshumectación en el aire ambiente como consecuencia de la evaporación de agua.
- Mantener la temperatura del agua del vaso de piscina.

2.3.2.2 Pérdidas de Calor

- Evaporación de agua del vaso (Q_E).
- Radiación de calor por diferencias de temperatura (Q_R).
- Convección de calor entre agua y aire (Q_C).
- Renovación del agua del vaso (Q_{RE}).
- Transmisión de calor del agua del vaso (Q_T).

Figura 20. Esquema pérdidas de calor del vaso



Fuente: Autores

Pérdidas por evaporación

Ecuación de Bernier:

$$M_e = S [(16 + 133n)(W_e - G_a (W_{as}))] + (0,1 N) \tag{1}$$

Donde:

Me = Flujo másico de agua evaporada (kg/h)

S = Superficie de la lámina de agua de la piscina 180 m²

We = Humedad absoluta del aire saturado a la temperatura del agua de la piscina, en $\frac{\text{kg agua}}{\text{kg aire}}$.

Was = Humedad absoluta del aire saturado a la temperatura del aire ambiente interior, en $\frac{\text{kg agua}}{\text{kg aire}}$.

Ga = Grado de saturación (Humedad relativa).

n = Número de bañistas.

N = Número total de ocupantes (espectadores).

16 = Coeficiente de evaporación asociada a la piscina sin agitación.

133n = Coeficiente de evaporación asociada a la agitación de los ocupantes.

Datos obtenidos de la piscina:

$$T_{\text{agua}} = 25,939^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{amb}} = 23,699^{\circ}\text{C}$$

$$H_r = 61,98\%$$

$$n = 32$$

$$N = 5$$

$$S = (25)(7,2) = 180 \text{ m}^2$$

$$V = (25)(7,2)(1,25) \text{ m}^3 = 225 \text{ m}^3$$

a) Flujo másico de agua evaporada con la superficie de agua en reposo

$$\mathbf{Me}_{\text{reposo}} = S [16(W_e - G_a(W_{\text{as}}))] \quad (2)$$

Humedad absoluta del aire⁶.

$$W_e = 0,021325 \quad \longrightarrow \quad 939^{\circ}\text{C}$$

$$W_{\text{as}} = 0,01839923 \quad \longrightarrow \quad 699^{\circ}\text{C}$$

$$\mathbf{Me}_{\text{reposo}} = 180[16(0,0213) - (0,6198)(0,018399)]$$

$$\mathbf{Me}_{\text{reposo}} = 0,158 \frac{\text{kg}}{\text{h m}^2}$$

$$\mathbf{Me}_{\text{reposo}} = 28,50 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

b) Flujo másico de agua asociado a la agitación del agua por los bañistas

(3)

⁶ Humedad absoluta del aire saturado a ciertas temperaturas, refiérase al ANEXO (F).

$$Me_{\text{banistas}} = 133n[(W_e - G_a(W_{as}))]$$

$$Me_{\text{bañistas}} = (133)(32)[(0,0213 - (0,6198)(0,018399)]$$

$$Me_{\text{bañistas}} = 0,234 \frac{\text{kg}}{\text{h m}^2}$$

$$Me_{\text{bañistas}} = 42,11 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

c) Flujo másico de agua evaporada asociada a los espectadores de la piscina

$$Me_{\text{espectadores}} = 0,1 \text{ N} \quad (4)$$

$$Me_{\text{espectadores}} = 0,1(5)$$

$$Me_{\text{espectadores}} = 0,5$$

d) Masa de evaporación total

$$Me_{\text{total}} = Me_{\text{reposito}} + Me_{\text{banistas}} + Me_{\text{espectadores}} \quad (5)$$

$$Me_{\text{total}} = 0,158 + 0,234 + 0,5$$

$$Me_{\text{total}} = 0,395 \frac{\text{kg}}{\text{hm}^2}$$

$$Me_{\text{total}} = 71,11 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

e) Pérdidas por evaporación

$$Q_E = M_e(C_v) \quad (6)$$

Donde:

Me = Pérdidas de calor por la evaporación del agua sin considerar el aporte de humedad de los espectadores (kg/hm²)

Cv = Calor latente de evaporación del agua, a la Tagua (wh/kg).

Calor latente de evaporización [2]. **Cv** = 2438667,50 J/kg

$$Q_E = \left(0,395 \frac{\text{kg}}{\text{hm}^2}\right) \left(2438667,50 \frac{\text{J}}{\text{kg}}\right) \left(\frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}\right)$$

$$Q_E = 267,65 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

$$Q_E = 48\,177,22 \text{ w}$$

Pérdidas por radiación. En el caso de piscinas cubiertas los cerramientos deben encontrarse a muy pocos grados de temperatura por debajo, dependiendo del tipo de cerramiento y coeficiente de transmisión de calor, de la del aire ambiente, y por tanto a muy poca diferencia con la del agua, así pues estas pérdidas por radiación en piscinas cubiertas se consideran generalmente despreciables.

Pero en la piscina del Complejo Deportivo Carril 4 por tener plástico invernadero como cubierta lo vamos a tomar en cuenta para ver en qué porcentaje influye la pérdida de calor.

$$Q_R = \sigma(\epsilon)(T_{\text{agua}}^4 - T_c^4) \quad (7)$$

Donde:

$$\sigma = \text{Constante de Stefan-Boltzman} = 5,67(10)^{-8} \text{ w/m}^2(\text{°K})^4$$

$$\epsilon = \text{Emisividad de la superficie} = 0,95 \text{ (agua).}$$

$$T_c^7 = \text{Temperatura superficial de los cerramientos (°K).}$$

$$T_{\text{agua}} = 25,939 \text{ °C} \quad \longrightarrow \quad 299,089 \text{ K}$$

$$T_{\text{cerramientos}} = 20,876 \text{ °C} \quad \longrightarrow \quad 294,026 \text{ K}$$

$$Q_R = \left[5,67 (10)^{-8} \left(\frac{\text{w}}{\text{m}^2(\text{°K})^4} \right) \right] (0,95) [(299,089)^4 - (294,026)^4] (\text{°K})^4$$

$$Q_R = 28,40 \frac{\text{w}}{\text{m}^2}$$

$$Q_R = 5112,25 \text{ w}$$

Pérdidas por convección. La diferencia de temperaturas es pequeña por lo que el valor resultante va a ser mínimo.

$$Q_C = 0,624\,6(T_{\text{agua}} - T_{\text{aire}})^{4/3} \quad (8)$$

$$T_{\text{agua piscina}}^8 = 25,939 \text{ °C}$$

$$T_{\text{aire}}^9 = 23,699 \text{ °C.}$$

⁷Temperatura promedio de Cerramientos paredes interiores piscina Complejo deportivo Carril 4, refiérase al ANEXO (G).

⁸Temperatura promedio agua de la piscina Carril 4, refiérase al ANEXO (H).

$$Q_C = 0,6246(25,939 - 23,699)^{4/3}$$

$$Q_C = 1,82 \frac{w}{m^2}$$

$$Q_C = 327,74 w$$

Pérdidas por renovación

$$Q_{RE} = V_r(D)(C_e) (T_{agua} - T_x) \quad (9)$$

Donde:

V_r = 0,05 (Volumen piscina). [1]

V_r = 0,05 (225 m³) = 11,25 m³

D = Densidad del agua = 1000 kg/m³

C_e = Calor específico del agua = 1,16 (wh/kg °C)

T_x = Temperatura agua de red – Piscina Carril 4 (°C) = 16,3°C (medición)

T_{agua piscina} = 25,93 °C

$$Q_{RE} = 11,25 (1\ 000)(1,16)(25,939 - 16,3)$$

$$Q_{RE} = 698,175 \frac{w\ h}{m^2}$$

$$Q_{RE} = 125\ 671,5 w - h$$

Pérdida diaria

$$Q_{RE} = (125\ 671,5 w - h) \left(\frac{1\ \text{dia}}{24\ \text{h}} \right)$$

$$Q_{RE} = 5\ 236,31 w$$

Pérdidas por conducción

$$Q_T = C_T(S) (T_{agua} - T_{ex}) \quad (10)$$

Donde:

C_T = coeficiente de transmisión de muros y solería (1,50 w / m²°C). [1]

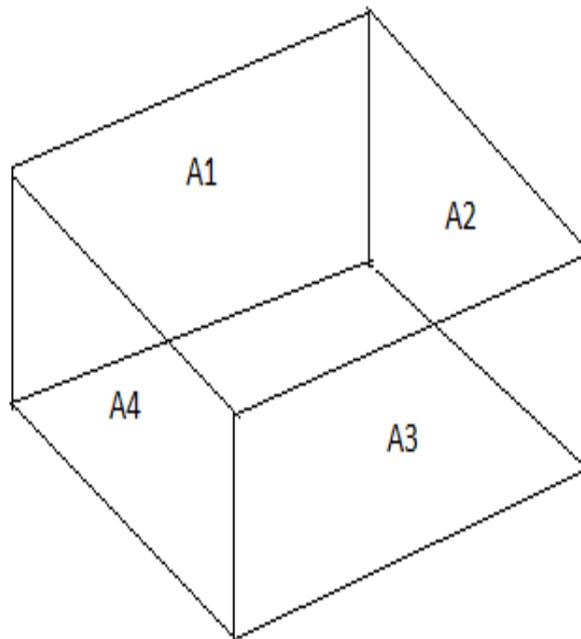
S = Área lateral de la piscina en m².

T_{agua} = temperatura agua piscina.

⁹ Temperatura promedio del aire en piscina Carril 4, refiérase al ANEXO (I).

T_{ex}^{10} = temperatura exterior al cerramiento sótano (21,86 °C).

Figura 21. Paredes de transferencia de calor



Fuente: Autores

$$A_1 = (25)(1,32) = 33 \text{ m}^2$$

$$A_2 = (7,20)(1,32) = 9,50 \text{ m}^2$$

$$A_3 = (25)(1,32) = 33 \text{ m}^2$$

$$A_4 = (7,20)(1,32) = 9,50 \text{ m}^2$$

$$S = A_1 + A_2 + A_3 + A_4$$

$$S = 33 + 9,50 + 33 + 9,50$$

$$S = 85 \text{ m}^2$$

$$C_T = 1,50 \text{ (w / m}^2 \text{ °C)}$$

$$Q_T = 1,50 (85)(25,939 - 21,86)$$

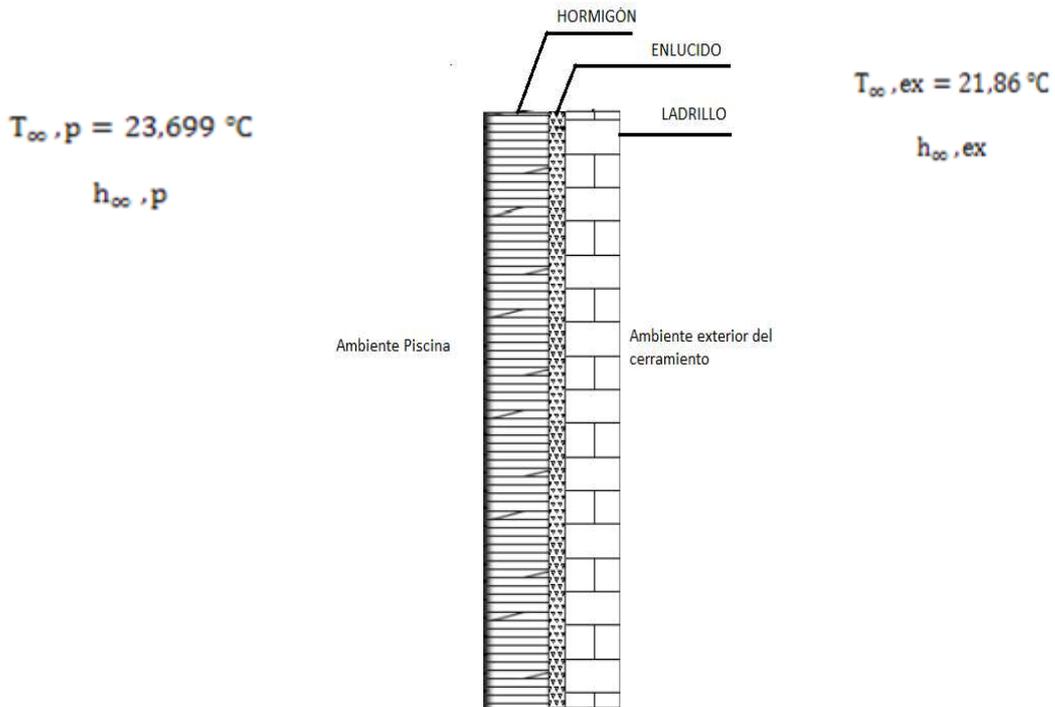
$$Q_T = 518,92 \text{ w}$$

¹⁰ Temperatura promedio del cerramiento del sótano piscina Carril 4, refiérase al ANEXO (J).

Comprobación de Coeficiente de transmisión de muros y solería (C_T)
recomendado por CIATESA

a) Pérdida por conducción en la Pared del cerramiento "P1"

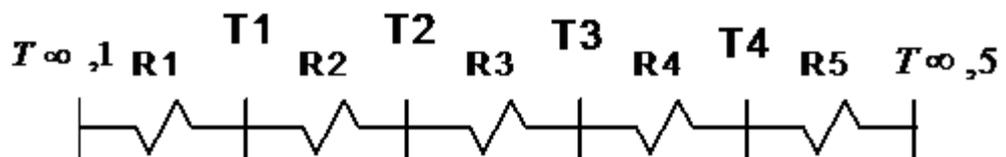
Figura 22. Vista seccional de Pared 1



Fuente: Donoso J, Álvarez P

b) Circuito Térmico

Figura 23. Circuito térmico equivalente



Fuente: Donoso J, Álvarez P

$$q_x = \frac{\Delta T}{\sum R_T} \quad (11)$$

$$q_x = \frac{T^{\infty, p} - T^{\infty, ex}}{\left[\left(\frac{1}{h^{\infty, p}} \right) + \left(\frac{e_A}{K_A} \right) + \left(\frac{e_B}{K_B} \right) + \left(\frac{e_C}{K_C} \right) + \left(\frac{1}{h^{\infty, ex}} \right) \right] \frac{1}{A_{p1}}}$$

c) Cálculo de Área Pared 1.

A_{p1} = Area Pared 1

$A_{p1} = l (h)$

$A_{p1} = (9,165 \text{ m}) (4,40 \text{ m})$

$A_{p1} = 40,32 \text{ m}^2$

d) Temperaturas

Temperatura en el ambiente exterior: ANEXO (J)

$T^{\infty, ex} = 21,86 \text{ }^{\circ}\text{C}.$

Temperatura en el ambiente de la piscina:

$T^{\infty, p} = 23,699^{\circ}\text{C}$

e) Espesor componentes Pared 1

e_A = Espesor ladrillo = 0,10 m

e_B = Espesor enlucido = 0,003 m

e_C = Espesor hormigón armado = 0,6 m

f) Conductividad térmica de materiales.[3]

K_A = Ladrillo = $0,72 \frac{\text{W}}{\text{m}^{\circ}\text{C}}$

K_B = Enlucido = $0,72 \frac{\text{W}}{\text{m}^{\circ}\text{C}}$

K_C = Hormigón armado = $1,4 \frac{\text{W}}{\text{m}^{\circ}\text{C}}$

g) Coeficientes convectivos (h)

Coeficiente convectivo del ambiente piscina.

$h_{\infty, p} = 4,4 \frac{w}{m^2 \cdot ^\circ C}$ Para una velocidad de viento menor a $5 \frac{km}{h}$. [3]

Coeficiente convectivo del ambiente exterior.

$$h_{\infty, ex} = \frac{Nu K_f}{L_c} \quad (12)$$

Donde:

$h_{\infty, ex}$ = Coeficiente convectivo en el ambiente exterior del cerramiento, en $\frac{w}{m^2 \cdot ^\circ C}$

Nu = Número de Nusselt.

K_f = Conductividad térmica, en $\frac{w}{m \cdot ^\circ C}$

L_c = Longitud característica, en m.

Consideraciones:

- Convección natural sobre superficies exteriores.
- Las propiedades se determinan a temperatura fílmica.
-

$$T_f = \frac{T_w + T_b}{2} \quad (13)$$

$$T_b = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (14)$$

Donde:

T_1, T_2 = Temperatura del ambiente exterior del cerramiento. ANEXO (J).

T_f = Temperatura fílmica.

T_w^{11} = Temperatura superficial en la pared.

$$T_b = \frac{22,3 + 21,42}{2} = 21,86 \text{ } ^\circ C$$

$$T_f = \frac{23,46 + 21,86}{2} = 22,66 \text{ } ^\circ C = 295,66 \text{ } ^\circ K$$

$$Gr = \frac{g (L_c^3) (\beta) (T_w - T_b)}{\nu^2} \quad (15)$$

Donde:

Gr = Grashof

¹¹ Temperatura superficial promedio en la pared del sótano piscina Carril 4, refiérase al ANEXO (K).

Lc^3 = Longitud característica, (1,32 m).

β = Dilatación Térmica.

ν = Viscosidad cinemática, en $\frac{m^2}{s}$.

Con la temperatura $T_f = 22,66 \text{ }^\circ\text{C} = 295,66 \text{ }^\circ\text{K}$ se seleccionan las propiedades termofísicas del aire [3].

$$\rho = 1,1816 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 182,43 (10)^{-7} \text{ N}\cdot\text{s/m}^2$$

$$\nu = 15,50 (10)^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$K = 25,95 (10)^{-3} \text{ W/m}^\circ\text{K}$$

$$C_p = 1,007 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

$$g = 9,8 \text{ m/s}^2$$

Coeficiente de dilatación térmica (β)

$$\beta = \frac{1}{T_{filmica}} \quad (16)$$

$$\beta = \frac{1}{295,66 \text{ }^\circ\text{K}} = 3,38 (10)^{-3} \text{ }^\circ\text{K}^{-1}$$

$$Gr = \frac{9,8 [(1,32)^3] [3,38 (10)^{-3}] [23,46 - 21,86]}{[(15,50 (10)^{-6})^2]}$$

$$Gr = 507705517,41$$

Prandtl (Pr)

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{K} \quad (17)$$

$$Pr = \frac{(182,43 (10)^{-7})(1,007)(1\ 000)}{[(25,95 (10)^{-3})]}$$

$$Pr = 0,708$$

Rayleigh (Ra)

(18)

$$Ra = GrPr$$

$$Ra = (507\,705\,517,41)(0,708)$$

$$Ra = 359382660,9$$

Número de Nusselt (Nu)

$$Nu = 0,68 + \frac{0,67 Ra^{0,25}}{\left[1 + \left(\frac{0,492^{9/16}}{Pr}\right)\right]^{8/27}} \quad (19)$$

$$Nu = 0,68 + \frac{0,67 (359\,382\,660,9)^{0,25}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{0,7078}\right)^{9/16}\right]^{8/27}}$$

$$Nu = 78$$

Coefficiente convectivo del ambiente exterior

$$h^{\infty, ex} = \frac{Nu (K_f)}{L_c}$$

$$h^{\infty, ex} = \frac{78 (25,95 (10)^{-3})}{1,32}$$

$$h^{\infty, ex} = 1,53 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

h) Flujo de calor en la Pared del cerramiento “P1 y P3”.

$$q_{x-p1p3} = \frac{T^{\infty, p} - T^{\infty, ex}}{\left[\left(\frac{1}{h^{\infty, p}}\right) + \left(\frac{e_A}{K_A}\right) + \left(\frac{e_B}{K_B}\right) + \left(\frac{e_C}{K_C}\right) + \left(\frac{1}{h^{\infty, ex}}\right)\right] \frac{1}{A_{p1}}}$$

$$q_{x-p1p3} = \frac{23,669 - 21,86}{\left[\left(\frac{1}{4,4}\right) + \left(\frac{0,10}{0,72}\right) + \left(\frac{0,003}{0,72}\right) + \left(\frac{0,6}{1,4}\right) + \left(\frac{1}{1,53}\right)\right] \frac{1}{40,32}}$$

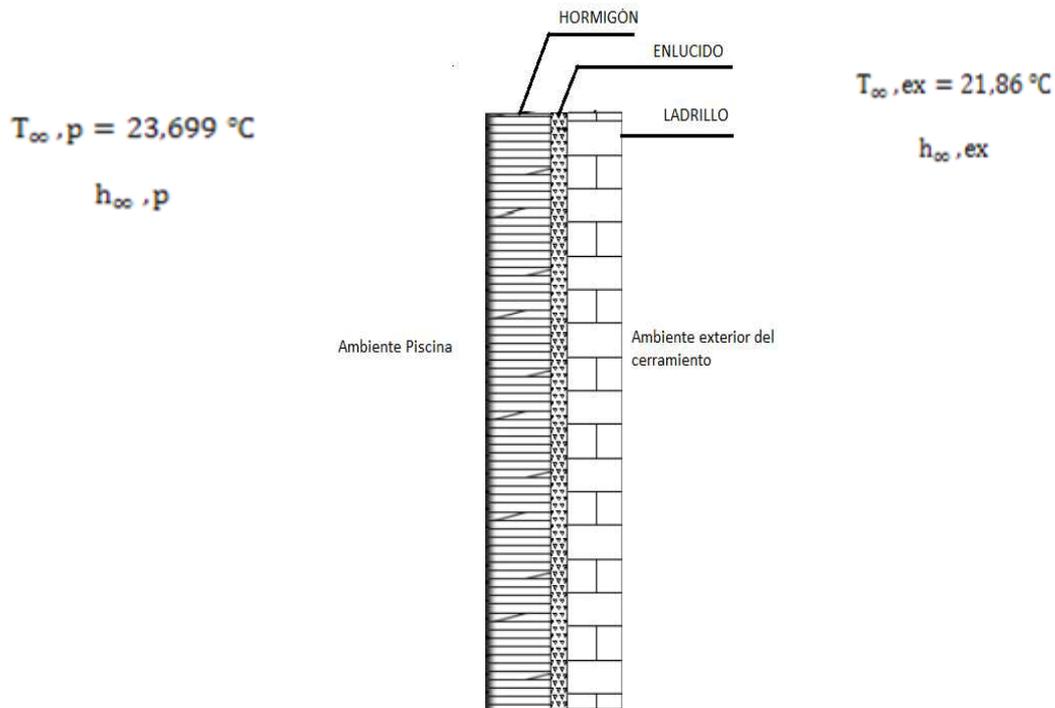
$$q_{x-p1} = q_{x-p3} = 51,098 \text{ w (Por tener la misma área } A_{p1} \text{)}$$

Consideración:

- Las paredes que encierran el vaso de la piscina son del mismo material.
- El flujo de calor en la pared P1 y P3 es el mismo ya que tienen la misma sección transversal.
- Lo mismo ocurre con las paredes P2 y P4 que por tener la misma área el flujo de calor es el mismo.

i) Pérdidas por conducción en las Paredes “P2”y “P4”

Figura 24. Vista seccional de las Paredes 2 y 4



Fuente: Autores

Para las paredes P2 y P4 cambia la sección transversal:

Cálculo de Área Pared 2 y 4

$$A_{p2 \text{ y } p4} = \text{Area Pared 1}$$

$$A_{p2 \text{ y } p4} = (l)(h)$$

$$A_{p2 \text{ y } p4} = (30,77 \text{ m}) (4,40 \text{ m})$$

$$A_{p2 \text{ y } p4} = 135,38 \text{ m}^2$$

$$q_{x-p2 \text{ y } p4} = \frac{T^{\infty, p} - T^{\infty, ex}}{\left[\left(\frac{1}{h^{\infty, p}} \right) + \left(\frac{e_A}{K_A} \right) + \left(\frac{e_B}{K_B} \right) + \left(\frac{e_C}{K_C} \right) + \left(\frac{1}{h^{\infty, ex}} \right) \right] \frac{1}{A_{p2}}}$$

$$q_{x-p2 \text{ y } p4} = \frac{23,669 - 21,86}{\left[\left(\frac{1}{4,4} \right) + \left(\frac{0,10}{0,72} \right) + \left(\frac{0,003}{0,72} \right) + \left(\frac{0,6}{1,4} \right) + \left(\frac{1}{1,53} \right) \right] \frac{1}{135,38}}$$

$$q_{x-p2} = q_{x-p4} = 171,57 \text{ w (Por tener la misma área } A_{p2} \text{)}$$

j) Flujo total de calor por conducción.

$$Q_T = q_{x-p1} + q_{x-p2} + q_{x-p3} + q_{x-p4}$$

$$Q_T = 51,098 + 171,57 + 51,098 + 171,57$$

$$Q_T = 445,33 \text{ w}$$

k) Comprobación de Coeficiente global de transferencia de calor (C_T).

$$Q_T = C_T(S)(T_{\text{agua}} - T_{\text{ex}})$$

$$C_T = \frac{Q_T}{S (T_{\text{agua}} - T_{\text{ex}})}$$

$$C_T = \frac{445,33 \text{ w}}{85 \text{ m}^2 (25,939 - 21,86)^\circ\text{C}}$$

$$C_T = 1,28 \frac{\text{w}}{\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}}$$

El coeficiente global de transferencia de calor calculado tomando en cuenta con el material que están hechas las paredes del vaso de la piscina del "Complejo Deportivo Carril 4" y las diferentes condiciones de temperatura nos da un valor de:

$$C_T = 1,28 \frac{\text{w}}{\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}}$$

Se pudo comprobar que el coeficiente recomendado por CIATESA es mayor que el calculado, pero se puede considerar para el cálculo $1,28 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$ ya que con este coeficiente estamos garantizando las condiciones reales constructivas y de transferencia de calor de la Piscina "Carril 4".

$$C_{Tciatesa} > C_{tcalculado}$$

$$1,50 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} > 1,28 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Pérdidas por conducción reales utilizando $C_T = 1,28 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$

$$Q_T = C_T(S)(T_{\text{agua}} - T_{\text{ex}})$$

$$Q_T = 1,28 (85)(25,939 - 21,86)$$

$$Q_T = 445,33 \text{ w}$$

Porcentaje de pérdidas de Calor (Q_r) en la Piscina

Tabla 5. Pérdidas de calor en el vaso de la piscina

	Totales [w]	%
Pérdidas de evaporación	48177,22814	81,24
Pérdidas de radiación	5112,259578	8,62
Pérdidas de convección	327,7483989	0,55
Pérdidas de renovación	5236,3125	8,83
Pérdidas de conducción	445,336	0,75
Total [w]	59298,88	100
Total [BTU/h]	202336,0962	

Fuente: Autores

Cálculo Hidráulico. Consideraciones generales:

- Forma rectangular.
- Fondo estándar.
- Área piscina = $(25)(7,2) = 180 \text{ m}^2$
- Volumen piscina = $(25)(7,2)(1,25) = 225 \text{ m}^3$

- Temperatura de agua de suministro = 16,3 °C (medición).
- Temperatura piscina = 25,93 °C.
- Dos bombas centrífugas ¹²:

Marca: Astral Alaska Max.

Caudal: 34 m³/h

Voltaje: 220 voltios.

Potencia: 2,66 kw

Revoluciones: 3393 rpm.

Hmáx: 20 m.c.a

- Dos filtros de arena ¹³:

Marca: Swim Pro.

Área de Filtración: 0,35 m²

Modelo: S270TEXP

- Número de skimmers = 4
- Número de inyectores = 6
- Tiempo de filtración = 6 horas (filtración piscinas públicas).

Cálculo del caudal en la Piscina. Se determinó el caudal volumétrico tanto en la Bomba 1 y Bomba 2.

¹²Bomba Alaska Max – refiérase al ANEXO (L).

¹³Filtro de Arena Swim Pro – refiérase al ANEXO (LL).

Tabla 6. Caudal volumétrico bomba uno y dos piscina

TOMAS	CAUDAL	CAUDAL
	BOMBA 1	BOMBA 2
	[m ³ /s]	[m ³ /s]
1	3,54	3,69
2	3,52	3,72
3	3,54	3,73
4	3,56	3,74
5	3,53	3,72
6	3,52	3,7
7	3,49	3,71
8	3,52	3,73
9	3,55	3,7
10	3,51	3,67
PROMEDIO	3,53	3,71

Fuente: Autores

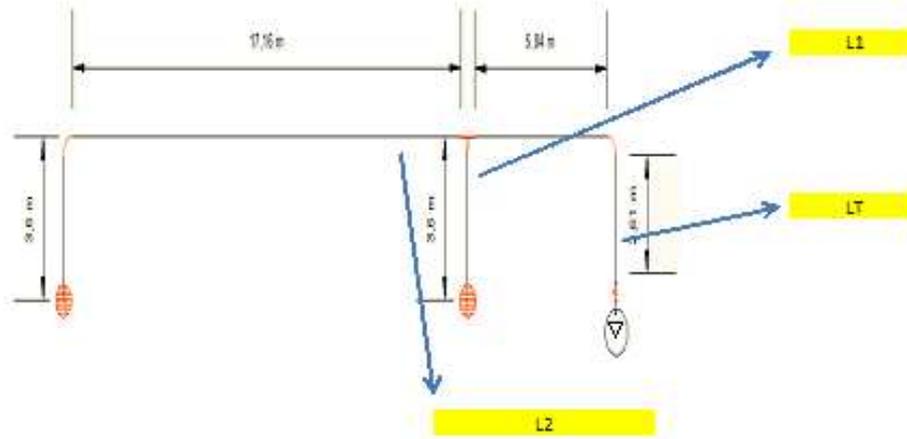
Figura 25. Medición caudal sistema piscina



Fuente: Autores

Pérdida de carga en la tubería de succión de bomba 1

Figura 26. Vista de planta tubería de succión (bomba 1)



Fuente: Autores

Tabla 7. Velocidades recomendadas de flujo en tuberías

Velocidades utilizadas para el flujo de agua en tuberías				
Servicio	Velocidades			
	Desde [m/s]	Hasta [m/s]	Desde [ft/s]	Hasta [ft/s]
Alimentación de calderas	2,4	4,6	8	15
Succión de bombas y línea de descarga	1,2	2,1	4	7
Servicios generales	1,2	3	4	10
Distribución de agua potable	2,1		7	

Fuente: Mecánica de Fluidos CRANE

Tabla 8. Propiedades de la tubería de PVC DE 2"

DATOS DE LA TUBERÍA				
Datos		Unidades	Valores	Referencias
Tubería de succión PVC 2"	ϕ interior ¹⁴	[m]	0,06	Catálogo de MARK PEERLESS
Módulo de rugosidad relativa PVC ¹⁵	ϵ	[mm]	0,0015	Tomado de CRANE A.41

Fuente: Autores

Área de la tubería:

¹⁴ Diámetro interior de tuberías - Catálogo de MERK PEERLESS, refiérase al ANEXO (M).

¹⁵ Rugosidad relativa de los materiales de las tuberías - Fluidos CRANE, refiérase al ANEXO (Ñ).

$$A = \pi \frac{\phi^2}{4} \quad (20)$$

$$A = \pi \frac{(0,06\text{m})^2}{4}$$

$$\text{Area} = 0,00283\text{m}^2$$

El caudal que ingresa a la Bomba uno:

$$Q = 3,53 \text{ l/s} \rightarrow 0,003 53 \text{ m}^3/\text{s}$$

Así como su velocidad a la entrada de la Bomba; mediante la ecuación de continuidad:

$$v = \frac{Q}{A}$$

$$v = \frac{0,003 53 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0,002 83\text{m}^2}$$

$$v = 1,248 \text{ m/s}$$

Tabla 9. Diámetros, longitudes de tuberías y propiedades del fluido

Hr1=Hr2	Por estar en paralelas las tuberías	
Hr1'=Hr2'		
LT	[m]	8,45
Ø1=Ø2	[m]	0,06
L1	[m]	3,6
L2	[m]	20,76
Temperatura del agua	[°C]	25,93
Viscosidad cinemática	[m ² /s]	8,77(10) ⁻⁷
Peso específico	[kN/m ³]	9,78

Fuente:Autores

- Asumimos un caudal Q_1' :

$$Q_1' = \frac{QT}{N^0 \text{ detuberíasenperalelo}}$$

$$Q_1' = \frac{0,003 53 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{2}$$

$$Q_1' = 0,0018 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Donde la velocidad en V_1' es:

$$V_1' = \frac{Q_1'}{A}$$

$$V_1' = \frac{0,0018 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0,00283 \text{m}^2}$$

$$V_1' = 0,624 \text{ m/s}$$

- Calculamos las pérdidas por longitud de tubería (H_{rp}'):

Mediante la ecuación de DarcyWeisbach calculamos las pérdidas por longitud de tubería (pérdidas primarias):

$$H_{rp} = \lambda \frac{L}{\phi_i} \frac{v^2}{2g} \quad (21)$$

Donde:

H_{rp} : Pérdida de carga primaria (m. c. a)

λ : Coeficiente de pérdida de carga primaria (adimensional)

L : Longitud de la tubería (m)

ϕ_i : Diámetro interior de la tubería (m)

v : Velocidad de flujo ($\frac{\text{m}}{\text{s}}$)

g : gravedad

- Asumimos un $\lambda = 0,02$, recomendado para el cálculo hidráulico:

$$H_{r1}' = \lambda \frac{L_1}{\phi_1} \frac{v_1'^2}{2g}$$

$$H_{r1}' = 0,02 \frac{3,6}{0,06} \frac{(0,624)^2}{2(9,8)}$$

$$H_{r1}' = 0,0239 \text{ m. c. a}$$

Determinamos Reynolds para calcular el coeficiente de fricción y poder conocer el error en el cálculo inicial de las pérdidas por longitud de tubería:

$$R_e = \frac{\vartheta \phi}{\gamma} \quad (22)$$

Donde:

ϑ : Velocidad del fluido $[\frac{m}{s}]$

ϕ : Diámetro de la tubería [m]

γ : Viscosidad cinemática $[\frac{m^2}{s}]$

$$R_e = \frac{\vartheta_1' \phi_1}{\gamma}$$

$$R_e = \frac{(0,624 \frac{m}{s}) (0,06 m)}{8,77(10)^{-7} m^2/s}$$

$$R_e = 4,27 (10)^4$$

Y el módulo de la rugosidad relativa:

$$R_r = \frac{\varepsilon}{\phi} \quad (23)$$

Donde:

R_r : Módulo de rugosidad relativa

ε : Módulo de rugosidad absoluta [mm]

$$R_r = \frac{0,0015 \text{ mm}}{60 \text{ mm}}$$

$$R_r = 0,000025$$

Una vez teniendo Reynolds y el módulo de la rugosidad relativa, mediante la ecuación de Funnise determina el coeficiente de pérdidas primarias:

$$\lambda = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{R_r}{3,7} + \frac{5,74}{R_e^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (24)$$

Si solo si cumple:

$$5 (10)^{-3} \leq Re \leq 1 (10)^8$$

$$1 (10)^{-6} \leq R_r \leq 1 (10)^{-2}$$

Y como:

$$R_e = 4,27 (10)^4$$

$$R_r = 2,5 (10)^{-5}$$

$$\lambda_1' = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{0,000\ 025}{3,7} + \frac{5,74}{[4,27 (10)^4]^{0,9}} \right) \right]^2}$$

$$\lambda_1' = 0,022\ 7$$

Determinamos el error:

$$E \% = \frac{|\lambda - \lambda_1'|}{\lambda} \quad (25)$$

$$E \% = \left(\frac{|0,02 - 0,022\ 7|}{0,02} \right) (100\%)$$

$$E \% = 13,52$$

Como el error no tiene una precisión de $1 (10)^{-5}$ se procede a una segunda iteración; para lo cual se emplea una hoja electrónica de Excel:

Tabla 10. Cálculo de caudales y pérdidas tentativas tubería de fondo – succión

Iteraciones	Q1'	v1'	Hr1'	Hr2'	Error	Re1'	λ1'	
	[m ³ /s]	[m/s]	m.c.a	m.c.a	%	Adimens.	Adimens.	
1	0,0018	0,624	0,0239	0,0271	13,52	4,27(10) ⁴	0,02270	
2			0,0271	0,0271	0	4,27(10) ⁴	0,023	
3								
4								
5								
6								

Fuente: Autores

Como ya tenemos Hr1' = 0,0271 m.c.a.; entonces también obtenemos Hr2', debido a que las tuberías están en paralelo como se mencionó en un inicio en su cálculo; entonces:

Hr2'=0,0271 m.c.a

- Determinamos el caudal Q2'; debido a que ya tenemos Hr2' de la ecuación de Darcy despejamos V2':

$$V_2' = \sqrt{\frac{(Hr2')(\phi)(2g)}{(\lambda)(L_2)}}$$

Asumo $\lambda = 0,02$, recomendado para el cálculo hidráulico:

$$V_2' = \sqrt{\frac{(0,0271)(0,06)(2)(9.8)}{(0,02)(20,76)}}$$

$$V_2' = 0,277 \text{ m/s}$$

Determinamos Reynolds para calcular el coeficiente de fricción y poder conocer el error en el cálculo inicial de la velocidad V2'; para posteriormente determinar el caudal Q2':

$$R_e = \frac{\rho_2' \phi_2}{\gamma}$$

$$R_e = \frac{(0,2770 \frac{\text{m}}{\text{s}})(0,06 \text{ m})}{(8,77(10)^{-7})\text{m}^2/\text{s}}$$

$$R_e = 1,89 (10)^4$$

Y el módulo de la rugosidad relativa:

$$R_r = \frac{0,0015 \text{ mm}}{60 \text{ mm}}$$

$$R_r = 0,000025$$

Una vez teniendo Reynolds y el módulo de la rugosidad relativa, mediante la ecuación de Funnys determinamos el coeficiente de pérdidas primarias:

$$\lambda = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{R_r}{3,7} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2}$$

Si solo si cumple:

$$5 (10)^{-3} \leq Re \leq 1 (10)^8$$

$$1 (10)^{-6} \leq R_r \leq 1 (10)^{-2}$$

Y como:

$$Re = 1,89 (10)^4$$

$$R_r = 2,5 (10)^{-5}$$

$$\lambda_2' = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{0,000\ 025}{3,7} + \frac{5,4}{(1,89 (10)^4)^{0,9}} \right) \right]^2}$$

$$\lambda_2' = 0,027$$

Determinamos el error:

$$E \% = \frac{|\lambda - \lambda_2'|}{\lambda}$$

$$E \% = \left(\frac{|0,02 - 0,027|}{0,02} \right) (100\%)$$

$$E \% = 34,80 \%$$

Como el error no tiene una precisión de $1 (10)^{-5}$ se procede a una segunda iteración; para lo cual se emplea una hoja electrónica de Excel:

Tabla 11. Cálculo de caudales y pérdidas tentativas tubería de fondo – succión

Iteraciones	Q1'	V1'	Hr1'	Hr2'	Error	Re1'	f1'	V2'	Error	Re2'	f2'	Q2'	
	[m ³ /s]	[m/s]	m.c.a	m.c.a	%	Adimens.	Adimens.	[m/s]	%	Adimens.	Adimens.	[m ³ /s]	
1	0,0018	0,624	0,0239	0,0271	13,52	4,27(10) ⁴	0,02270	0,2770	34,80	1,89(10) ⁴	0,0270	0,000661	
2			0,0271	0,0271	0	4,27(10) ⁴	0,023	0,2385	3,56499	1,63(10) ⁴	0,0279		
3									0,2344	0,41867	1,60(10) ⁴		0,0280
4									0,2339	0,04994	1,60(10) ⁴		0,0281
5									0,2339	0,00597	1,60(10) ⁴		0,0281
6									0,2339	0,00071	1,60(10) ⁴		0,0281
7									0,2339	8,52(10) ⁻⁵	1,60(10) ⁴		0,0281

Fuente: Autores

En la 7 iteración se ha logrado obtener la velocidad $V2' = 0,234$ m/s ya que el error es de $8,52 (10)^{-5}$; una vez conociendo la velocidad se determina $Q2'$:

$$Q_2' = AV_2' \quad (26)$$

$$Q'_2 = (0,00283 \text{ m}^2)(0,2339 \text{ m/s})$$

$$Q'_2 = 0,000661 \text{ m}^3/\text{s}$$

- Sumamos los caudales tentativos:

$$\sum Q' = Q'_1 + Q'_2 \quad (27)$$

$$\sum Q' = (0,0018 + 0,000661) \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\sum Q' = 0,00243 \text{ m}^3/\text{s}$$

- Corregimos los caudales Q_1 y Q_2 :

$$Q_T = 0,00353 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$Q_1 = Q'_1 \frac{Q_T}{\sum Q'}$$

$$Q_2 = Q'_2 \frac{Q_T}{\sum Q'}$$

$$Q_1 = 0,0018 \frac{0,00353}{0,00243}$$

$$Q_1 = 0,00257 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_2 = 0,000661 \frac{0,00353}{0,00243}$$

$$Q_2 = 0,00096 \text{ m}^3/\text{s}$$

Como ya se tiene Q_1 y Q_2 , se procede a calcular V_1 y V_2 :

$$A = 0,00283 \text{ m}^2$$

$$V_1 = \frac{Q_1}{A}$$

$$V_2 = \frac{Q_2}{A}$$

$$V_1 = \frac{0,00257 \text{ m}^3/\text{s}}{0,00283 \text{ m}^2}$$

$$V_1 = 0,91 \text{ m/s}$$

$$V_2 = \frac{0,00096 \text{ m}^3/\text{s}}{0,00283 \text{ m}^2}$$

$$V_2 = 0,34 \text{ m/s}$$

- Verificamos el caudal QT:

$$Q_T = Q_1 + Q_2$$

$$Q_T = (0,00187 + 0,00096) \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_T = 0,00353 \text{ m}^3/\text{s}$$

Tabla 12. Caudales en la tubería de fondo – succión

Q1		Q2		Q1+Q2= QT		Error
[m ³ /s]	GPM	[m ³ /s]	GPM	[m ³ /s]	GPM	%
0,00257	40,70	0,00096	15,25	0,0035299894	55,9517	0,0104

Fuente: Autores

a) Cálculo de la pérdida por longitud de tubería:

TRAMO “L1”

$$H_{r1} = \lambda \frac{L_1 v_1^2}{\phi_1 2g}$$

Asumimos un $\lambda = 0,02$, recomendado para el cálculo hidráulico:

$$H_{r1} = \lambda \frac{L_1 v_1^2}{\phi_1 2g}$$

$$H_{r1} = (0,02) \left(\frac{3,6}{0,06} \right) \left[\frac{(0,91)^2}{2(9,8)} \right]$$

$$H_{r1} = 0,051 \text{ m. c. a}$$

Determinamos Reynolds para calcular el coeficiente de fricción y poder conocer el error en el cálculo inicial de las pérdidas por longitud de tubería:

$$R_e = \frac{\rho \phi}{\gamma}$$

$$R_e = \frac{v_1 \phi_1}{\gamma}$$

$$R_e = \frac{\left(0,91 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right) (0,06 \text{ m})}{[8,77074(10)^{-7}] \text{ m}^2/\text{s}}$$

$$Re = 6,21 (10)^4$$

Y el módulo de la rugosidad relativa:

$$R_r = \frac{\varepsilon}{\phi}$$

$$R_r = \frac{0,0015 \text{ mm}}{60 \text{ mm}}$$

$$R_r = 0,000025$$

Una vez teniendo Reynolds y el módulo de la rugosidad relativa, mediante la ecuación de Funnys determinamos el coeficiente de pérdidas primarias:

$$\lambda = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{R_r}{3,7} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2}$$

Si solo si cumple:

$$5 (10)^{-3} \leq Re \leq 1 (10)^8$$

$$1 (10)^{-6} \leq R_r \leq 1 (10)^{-2}$$

Y como:

$$Re = 6,21(10)^4$$

$$R_r = 2,5 (10)^{-5}$$

$$\lambda_1 = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{0,000025}{3,7} + \frac{5,74}{[6,21(10)^4]^{0,9}} \right) \right]^2}$$

$$\lambda_1 = 0,0212$$

Determinamos el error:

$$E \% = \frac{|\lambda - \lambda_1'|}{\lambda}$$

$$E \% = \left(\frac{|0,02 - 0,0212|}{0,02} \right) (100\%)$$

$$E \% = 6,03$$

Como el error no tiene una precisión de $1 (10)^{-5}$ se procede a una segunda iteración; para lo cual se emplea una hoja electrónica de Excel:

Tabla 13. Caudales y pérdidas en tramo L1 de la tubería de fondo – succión

Pérdidas por longitud de tubería Reales				
Iteraciones	Hr "1 real"	Reynolds	Error	⊠
	m.c.a	Adimen.	%	Adimen.
1	0,051	$6,21(10)^4$	6,039	0,0212
2	0,054	$6,21(10)^4$	0,000	0,0212

Fuente: Autores

Entonces:

$$H_{r1} = 0,054 \text{ m.c.a}$$

TRAMO "L2"

$$H_{r2} = \lambda \frac{L_2 \cdot v_2^2}{\phi_2 \cdot 2g}$$

Asumimos un $\lambda = 0,02$, recomendado para el cálculo hidráulico:

$$H_{r1} = \lambda \frac{L_2 \cdot v_2^2}{\phi_1 \cdot 2g}$$

$$H_{r2} = (0,02) \left(\frac{20,76}{0,06} \right) \left[\frac{(0,34)^2}{2(9,8)} \right]$$

$$H_{r2} = 0,041 \text{ m. c. a}$$

Determinamos Reynolds para calcular el coeficiente de fricción y poder conocer el error en el cálculo inicial de las pérdidas por longitud de tubería:

$$R_e = \frac{\vartheta \phi}{\gamma}$$

$$R_e = \frac{v_1 \phi_1}{\gamma}$$

$$R_e = \frac{(0,34 \frac{m}{s})(0,06 m)}{[8,770 74 (10)^{-7}] m^2/s}$$

$$R_e = 2,33 (10)^4$$

Y el módulo de la rugosidad relativa:

$$R_r = \frac{\varepsilon}{\phi}$$

$$R_r = \frac{0,001 5 mm}{60 mm}$$

$$R_r = 0,000 025$$

Una vez teniendo Reynolds y el módulo de la rugosidad relativa, mediante la ecuación de Funnnydeterminamos el coeficiente de pérdidas primarias:

$$\lambda = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{R_r}{3,7} + \frac{5,74}{R_e^{0,9}} \right) \right]^2}$$

Sisolosicumple:

$$5 (10)^{-3} \leq Re \leq 1 (10)^8$$

$$1 (10)^{-6} \leq R_r \leq 1 (10)^{-2}$$

Y como:

$$R_e = 2,33 (10)^4$$

$$R_r = 2,5 (10)^{-5}$$

$$\lambda_1 = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{0,000 025}{3,7} + \frac{5,74}{[2,5 (10)^{-5}]^{0,9}} \right) \right]^2}$$

$$\lambda_1 = 0,0257$$

Determinamos el error:

$$E \% = \frac{|\lambda - \lambda_1'|}{\lambda}$$

$$E \% = \left(\frac{|0,02 - 0,025 7|}{0,02} \right) (100\%)$$

$$E \% = 28,67$$

Como el error no tiene una precisión de $1 (10)^{-5}$ se procede a una segunda iteración; para lo cual se emplea una hoja electrónica de Excel:

Tabla 14. Caudales y pérdidas en Tramo L2 de tubería de fondo – succión

Iteraciones	Hr "2 real"	Reynolds	Error	⊠
	m.c.a	Adimen.	%	Adimen.
1	0,041	$2,33(10)^4$	28,673	0,0257
2	0,053	$2,33(10)^4$	0	0,0257

Fuente: Autores

Entonces:

Hr2=0,053 m.c.a

TRAMO "LT"

Pérdida de longitud de tubería en la succión de la bomba:

Tabla 15. Longitud, diámetro, velocidad tubería succión entrada a la bomba

Datos		
LT	[m]	8,45
∅1=∅2	[m]	0,06
Velocidad en la succión VT	[m/s]	1,248
Temperatura del agua	[C]	25,93
Viscosidad cinemática	[m ² /s]	8,77E-07

Fuente: Autores

$$H_{rT} = \lambda \frac{L_T v_T^2}{\phi_1 2g}$$

Asumimos un $\lambda = 0,02$, recomendado para el cálculo hidráulico:

$$H_{rT} = \lambda \frac{L_T \cdot v_T^2}{\phi_1 2g}$$

$$H_{rT} = (0,02) \left(\frac{8,45}{0,06} \right) \left[\frac{(1,248)^2}{2(9,8)} \right]$$

$H_{rT} = 0,224$ m. c. a

Determinamos Reynolds para calcular el coeficiente de fricción y poder conocer el error en el cálculo inicial de las pérdidas por longitud de tubería:

$$Re = \frac{\rho \phi}{\gamma}$$

$$Re = \frac{v_1 \phi_1}{\gamma}$$

$$Re = \frac{\left(1,248 \frac{m}{s}\right)(0,06 m)}{8,770 74 (10)^{-7} m^2/s}$$

$$Re = 8,54 (10)^4$$

Y el módulo de la rugosidad relativa:

$$R_r = \frac{\varepsilon}{\phi}$$

$$R_r = \frac{0,001 5 mm}{60 mm}$$

$$R_r = 0,000 025$$

Una vez teniendo Reynolds y el módulo de la rugosidad relativa, mediante la ecuación de Funnynet determinamos el coeficiente de pérdidas primarias:

$$\lambda = \frac{0,25}{\left[\log\left(\frac{R_r}{3,7} + \frac{5,74}{Re^{0,9}}\right)\right]^2}$$

Si solo si cumple:

$$5 (10)^{-3} \leq Re \leq 1 (10)^8$$

$$1 (10)^{-6} \leq R_r \leq 1 (10)^{-2}$$

Y como:

$$Re = 8,54 \times 10^4$$

$$R_r = 1,22 (10)^{-5}$$

$$\lambda_T = \frac{0,25}{\left[\log\left(\frac{0,000 025}{3,7} + \frac{5,74}{[1,22 (10)^{-5}]^{0,9}}\right)\right]^2}$$

$$\lambda_T = 0,020$$

Determinamos el error:

$$E \% = \frac{|\lambda - \lambda_T|}{\lambda}$$

$$E \% = \left(\frac{|0,02 - 0,020|}{0,02} \right) (100\%)$$

$$E \% = 0,66$$

Como el error no tiene una precisión de $1 (10)^{-5}$ se procede a una segunda iteración; para lo cual se emplea una hoja electrónica de Excel:

Tabla 16. Caudales y pérdidas en la tubería LT, succión bomba uno

Iteraciones	HrT	Reynolds	Error	ϕ
	m.c.a	Adimen.	%	Adimen.
1	0,224	$8,54(10)^4$	0,661	0,0201
2	0,225	$8,54(10)^4$	0	0,0201

Fuente: Autores

Entonces:

$$H_{rT} = 0,225 \text{ m.c.a}$$

Determinado tanto la pérdida por longitud de tubería en el fondo como en el tramo de tubería de succión se calcula el total de pérdidas primarias en la succión de la bomba uno:

$$H_{rsp} = H_{r1} + H_{r2} + H_{rT}$$

$$H_{rsp} = (0,054 + 0,053 + 0,225) \text{ m.c.a}$$

$$H_{rsp} = 0,332 \text{ m.c.a}$$

b) Pérdidas Secundarias.

Para determinar las pérdidas secundarias se tomará en cuenta los diferentes accesorios que se encuentran en la tubería de succión, su equivalencia de pérdida en metros de tubería de PVC¹⁶.

Ecuación de fórmula general para pérdidas locales (secundarias) generalizada:

¹⁶ Pérdidas secundarias de tubería PVC –PLASTIGAMA – refiérase al ANEXO (O).

$$H_{rs} = \sum K \frac{Q_T^2}{2gA^2} \quad (28)$$

Donde:

$\sum K$: Sumatoria de pérdidas debido a los accesorios en la succión – Bomba uno

Q_T : Caudal en la succión – Tomado con el flujómetro [$\frac{m^3}{s}$]

A = Area interior de la tubería [m]

g = gravedad [m/s^2]

Ecuación de pérdidas secundarias por longitud equivalente:

$$H_{secLeq} = \lambda \frac{\sum L_{eq} V^2}{D 2g} \quad (29)$$

Tabla 17. Coeficiente de pérdidas secundarias en la succión Tramo "T"- bomba1

Coeficiente de pérdidas secundarias en la succión Tramo "T" - Bomba 1				
Accesorio	Diámetro [in]	Número Accesorios	Pérdida [K]	Pérdidas totales [K]
Uniones	2	4	0,053	0,212
			Total	0,212

Fuente: Autores

Por lo tanto las pérdidas por accesorios en la succión de la bomba uno se determinará mediante la ecuación de fórmula general para pérdidas locales (secundarias) generalizada:

$$H_{rs} = \sum K \frac{Q_T^2}{2gA^2}$$

$$H_{rs} \text{ "T"} = 0,212 \frac{0,00353^2}{2(9,8)(0,00283)^2}$$

$$H_{rs} \text{ "T"} = 0,017 \text{ m. c. a}$$

Tabla 18. Coeficiente de pérdidas secundarias en la succión Tramo "T"- bomba1

Accesorio	Diámetro nominal [in]	Número Accesorios	Leq [m]	\sum Leq [m]
Válvula de globo	2	1	35,9292	35,9292
Codos 90°	2	1	3,2123	3,2123
			Total	39,1415

Fuente: Autores

$$H_{\text{secLeq}} = \lambda \frac{\sum L_{\text{eq}} V^2}{D \cdot 2g}$$

$$H_{\text{secLeq}} = (0,0201) \left(\frac{39,14}{0,06} \right) \left[\frac{1,24^2}{2(9,8)} \right]$$

$$H_{\text{secLeq}} = 1,044 \text{ m. c. a}$$

$$H_{\text{sec}''\text{T}''} = H_{\text{rs}} + H_{\text{secLeq}}$$

$$H_{\text{sec}''\text{T}''} = 0,017 + 1.044$$

$$H_{\text{sec}''\text{T}''} = 1,061 \text{ m. c. a}$$

Tabla 19. Coeficiente de pérdidas la succión Tramo "1"- bomba1

Coeficiente de pérdidas secundarias en la succión Tramo "1"- Bomba 1				
Accesorio	Diámetro nominal [in]	Número Accesorios	Pérdida [K]	Pérdidas totales [K]
Rejillas de fondo	8	1	1,22	1,22
			Total	1,22

Fuente: Autores

$$H_{\text{rs}} = \sum K \frac{Q_{\text{T}}^2}{2gA^2}$$

$$H_{\text{rs}''1''} = 1,22 \left[\frac{0,00257^2}{2(9,8)(0,00283)^2} \right]$$

$$H_{\text{rs}''1''} = 0,051 \text{ m. c. a}$$

Tabla 20. Coeficiente de pérdidas longitud equivalente succión Tramo "1"- bomba 1

Accesorio	Diámetro nominal [in]	Número Accesorios	Leq [m]	Σ Leq [m]
T en línea	2	1	2,2062	2,2062
			Total	2,2062

Fuente: Autores

$$H_{\text{secLeq}} = \lambda \frac{\sum L_{\text{eq}} V^2}{D \cdot 2g}$$

$$H_{\text{secLeq}} = (0,0212) \left(\frac{2,206}{0,06} \right) \left[\frac{0,908^2}{2(9,8)} \right]$$

$$H_{\text{secLeq}} = 0,0328 \text{ m. c. a}$$

$$H_{\text{sec} "1"} = H_{\text{rs}} + H_{\text{secLeq}}$$

$$H_{\text{sec} "1"} = 0,051 + 0,0328$$

$$H_{\text{sec} "1"} = 0,084 \text{ m. c. a}$$

Tabla 21. Coeficiente de pérdidas succión Tramo "2"- bomba1

Coeficiente de pérdidas secundarias en la succión Tramo "2"- Bomba 1				
Accesorio	Diámetro nominal [in]	Número Accesorios	Pérdida [K]	Pérdidas totales [K]
Uniones	2	4	0,053	0,212
Rejillas de fondo	8	1	1,22	1,22
			Total	1,431

Fuente: Autores

Para las pérdidas en las rejillas de fondo se considerará mediante la ecuación de Creager [5]:

$$K = 1,45 - 0,45 \left(\frac{A_n}{A_b} \right) - \left(\frac{A_n}{A_b} \right)^2 \quad (30)$$

Donde:

A_n = Es el área neta de paso entre las rejillas.

A_b = Es el área bruta de la estructura de rejillas.

$$K = 1,45 - 0,45 \left(\frac{15,35}{50,27} \right) - \left(\frac{15,35}{50,27} \right)^2$$

$$K = 1,22$$

$$H_{\text{rs}} = \sum K \frac{Q_T^2}{2gA^2}$$

$$H_{\text{rs} "L2"} = 1,431 \frac{0,00096^2}{2(9,8)(0,00283)^2}$$

$$H_{\text{rs} "L2"} = 0,008 \text{ m. c. a}$$

Tabla 22. Coeficiente de pérdidas succión tramo "2"- bomba 1

Accesorio	Diámetro [in]	Número Accesorios	Leq [m]	Σ Leq [m]
Codos 90°	2	1	3,2123	3,2123
			Total	3,2123

Fuente: Autores

$$H_{\text{secLeq}} = \lambda \frac{\sum L_{\text{eq}} V^2}{D \cdot 2g}$$

$$H_{\text{secLeq}} = (0,0257) \left(\frac{3,212}{0,06} \right) \left[\frac{0,34^2}{2(9.8)} \right]$$

$$H_{\text{secLeq}} = 0,0081 \text{ m. c. a}$$

$$H_{\text{sec} "2"} = H_{\text{rs}} + H_{\text{secLeq}}$$

$$H_{\text{sec} "2"} = 0,008 + 0,0081$$

$$H_{\text{sec} "2"} = 0,017 \text{ m. c. a}$$

$$H_{\text{secTOTALES}} = H_{\text{sec} "T"} + H_{\text{sec} "1"} + H_{\text{sec} "2"}$$

$$H_{\text{secTOTALES}} = 1,061 + 0,084 + 0,017$$

$$H_{\text{secTOTALES}} = 1,162 \text{ m. c. a}$$

Por lo tanto las pérdidas totales en la tubería de succión correspondientes a la bomba uno son:

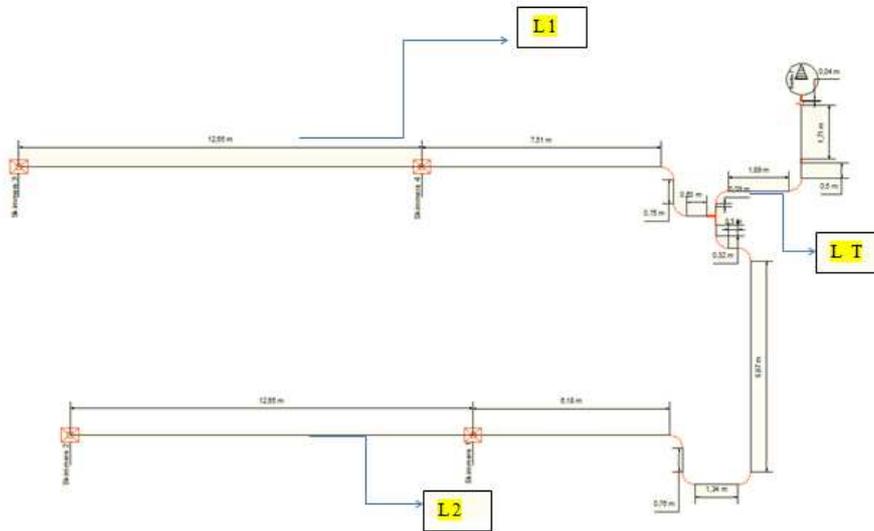
$$H_{\text{rsB1}} = H_{\text{primariasTOTALES}} + H_{\text{secundariasTOTALES}}$$

$$H_{\text{rsB1}} = 0,332 + 1,162$$

$$H_{\text{rsB1}} = 1,494 \text{ m. c. a}$$

Pérdida de carga en la tubería de succión de bomba 2

Figura 27. Vista de planta tubería de succión (bomba 2)



Fuente: Autores

Tabla 23. Propiedades de la tubería de PVC DE 2" – succión bomba 2

DATOS DE LA TUBERÍA				
Datos		Unidades	Valores	Referencias
Tubería de succión PVC 2"	Ø interior	[m]	0,06	Catálogo de MARK PEERLESS
Módulo de rugosidad relativa PVC	ϵ	[mm]	0,0015	Tomado de CRANE A.41

Fuente: Autores

Área de la tubería:

$$A = \pi \frac{\phi^2}{4}$$

$$A = \pi \frac{(0,06\text{m})^2}{4}$$

$$\text{Área} = 0,00283\text{m}^2$$

El caudal que ingresa a la Bomba dos:

$$Q = 3,71 \text{ l/s} \rightarrow 0,00371 \text{ m}^3/\text{s}$$

Así como su velocidad a la entrada de la Bomba; mediante la ecuación de continuidad:

$$v = \frac{Q}{A}$$

$$v = \frac{0,00371 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0,00283 \text{m}^2}$$

$$v = 1,312 \text{ m/s}$$

Tabla 24. Diámetros, longitudes de tuberías y propiedades del fluido, succión bomba 2

Consideraciones:		
Hr1=Hr2	Por estar en paralelas las tuberías	
Hr1'=Hr2'		
Ø1=Ø2	[m]	0,06
L1	[m]	21,54
L2	[m]	28,22
Temperatura del agua	[°C]	25,93
Viscosidad cinemática	[m ² /s]	8,77(10) ⁻⁷
Peso específico	[kN/m ³]	9,78

Fuente: Autores

Tabla 25. Caudales y velocidades, utilizando el procedimiento de tuberías en paralelo – succión bomba 2

ϕ/ϕ(mm)			0,0003											
inicial		0,02	Recomendación para el cálculo hidráulico.											
Iteraciones	Q1'	V1'	Hr1'	Hr2'	Error	Re1'	1'	V2'	Error	Re2'	2'	Q2'		
	[m ³ /s]	[m/s]	m.c.a	m.c.a	%	Adimens.	Adimens.	[m/s]	%	Adimens.	Adimens.	[m ³ /s]		
1	0,0019	0,656	0,1577	0,1577	12,45	4,49(10) ⁴	0,02249	0,6078	14,10	4,16(10) ⁴	0,0228	0,001597		
2			0,1773	0,1773	0	4,49(10) ⁴	0,022	0,5690	1,29067	3,89(10) ⁴	0,0231			
3									0,5654	0,12591	3,87(10) ⁴		0,0231	
4									0,5650	0,01236	3,87(10) ⁴		0,0231	
5									0,5650	0,00121	3,87(10) ⁴		0,0231	
6									0,5650	0,00012	3,87(10) ⁴		0,0231	
7									0,5650	1,17(10) ⁻⁵	3,87(10) ⁴		0,0231	
Iteraciones	Q1'+Q2'	Q1	Q2		Q1+Q2= QT		Error	V1	V2	Hr1=Hr2	Error	Re	1	
	[m ³ /s]	[m ³ /s]	GPM	[m ³ /s]	GPM	[m ³ /s]	GPM	%	[m/s]	[m/s]	m.c.a	%	Adimen.	Adimen.
1	0,00345	0,00199	31,60	0,00172	27,21	0,0037099889	58,8048	0,0104	0,71	0,61	0,182	10,95	4,82(10) ⁴	0,0222
2											0,2020	0	4,82(10) ⁴	0,0222

Fuente: Autores

Tabla 26. Caudal - velocidad en la tubería de succión – bomba 2

Velocidades Reales			Caudales Reales		
VT real	[m/s]	1,312	QT real	[m ³ /s]	0,00371
V1 real	[m/s]	0,705	Q1 real	[m ³ /s]	0,00199
V2 real	[m/s]	0,607	Q2 real	[m ³ /s]	0,0017

Fuente: Autores

a) **Cálculo de la pérdida por longitud de tubería:**

TRAMO “L1”

Tabla 27. Caudales y pérdidas en la tubería de succión bomba 2 – tramo L1

Iteraciones	Hr "1 real"	Reynolds	Error	⊠
	m.c.a	Adimen.	%	Adimen.
1	0,182	4,82(10) ⁴	10,948	0,0222
2	0,202	4,82(10) ⁴	0	0,0222

Fuente: Autores

Hr1=0,202 m.c.a

TRAMO “L2”

Tabla 28. Cálculo de caudales, pérdidas tubería de succión bomba 2 – tramo L2

Iteraciones	Hr "2 real"	Reynolds	Error	⊠
	m.c.a	Adimen.	%	Adimen.
1	0,177	4,15(10) ⁴	14,127	0,0228
2	0,177	4,15(10) ⁴	0	0,0228

Fuente: Autores

Hr2=0,177m.c.a

TRAMO “LT”

Tabla 29. Longitud, diámetro, velocidad tubería succión, tramo LT

Datos		
LT	[m]	4,23
∅1=∅2	[m]	0,06
Velocidad en la succión VT	[m/s]	1,312
Temperatura del agua	[°C]	25,93
Viscosidad cinemática	[m ² /s]	8,77(10) ⁻⁷

Fuente: Autores

Tabla 30. Pérdidas primarias en succión bomba dos – tramo LT

Iteraciones	Hr "T"	Reynolds	Error	⊠
	m.c.a	Adimen.	%	Adimen.
1	0,124	8,98(10) ⁴	0,106	0,020
2	0,124	8,98(10) ⁴	0	0,020

Fuente: Autores

$$H_{rT} = 0,124 \text{ m.c.a}$$

Total de pérdidas primarias en la succión de la bomba dos:

$$H_{rsp} = H_{r1} + H_{r2} + H_{rT}$$

$$H_{rsp} = (0,202 + 0,177 + 0,124) \text{ m. c. a}$$

$$H_{rsp} = 0,503 \text{ m. c. a}$$

b) Pérdidas Secundarias.

TRAMO "LT"

Tabla 31. Coeficiente de pérdidas secundarias en la succión tramo "LT"- bomba 2

Accesorio	Diámetro [in]	Número Accesorios	Pérdida [K]	Pérdidas totales [K]
Uniones	2	2	0,053	0,106
			Total	0,106

Fuente: Autores

$$H_{rs} = \sum K \frac{Q_T^2}{2gA^2}$$

$$H_{rs} = 0,009 \text{ m. c. a}$$

Tabla 32. Coeficiente de pérdidas succión tramo "LT"- bomba 2

Accesorio	Diámetro [in]	Número Accesorios	Leq [m]	Σ Leq [m]
Válvulas de globo	2	1	35,9292	35,929
Codos cortos 90°	2	2	3,2123	6,425
Tee	2	1	2,2062	2,206
			TOTAL	44,56

Fuente: Autores

$$H_{\text{secLeq}} = \lambda \frac{\sum L_{\text{eq}} V^2}{D \cdot 2g}$$

$$H_{\text{secLeq}} = 1,30 \text{ m. c. a}$$

$$H_{\text{sec "T"}} = H_{\text{rs}} + H_{\text{secLeq}}$$

$$H_{\text{sec "T"}} = 0,009 + 1,30$$

$$H_{\text{sec "T"}} = 1,313 \text{ m. c. a}$$

TRAMO "L1"

Tabla 33. Coeficiente de pérdidas tramo "L1"- bomba 2

Accesorio	Diámetro [in]	Número Accesorios	Pérdida [k]	Pérdidas toteses [K]
Uniones	2	4	0,053	0,212
Skimmer	50630 2" Threadedports, white	2	2,420	4,840
			Total	5,052

Fuente: Autores

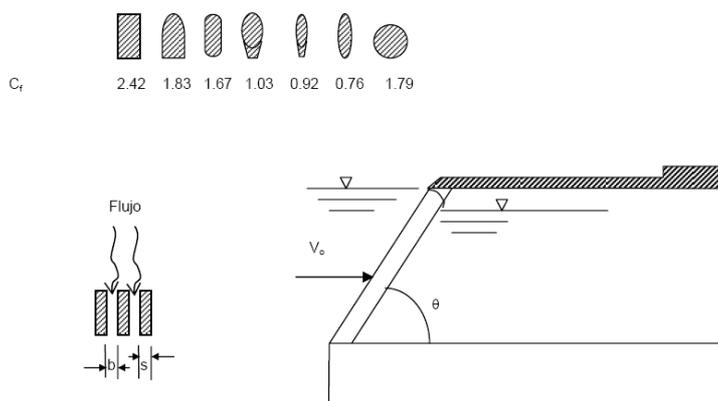
$$H_{\text{rs}} = \sum K \frac{Q_T^2}{2gA^2}$$

$$H_{\text{rs "1"}} = 0,128 \text{ m. c. a}$$

En este caso para el cálculo del coeficiente de pérdidas de los skimmers se realizará mediante la ecuación de Kirschmer, debido a que están parcialmente sumergidos y sobresalen de la superficie del agua; la misma que es la siguiente: [5]

$$K = Cf \left(\frac{s}{b} \right)^{4/3} \sin \theta \quad (31)$$

Figura 28. Coeficiente (Cf) aplicables a la fórmula de Kirschmer

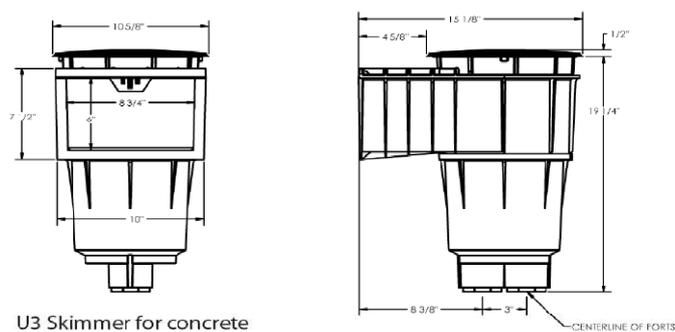


Fuente: LÓPEZ, E. Septiembre, 2007. Pág.44.

Las rejas de limpieza manual se instalan con una inclinación de 30 a 60° con respecto al plano horizontal, en cambio, las rejas de limpieza mecánica tienen una inclinación mayor, que va de 60 a 90°. Las barras de las rejas, comúnmente rectas, pueden tener una separación grande, de 5 a 10 cm, o pequeña, de 2 a 4 cm.

Para lo cual se escoge un skimmer con las siguientes dimensiones tomadas del catálogo de WHITE GOODS FOR POOLS AND SPAS:

Figura 29. Dimensiones del skimmer



Fuente: WHITE GOODS FOR POOLS AND SPAS

$$\theta = 60^\circ \text{ y } 90^\circ$$

$$\frac{s}{b} = 1 ; \text{ debido a que es una superficie totalmente plana.}$$

$C_f = 2,42$; tiene la forma , más próxima para nuestro cálculo

$$K_{\theta=60^\circ} = Cf \left(\frac{S}{D}\right)^{4/3} \sin \theta$$

$$K_{\theta=60^\circ} = 2,42 (1)^{4/3} \sin 60^\circ$$

$$K_{\theta=60^\circ} = 2,096$$

$$K_{\theta=90^\circ} = 2,42 (1)^{4/3} \sin 90^\circ$$

$$K_{\theta=90^\circ} = 2,42$$

En este caso tomamos el $K_{\theta=90^\circ} = 2,42$; por ser el más crítico para el cálculo.

Tabla 34. Coeficiente de pérdidas secundarias en la succión Tramo "L1"- Bomba 2

Accesorio	Diámetro [in]	Número Accesorios	Leq [m]	Σ Leq [m]
Codos cortos 90°	2	2	3,2123	6,43
			TOTAL	6,43

Fuente: Autores

$$H_{\text{secLeq}} = \lambda \frac{\sum L_{\text{eq}} V^2}{D \cdot 2g}$$

$$H_{\text{secLeq}} = 0,06 \text{ m. c. a}$$

$$H_{\text{sec "1"}} = H_{\text{rs}} + H_{\text{secLeq}}$$

$$H_{\text{sec "1"}} = 0,128 + 0,06$$

$$H_{\text{sec "1"}} = 0,188 \text{ m. c. a}$$

TRAMO "L2"

Tabla 35. Coeficiente de pérdidas secundarias en la succión Tramo "L2"- Bomba 2

Accesorio	Diámetro [in]	Número Accesorios	Pérdida [K]	Pérdidas totes [K]
Uniones	2"	4	0,053	0,212
Skimmer	50630 2" Threadedports, white	2	2,420	4,84
			Total	5,05

Fuente: Autores

$$H_{rs} = \sum K \frac{Q_T^2}{2gA^2}$$

$$H_{rs} \text{ "L2"} = 0,095 \text{ m. c. a}$$

Tabla 36. Coeficiente de pérdidas secundarias en la succión Tramo "L2"- Bomba 2

Accesorio	Diámetro [in]	Número Accesorios	Leq [m]	Σ Leq [m]
Codos cortos 90°	2	5	3,2123	16,062
			TOTAL	16,062

Fuente: Autores

$$H_{secLeq} = \lambda \frac{\sum L_{eq} V^2}{D \cdot 2g}$$

$$H_{secLeq} = 0,115 \text{ m. c. a}$$

$$H_{sec} \text{ "2"} = H_{rs} + H_{secLeq}$$

$$H_{sec} \text{ "2"} = 0,095 + 0,0115$$

$$H_{sec} \text{ "2"} = 0,21 \text{ m. c. a}$$

$$H_{sec \text{ TOTALES}} = H_{sec \text{ "T"}} + H_{sec \text{ "1"}} + H_{sec \text{ "2"}}$$

$$H_{sec \text{ TOTALES}} = 1,061 + 0,084 + 0,017$$

$$H_{sec \text{ TOTALES}} = 1,162 \text{ m. c. a}$$

Por lo tanto las pérdidas totales en la tubería de succión correspondientes a la bomba dos son:

$$H_{rsB2} = H_{primarias \text{ TOTALES}} + H_{secundarias \text{ TOTALES}}$$

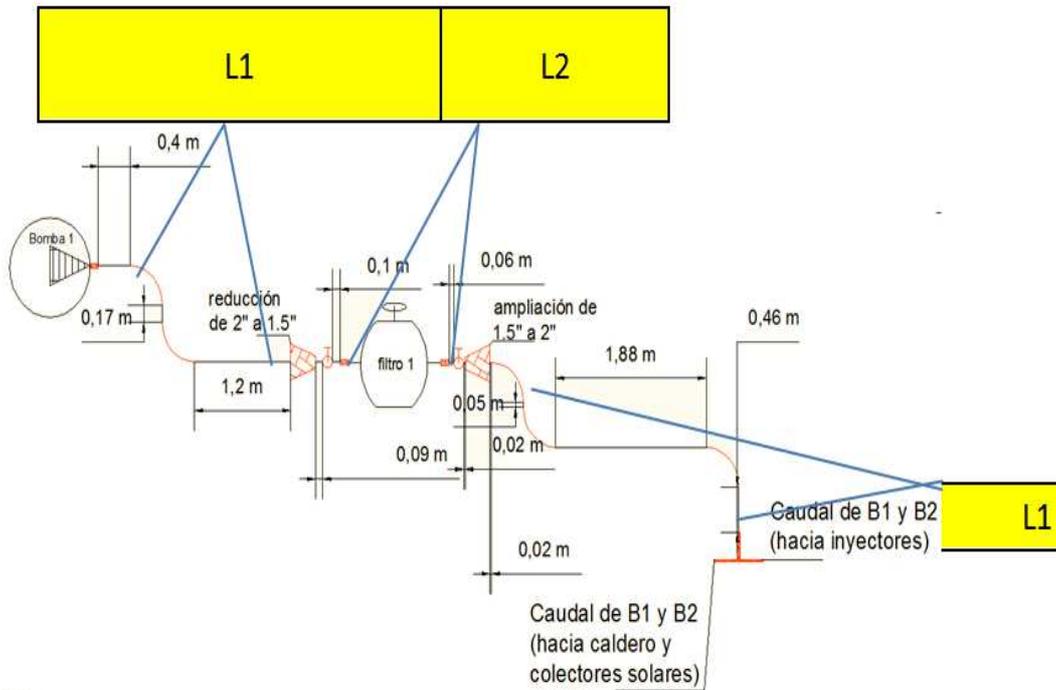
$$H_{rsB2} = 0,503 + 1,71$$

$$H_{rsB2} = 2,21 \text{ m. c. a}$$

Pérdida de carga en la tubería de descarga Bomba 1

a) Pérdidas por longitud de tubería

Figura 30. Tubería de descarga (bomba 1)



Fuente: Autores

Tabla 37. Diámetro interior, módulo de rugosidad y longitud tubería descarga bomba 1

DATOS DE LA TUBERÍA				
Datos		Unidades	Valores	Referencias
Tubería de descarga PVC 2 in	\varnothing interior	[m]	0,06	Catálogo de MARK PEERLESS
Tubería de descarga PVC 1,5 in	\varnothing interior	[m]	0,05	Catálogo de MARK PEERLESS
Módulo de rugosidad relativa PVC	ϵ	[mm]	0,02	Tomado de CRANE A.41
Longitud de tubería	L1	[m]	4,18	Dato medido en el complejo " Carril 4"
Longitud de tubería	L2	[m]	0,27	
Temperatura del agua	$^{\circ}\text{C}$	[$^{\circ}\text{C}$]	25,93	
Viscosidad cinemática	ν	[m^2/s]	$8,77(10)^{-7}$	
Peso específico	γ	[kN/m^3]	9,78	

Fuente: Autores

Tabla 38. Área – velocidad tubería de descarga bomba 1

Área de la tubería L1:	0,00283m ²
Área de la tubería L2	0,00196m ²
Velocidad en la tubería L1	1,248 m/s
Velocidad en la tubería L2	1,798 m/s

Fuente: Autores

Tabla 39. Pérdidas primarias en la tubería de descarga –bomba 1

TRAMO “L1”	$H_{rpL1} = 0,112$ m. c. a
TRAMO “L2”	$H_{rpL2} = 0,017$ m. c. a
PERDIDA PRIMARIA TOTAL	$H_{r\ TOTAL} = 0,129$ m. c. a

Fuente: Autores

b) Pérdidas Secundarias.

TRAMO “L1”

Tabla 40. Pérdidas secundarias en el Tramo L1 – descarga bomba 1

Accesorio	Díámetro [in]	Número Accesorios	Leq [m]	Σ Leq [m]
Codos largos 90°	2	1	1,206	1,206
Codos cortos 90°	2	4	3,2123	12,8492
Tee	2	1	2,2062	2,2062
			Total	16,2614
Accesorio	Medida	Número	Pérdida [K]	Pérdidas totales [K]
Uniones roscadas de PVC	2	1	0,053	0,053

Fuente: Autores

$$H_{rds\ L1} = 0,438 \text{ m. c. a}$$

TRAMO "L2"

Tabla 41. Pérdidas secundarias en el Tramo L2 – descarga bomba 1

Accesorio	Diámetro [in]	Número Accesorios	Pérdida [K]	Pérdidas totales [K]
Uniones roscadas de PVC	2	2	0,053	0,106
Reducción	2 a 1,5	1	0,1	0,1
Ampliación	1,5 a 2	1	0,093	0,093
			Total	0,299
Accesorio	Diámetro [in]	Número Accesorios	Leq [m]	Σ Leq [m]
Válvulas de globo PVC	2	2	35,9292	71,8584
Filtro de arena	-----	1	3,5	3,5
			Total	75,36

Fuente: Autores

$$H_{rds\ L2} = 2,006 \text{ m. c. a}$$

$$H_{sec\ TOTALES} = H_{sec\ "L1"} + H_{sec\ "L2"}$$

$$H_{sec\ TOTALES} = 0,438 + 2,006$$

$$H_{sec\ TOTALES} = 2,4 \text{ m. c. a}$$

Por lo tanto las pérdidas totales en la tubería de descarga correspondientes a la bomba uno son:

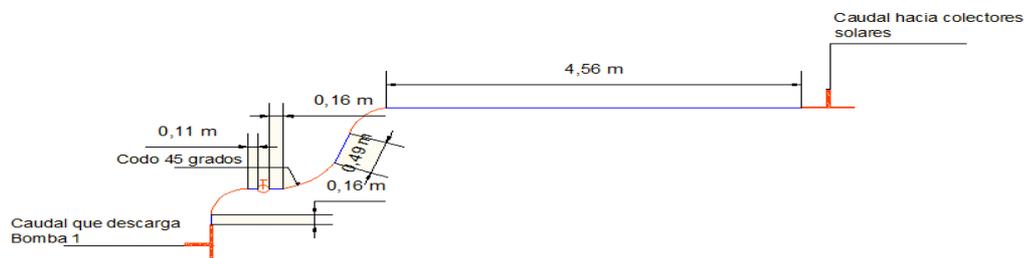
$$H_{rdB1} = H_{primarias\ TOTALES} + H_{secundarias\ TOTALES}$$

$$H_{rdB1} = 0,129 + 2,4$$

$$H_{rdB1} = 2,6 \text{ m. c. a}$$

Pérdida de carga en descarga bomba 1 – Tramo 1

Figura 31. Tramo 1 (caudal que sale de bomba 1)



Fuente: Autores

Tabla 42. Diámetro interior, módulo de rugosidad y longitud tubería descarga bomba 1

DATOS DE LA TUBERÍA				
Datos		Unidades	Valores	Referencias
Tubería de succión PVC 2 in	∅ interior	[m]	0,06	Catálogo de MARK PEERLESS
Módulo de rugosidad relativa PVC	ε	[mm]	0,0015	Tomado de CRANE A.41
Temperatura del agua		[°C]	25,93	Dato medido en el Complejo "Carril 4"
Viscosidad cinemática	ν	[m ² /s]	8,77(10) ⁻⁷	
Área tubería	A	m ²	0,00283	
Velocidad	V	m/s	1.248	

Fuente: Donoso J, Álvarez P

a) Pérdidas por longitud de tubería

$$H_{rpTRAMO1} = 0,135 \text{ m. c. a}$$

b) Pérdidas secundarias

Tabla 43. Pérdidas secundarias en descarga bomba 1 - Tramo 1

Accesorio	Diámetro [in]	Número Accesorios	Leq [m]	∑ Leq [m]
Válvula de globo roscada	2	1	37,9	37,9
Codos Roscados Stándar	2	1	1,5	1,5
Codos Roscados Stándar	2	2	3,4	6,8
Tee	2	1	2,3	2,3
			Total	48,5

Fuente: Autores

$$H_{rs \text{ TRAMO1}} = 1,19 \text{ m. c. a}$$

c) Pérdidas totales Tramo 1

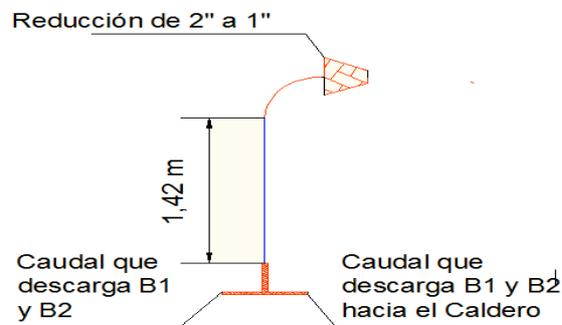
$$H_{rtotales \text{ TRAMO1}} = H_{primarias \text{ TOTALES}} + H_{secundarias \text{ TOTALES}}$$

$$H_{rtotales \text{ TRAMO1}} = 0,135 + 1,19$$

$$H_{rtotales \text{ TRAMO1}} = 1,33 \text{ m. c. a}$$

Pérdida de carga en descarga bomba 1 – Tramo 2

Figura 32. Bomba 1 - Tramo 2 (caudal hacia colectores solares)



Fuente: Autores

Tabla 44. Diámetro y longitud de tubería descarga bomba 1 – Tramo 2

DATOS DE LA TUBERÍA				
Datos		Unidades	Valores	Referencias
Tubería de succión PVC 2 in	Ø interior	[m]	0,06	Catálogo de MARK PEERLESS
Módulo de rugosidad relativa PVC	⊠	[mm]	0,0015	Tomado de CRANE A.41
Temperatura del agua		[°C]	25,93	Dato medido en el Complejo "Carril 4"
Viscosidad cinemática	v	[m ² /s]	8,77(10) ⁻⁷	
Área tubería	A	m ²	0,00283	
Velocidad	V	m/s	1,248	

Fuente: Autores

a) Pérdidas por longitud de tubería

$$H_{rp\text{TRAMO2}} = 0,035 \text{ m. c. a}$$

b) Pérdidas secundarias

Tabla 45. Pérdidas secundarias en el Tramo 2

Accesorio	Diámetro [in]	Número Accesorios	Leq [m]	Σ Leq [m]
Codos Roscados Estándar 90°	2	1	3,4	3,4
			Total	3,4

Accesorio	Diámetro [in]	Número Accesorios	Pérdida [K]	Pérdidas totales [K]
Reducción de	2 a 1	1	0,32	0,32
			Total	0,32

Fuente: Autores

$$H_{rs \text{ TRAMO2}} = 0,11 \text{ m. c. a}$$

c) Pérdidas totales Tramo 2

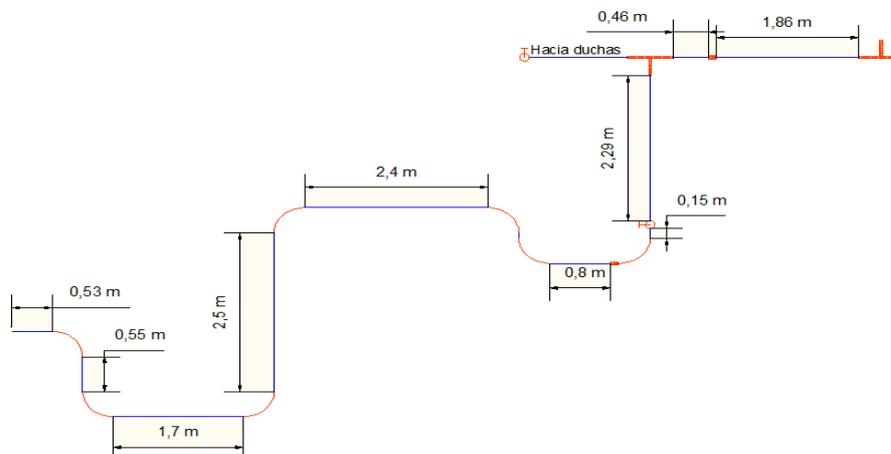
$$H_{rtotales \text{ TRAMO2}} = H_{primarias \text{ TOTALES}} + H_{secundarias \text{ TOTALES}}$$

$$H_{rtotales \text{ TRAMO2}} = 0,035 + 0,11$$

$$H_{rtotales \text{ TRAMO2}} = 0,14 \text{ m. c. a}$$

Pérdida de carga en descarga bomba 1 – Tramo 3

Figura 33. Tramo 3 (caudal hacia colectores solares)



Fuente: Autores

Tabla 46. Diámetro interior, de tubería en la descarga bomba 1 – Tramo 3

DATOS DE LA TUBERÍA				
Datos		Unidades	Valores	Referencias
Tubería de descarga PVC 1 in	∅ interior	[m]	0,032	Catálogo de MARK PEERLESS
Módulo de rugosidad relativa PVC	ε	[mm]	0,0015	Tomado de CRANE A.41
Temperatura del agua		[°C]	25,93	Dato medido en el Complejo "Carril 4"
Viscosidad cinemática	v	[m ² /s]	8,77(10) ⁻⁷	
Área tubería	A	m ²	0.00080	
Velocidad	V	m/s	4.389	

Fuente: Autores

Nota: Debido a la reducción brusca del diámetro de tubería, tenemos una velocidad fuera de los parámetros y recomendaciones especificadas, por ende las pérdidas van a aumentar considerablemente.

a) Pérdidas por longitud de tubería

$$H_{rpTRAMO3} = 6,751 \text{ m.c.a}$$

b) Pérdidas secundarias

Tabla 47. Pérdidas secundarias en el Tramo 3

Accesorio	Diámetro [in]	Número Accesorios	Leq [m]	Σ Leq [m]
Codos Roscados Estándar 90°	1	7	1,5	10,5
Válvula de globo roscada	1	1	15	15
T en línea	1	2	0,9	1,8
			Total	27,3

Accesorio	Diámetro [in]	Número Accesorios	Pérdida [K]	Pérdidas totales [K]
Uniones	1	2	0,08	0,16
			Total	0,16

Fuente: Autores

$$H_{rsTRAMO3} = 14,078 \text{ m.c.a}$$

c) Pérdidas totales Tramo 3

$$H_{r\text{totales TRAMO3}} = H_{\text{primarias TOTALES}} + H_{\text{secundarias TOTALES}}$$

$$H_{r\text{totales TRAMO3}} = 6,751 + 14,078$$

$$H_{r\text{totales TRAMO3}} = 20,83 \text{ m. c. a}$$

Caudal que se reparte a cada uno de los colectores solares

Tabla 48. Propiedades de la tubería que se reparte a colectores solares

DATOS DE LA TUBERÍA				
Datos		Unidades	Valores	Referencias
Tubería de succión PVC 1 in	Ø interior	[m]	0,032	Catálogo de MARK PEERLESS
Módulo de rugosidad relativa PVC	ε	[mm]	0,0015	Tomado de CRANE A.41
Área tubería	A	m ²	0,00080	
Velocidad	V	m/s	4,389	

Fuente: Autores

Tabla 49. Diámetros y propiedades del fluido – colectores solares

Consideraciones:		
Hr1=Hr2	Por estar en paralelas las tuberías	
Hr1'=Hr2'		
Ø1=Ø2	[m]	0,032
L1	[m]	1,01
L2	[m]	3,61
Temperatura del agua	[°C]	25,93
Viscosidad cinemática	[m ² /s]	8,77(10) ⁻⁷
Peso específico	[kN/m ³]	9,78

Fuente: Autores

Tabla 50. Caudales y velocidades, utilizando el procedimiento de tuberías en paralelo - colectores solares

/(mm)			0,000046875											
inicial		0,02	Recomendación para el cálculo hidráulico.											
Iteraciones	Q1'	V1'	Hr1'	Hr2'	Error	Re1'	1'	V2'	Error	Re2'	2'	Q2'		
	[m ³ /s]	[m/s]	m.c.a	m.c.a	%	Adimens.	Adimens.	[m/s]	%	Adimens.	Adimens.	[m ³ /s]		
1	0,0018	2,195	0,1552	0,1552	5,14	8,01(10) ⁴	0,01897	1,1307	9,31	4,13(10) ⁴	0,0219	0,000865		
2			0,1472	0,1472	0	8,01(10) ⁴	0,019	1,0815	1,00606	3,95(10) ⁴	0,0221			
3									1,0761	0,11298	3,93(10) ⁴		0,0221	
4									1,0755	0,01274	3,93(10) ⁴		0,0221	
5									1,0754	0,00144	3,92(10) ⁴		0,0221	
6									1,0754	0,00016	3,92(10) ⁴		0,0221	
7									1,0754	1,83103(10) ⁻⁵	3,92(10) ⁴		0,0221	
Iteraciones	Q1'+Q2'	Q1		Q2		Q1+Q2= QT		Error	V1	V2	Hr1=Hr2	Error	Re	1
	[m ³ /s]	[m ³ /s]	GPM	[m ³ /s]	GPM	[m ³ /s]	GPM	%	[m/s]	[m/s]	m.c.a	%	Adimensi.	Adimen.
1	0,00263	0,00237	37,56	0,00116	18,40	0,0035305556	55,9607	0,0056	2,95	1,44	0,280	10,55	1,07(10) ⁵	0,0179
2											0,2501	0	1,07(10) ⁵	0,0179

Fuente: Autores

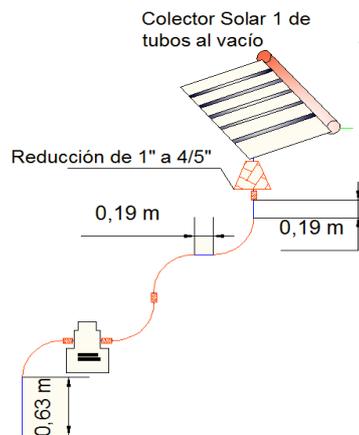
Tabla 51. Caudal - velocidad en la tubería que se reparte a los colectores solares

Velocidades Reales			Caudales Reales		
VT real	[m/s]	4,39	QT real	[m ³ /s]	0,00353
V1 real	[m/s]	2,94	Q1 real	[m ³ /s]	0,00237
V2 real	[m/s]	1,44	Q2 real	[m ³ /s]	0,0012

Fuente: Autores

Pérdida de carga en descarga bomba 1 – Tramo 4

Figura 34. Tramo 4 (caudal hacia colector solar 1)



Fuente: Autores

Tabla 52. Diámetro y longitud de tubería en la descarga bomba 1 – Tramo 4

DATOS DE LA TUBERÍA				
Datos		Unidades	Valores	Referencias
Tubería de descarga PVC 1 in	∅ interior	[m]	0,032	Catálogo de MARK PEERLESS
Módulo de rugosidad relativa PVC	ε	[mm]	0,0015	Tomado de CRANE A.41
Temperatura del agua		[C]	25,93	Dato medido en el Complejo "Carril 4"
Viscosidad cinemática	ν	m ² /s	8,77(10) ⁻⁷	
Área tubería	A	m ²	0,00080	
Velocidad	V	m/s	2,946	
Caudal	Q	m ³ /s	0,00237	

Fuente: Autores

a) Pérdidas por longitud de tubería

$$H_{rpTRAMO4} = 0,25 \text{ m. c. a}$$

b) Pérdidas secundarias

Tabla 53. Pérdidas secundarias en el Tramo 4

Accesorio	Diámetro [in]	Número Accesorios	Leq [m]	Σ Leq [m]
Codos Roscados Estándar 90°	1	4	1,5	6
			Total	6

Accesorio	Diámetro [in]	Número Accesorios	Pérdida [K]	Pérdidas totales [K]
Uniones	1	4	0,08	0,32
Reducción	1 a 0,8	1	0,17	0,17
			Total	0,49

Caída de presión Filtro ¹⁷			
Marca	Presión trabajo (kg/cm ²)	Caudal LPM	Caída de presión (m.c.a)
Rotoplas	7	56	0,062

Caída de presión COLECTOR SOLAR ¹⁸			
Marca	Modelo	Area (m ²)	Caída de presión (m.c.a)
EUSOLAR	EU-Z-30	4,04	1,02

Fuente: Autores

$$H_{rsTRAMO4} = 2,78 \text{ m. c. a}$$

c) Pérdidas totales Tramo 4

$$H_{rtotales TRAMO4} = H_{primarias TOTALES} + H_{secundarias TOTALES}$$

$$H_{rtotales TRAMO4} = 0,25 + 2,78$$

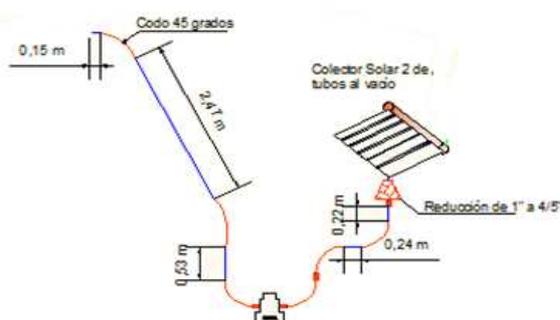
$$H_{rtotales TRAMO4} = 3,03 \text{ m. c. a}$$

¹⁷Caída de Presión Filtro ROTOPLAST – refiérase al ANEXO (O).

¹⁸ Caída de Presión Colectores Solares de Tubos al Vacío EUSOLAR – refiérase al ANEXO (P).

Pérdida de carga en descarga bomba 1 – Tramo 5

Figura 35. Tramo 5 (caudal hacia colector solar 2)



Fuente: Autores

Tabla 54. Diámetro y longitud de tubería en la descarga bomba 1 – Tramo 5

DATOS DE LA TUBERÍA				
Datos		Unidades	Valores	Referencias
Tubería de descarga PVC 1 in	∅ interior	[m]	0,032	Catálogo de MARK PEERLESS
Módulo de rugosidad relativa PVC	ε	[mm]	0,0015	Tomado de CRANE A.41
Temperatura del agua		[°C]	25,93	Dato medido en el Complejo "Carril 4"
Viscosidad cinemática	ν	[m ² /s]	8,77(10) ⁻⁷	
Área tubería	A	m ²	0,00080	
Velocidad	V	m/s	1,44	
Caudal	Q	m ³ /s	0,0012	

Fuente: Autores

a) Pérdidas por longitud de tubería

$$H_{rpTRAMO5} = 0,2486 \text{ m. c. a}$$

b) Pérdidas secundarias

Tabla 55. Pérdidas secundarias en el Tramo 5

Accesorio	Diámetro [in]	Número Accesorios	Leq [m]	Σ Leq [m]
Codos Roscados Estándar 45°	1	1	0,7	0,7
Codos Roscados Estándar 90°	1	5	1,5	7,5
			Total	8,2

Accesorio	Diámetro [in]	Número Accesorios	Pérdida [K]	Pérdidas totales [K]
Uniones	1	4	0,08	0,32
Reducción	1 a 0,8	1	0,17	0,17
			Total	0,49

Caída de presión Filtro			
Marca	Presión trabajo (kg/cm ²)	Caudal LPM	Caída de presión (m.c.a)
Rotoplas	7	56	0,062

Caída de presión COLECTOR SOLAR			
Marca	Modelo	Area (m ²)	Caída de presión (m.c.a)
EUSOLAR	EU-Z-30	4,04	1,02

Fuente: Autores

$$H_{rs \text{ TRAMO5}} = 1,70 \text{ m. c. a}$$

c) Pérdidas totales Tramo 5

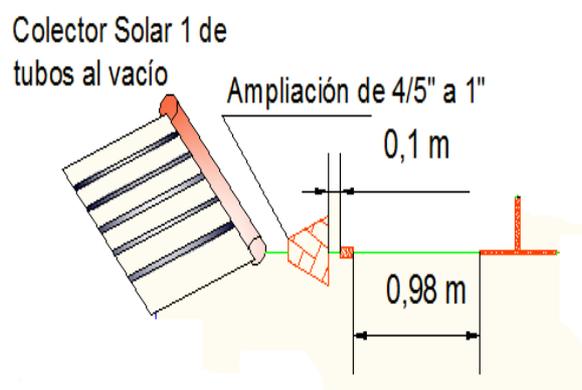
$$H_{rtotales \text{ TRAMO5}} = H_{primarias \text{ TOTALES}} + H_{secundarias \text{ TOTALES}}$$

$$H_{rtotales \text{ TRAMO5}} = 0,248 + 1,70$$

$$H_{rtotales \text{ TRAMO5}} = 1,95 \text{ m. c. a}$$

Pérdida de carga en descarga bomba 1 – Tramo 6

Figura 36. Tramo 6 (agua caliente que sale colector solar 1)



Fuente: Autores

Tabla 56. Diámetro y longitud de tubería descarga bomba 1 – Tramo 6

DATOS DE LA TUBERÍA				
Datos		Unidades	Valores	Referencias
Tubería de descarga PVC 1 in	∅ interior	[m]	0,032	Catálogo de MARK PEERLESS
Módulo de rugosidad relativa PVC	ε	[mm]	0,0015	Tomado de CRANE A.41
Temperatura del agua		[°C]	25,93	Dato medido en el Complejo "Carril 4"
Viscosidad cinemática	v	[m ² /s]	8,77(10) ⁻⁷	
Área tubería	A	m ²	0,00080	
Velocidad	V	m/s	2,946	
Caudal	Q	m ³ /s	0,00237	

Fuente: Autores

a) Pérdidas por longitud de tubería.

$$H_{rpTRAMO6} = 0,2426 \text{ m. c. a}$$

b) Pérdidas secundarias.

Tabla 57. Pérdidas secundarias en el Tramo 6

Accesorio	Diámetro [in]	Número Accesorios	Leq [m]	Σ Leq [m]
Tee	1	1	0,9	0,9
			Total	0,9

Accesorio	Diámetro [in]	Número Accesorios	Pérdida [K]	Pérdidas totales [K]
Uniones	1	1	0,08	0,08
Ampliación	0,8 a 1	1	0,13	0,13
			Total	0,21

Fuente: Autores

$$H_{rsTRAMO6} = 0,31 \text{ m. c. a}$$

c) Pérdidas totales Tramo 6

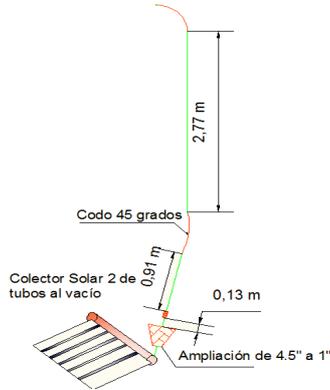
$$H_{rtotales TRAMO6} = H_{primarias TOTALES} + H_{secundarias TOTALES}$$

$$H_{rtotales TRAMO6} = 0,2426 + 0,31$$

$$H_{rtotales TRAMO6} = 0,55 \text{ m. c. a}$$

Pérdida de carga en descarga bomba 1 – tramo 7

Figura 37. Tramo 7 (agua caliente que sale colector solar 2)



Fuente: Autores

Tabla 58. Diámetro y longitud de tubería en la descarga bomba 1 – Tramo7

DATOS DE LA TUBERÍA				
Datos		Unidades	Valores	Referencias
Tubería de descarga PVC 1 in	∅ interior	[m]	0,032	Catálogo de MARK PEERLESS
Módulo de rugosidad relativa PVC	ε	[mm]	0,0015	Tomado de CRANE A.41
Temperatura del agua		[°C]	25,93	Dato medido en el Complejo "Carril 4"
Viscosidad cinemática	ν	[m ² /s]	8,77(10) ⁻⁷	
Área tubería	A	m ²	0,00080	
Velocidad	V	m/s	1,44	
Caudal	Q	m ³ /s	0,0012	

Fuente: Autores

a) Pérdidas por longitud de tubería

$$H_{rpTRAMO7} = 0,2624 \text{ m. c. a}$$

b) Pérdidas secundarias

Tabla 59. Pérdidas secundarias en el Tramo 7

Accesorio	Diámetro [in]	Número Accesorios	Leq [m]	Σ Leq [m]
Codos Roscados Estándar 45°	1	1	0,7	0,7
Codos Roscados Estándar 90°	1	1	1,5	1,5
			Total	2,2

Accesorio	Diámetro [in]	Número Accesorios	Pérdida [K]	Pérdidas totales [K]
Uniones	1	1	0,08	0,08
Ampliación	0,8 a 1	1	0,13	0,13
			Total	0,21

Fuente: Autores

$$H_{rsTRAMO7} = 0,175 \text{ m. c. a}$$

c) Pérdidas totales Tramo 7.

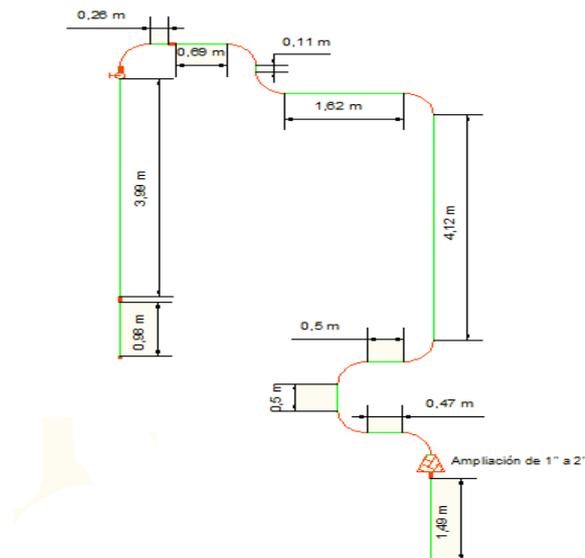
$$H_{rtotales TRAMO7} = H_{primarias TOTALES} + H_{secundarias TOTALES}$$

$$H_{rtotales TRAMO7} = 0,2624 + 0,175$$

$$H_{rtotales TRAMO7} = 0,437 \text{ m. c. a}$$

Pérdida de carga en descarga bomba 1 – Tramo 8

Figura 38. Tramo 8 (unión de caudales – colector solar 1 y 2)



Fuente: Autores

Tabla 60. Diámetro y longitud de tubería descarga bomba 1 – Tramo8

DATOS DE LA TUBERÍA				
Datos		Unidades	Valores	Referencias
Tubería de descarga PVC 1 in	∅ interior	[m]	0,032	Catálogo de MARK PEERLESS
Módulo de rugosidad relativa PVC	ε	[mm]	0,0015	Tomado de CRANE A.41
Tempratura del agua		[°C]	25,93	Dato medido en el Complejo "Carril 4"
Viscosidad cinemática	v	[m ² /s]	8,77(10) ⁻⁷	
Area tubería	A	m ²	0,00080	
Velocidad	V	m/s	4,389	
Caudal	Q	m ³ /s	0,00353	

Fuente: Autores

a) Pérdidas por longitud de tubería

$$H_{rpTRAMO8} = 6,75 \text{ m. c. a}$$

b) Pérdidas secundarias

Tabla 61. Pérdidas secundarias en el Tramo 8

Accesorio	Diámetro [in]	Número Accesorios	Leq [m]	Σ Leq [m]
Válvula de globo roscada	1	1	15	15
Codos Roscados Estándar 90°	1	8	1,5	12
			Total	27
Accesorio	Diámetro [in]	Número Accesorios	Pérdida [K]	Pérdidas totales [K]
Uniones	1	1	0,08	0,08
Ampliación	1 a 2	1	0,55	0,55
			Total	0,63

Fuente: Autores

$$H_{rsTRAMO8} = 14,38 \text{ m. c. a}$$

c) Pérdidas totales Tramo 8

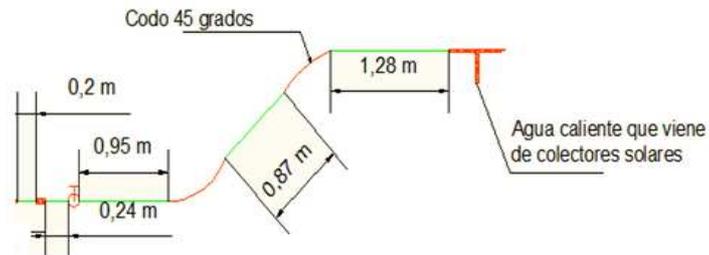
$$H_{rtotales TRAMO8} = H_{primarias TOTALES} + H_{secundarias TOTALES}$$

$$H_{rtotales TRAMO8} = 6,75 + 14,38$$

$$H_{rtotales\ TRAMO8} = 21,13 \text{ m. c. a}$$

Pérdida de carga en descarga bomba 1 – Tramo 9

Figura 39. Tramo 9 (agua caliente hacia inyectores)



Fuente: Autores

Tabla 62. Diámetro y longitud, de tubería descarga bomba 1 – Tramo 9

DATOS DE LA TUBERÍA				
Datos		Unidades	Valores	Referencias
Tubería de descarga PVC 2 in	∅ interior	[m]	0,06	Catálogo de MARK PEERLESS
Módulo de rugosidad relativa PVC	∅	[mm]	0,0015	Tomado de CRANE A.41
Temperatura del agua		[°C]	25,93	Dato medido en el Complejo "Carril 4"
Viscosidad cinemática	v	[m ² /s]	8,77(10) ⁻⁷	
Área tubería	A	m ²	0,00283	
Velocidad	V	m/s	1,248	
Caudal	Q	m ³ /s	0,00353	

Fuente: Autores

a) Pérdidas por longitud de tubería.

$$H_{TpTRAMO9} = 0,087 \text{ m. c. a}$$

b) Pérdidas secundarias.

Tabla 63. Pérdidas secundarias en el Tramo 9

Accesorio	Diámetro [in]	Número Accesorios	Leq [m]	∑ Leq [m]
Codos Roscados Estándar 90°	2	1	3,4	3,4
Codos Roscados Estándar 45°	2	1	1,5	1,5
Tee	2	2	2,3	4,6
			Total	9,5
Accesorio	Diámetro [in]	Número Accesorios	Pérdida [K]	Pérdidas totales [K]
Uniones	2	1	0,053	0,053
			Total	0,053

Fuente: Autores

$$H_{rsTRAMO9} = 0,238 \text{ m. c. a}$$

c) Pérdidas totales Tramo 9.

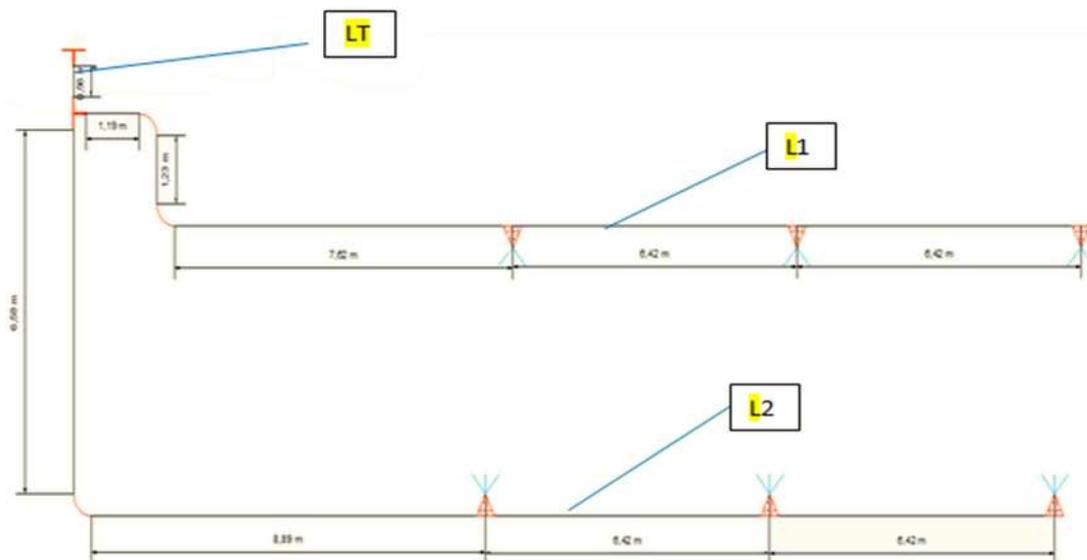
$$H_{rtotales TRAMO9} = H_{primarias TOTALES} + H_{secundarias TOTALES}$$

$$H_{rtotales TRAMO9} = 0,087 + 0,238$$

$$H_{rtotales TRAM9} = 0,325 \text{ m. c. a}$$

Cálculo del caudal que se reparte a cada uno de los inyectores

Figura 40. Inyectores lado 1 y 2



Fuente: Autores

Tabla 64. Propiedades de la tubería – caudal hacia inyectores

DATOS DE LA TUBERÍA				
Datos		Unidades	Valores	Referencias
Tubería de succión PVC 2 in	∅ interior	[m]	0,06	Catálogo de MARK PEERLESS
Módulo de rugosidad relativa PVC	ε	[mm]	0,0015	Tomado de CRANE A.41
Area tubería	A	m ²	0,00283	
Velocidad	v	m/s	1,248	

Fuente: Autores

Tabla 65. Longitudes de tuberías y propiedades del fluido - caudal hacia inyectores

Consideraciones:		
Hr1=Hr2	Por estar en paralelas las tuberías	
Hr1'=Hr2'		
Ø1=Ø2	[m]	0,06
L1	[m]	22,88
L2	[m]	28,31
Temperatura del agua	[°C]	25,93
Viscosidad cinemática	[m²/s]	8,77(10) ⁻⁷
Peso específico	[kN/m³]	9,78

Fuente: Autores

Tabla 66. Caudales y velocidades, utilizando el procedimiento de tuberías en paralelo - caudal hacia inyectores

		0,000025													
<i>inicial</i>		0,02	Recomendación para el cálculo hidráulico.												
Iteraciones	Q1'	V1'	Hr1'	Hr2'	Error	Re1'	1'	V2'	Error	Re2'	2'	Q2'			
	[m ³ /s]	[m/s]	m.c.a	m.c.a	%	Adimens.	Adimens.	[m/s]	%	Adimens.	Adimens.	[m ³ /s]			
1	0,0018	0,624	0,1516	0,1516	8,07	4,27(10) ⁴	0,02161	0,5833	9,74	3,99(10) ⁴	0,0219	0,001565			
2			0,1638	0,1638	0	4,27(10) ⁴	0,022	0,5568	1,06796	3,81(10) ⁴	0,0222				
3									0,5539	0,12190	3,79(10) ⁴		0,0222		
4									0,5535	0,01398	3,79(10) ⁴		0,0222		
5									0,5535	0,00160	3,79(10) ⁴		0,0222		
6									0,5535	0,00018	3,79(10) ⁴		0,0222		
7									0,5535	2,11039(10) ⁻⁵	3,79(10) ⁴		0,0222		
Iteraciones	Q1'+Q2'	Q1	Q2		Q1+Q2= QT		Error	V1	V2	Hr1=Hr2	Error	Re	1		
	[m ³ /s]	[m ³ /s]	GPM	[m ³ /s]	GPM	[m ³ /s]	GPM	%	[m/s]	[m/s]	m.c.a	□/□(mm)	Adimens	Adimen	
1	0,00333	0,00187	29,65	0,00166	26,29	0,0035295990	55,9456	63,9579	0,66	0,59	0,170	6,66	4,53(10) ⁴	0,0213	
2											0,1817	0	4,53(10) ⁴	0,0213	

Fuente: Autores

Tabla 67. Caudal - velocidad en la tubería que se reparte a los inyectores

Velocidades Reales			Caudales Reales		
VT real	[m/s]	1,248	QT real	[m ³ /s]	0,00353
V1 real	[m/s]	0,662	Q1 real	[m ³ /s]	0,00187
V2 real	[m/s]	0,587	Q2 real	[m ³ /s]	0,0017

Fuente: Autores

Pérdida de carga en descarga bomba 1 – Tramo 10

Tabla 68. Diámetro y longitud, de tubería en la descarga bomba 1 – Tramo 10

DATOS DE LA TUBERÍA				
Datos		Unidades	Valores	Referencias
Tubería de descarga PVC 2 in	∅ interior	[m]	0,06	Catálogo de MARK PEERLESS
Módulo de rugosidad relativa PVC	⊠	[mm]	0,0015	Tomado de CRANE A.41
Tempratura del agua		[C]	25,93	Dato medido en el Complejo "Carril 4"
Viscosidad cinemática	v	[m ² /s]	8,77(10) ⁻⁷	
Area tubería	A	m ²	0,00283	
Velocidad Total	V	m/s	1,248	
Caudal Total	Q	m ³ /s	0,00353	
Caudal L1	Q	m ³ /s	0,00187	
Caudal L2	Q	m ³ /s	0,0017	
Velocidad L1	V	m/s	0,662	
Velocidad L2	V	m/s	0,587	

Fuente: Autores

a) Pérdidas por longitud de tubería.

$$H_{rpLT} = 0,014 \text{ m. c. a}$$

$$H_{rpL1} = 0,182 \text{ m. c. a}$$

$$H_{rpL2} = 0,182 \text{ m. c. a}$$

$$H_{rpTRAMO 10} = H_{rpLT} + H_{rpL1} + H_{rpL2}$$

$$H_{rpTRAMO 10} = 0,014 + 0,182 + 0,182$$

$$H_{rpTRAMO 10} = 0,378 \text{ m. c. a}$$

b) Pérdidas secundarias

Tabla 69. Pérdidas secundarias en el Tramo 10

COEFICIENTE DE PERDIDAS SECUNDARIAS TRAMO "LT"				
Accesorio	Diámetro [in]	Número Accesorios	Pérdida [K]	Pérdidas totales [K]
Tee	2	2	0,9	1,8
			Total	1,800

COEFICIENTE DE PERDIDAS SECUNDARIAS TRAMO "L1"				
Accesorio	Diámetro [in]	Número Accesorios	Leq [m]	Σ Leq [m]
Uniones	2	4	0,053	0,212
Inyectores	1,5 – 0,75	3	0,19608	0,58824
			Total	0,800

Accesorio	Diámetro [in]	Número Accesorios	Pérdida [K]	Pérdidas totales [K]
Codos Roscados Estándar 90°	2	2	3,4	6,8
Tee en línea	2	1	2,3	2,3
			Total	9,100

PERDIDAS SECUNDARIAS TRAMO "L2"				
Accesorio	Diámetro [in]	Número Accesorios	Leq [m]	Σ Leq [m]
Uniones	2	4	0,053	0,212
Inyectores	1,5 – 0,75	3	0,19696	0,59088
			Total	0,80288
Accesorio	Diámetro [in]	Número Accesorios	Pérdida [K]	Pérdidas totales [K]
Codos Roscados Estándar 90°	2	1	3,4	3,4
			Total	3,4

Fuente: Autores

Para el cálculo de pérdidas en los inyectores se considerará como una reducción gradual. En este caso se produce un fenómeno de contracción semejante al de

entrada a la tubería, el cual también conviene que sea gradual. Dependiendo de la brusquedad con que se efectúa la contracción, el coeficiente de pérdida está supeditado al ángulo θ al cual ésta se produzca, de acuerdo a la tabla de coeficientes de pérdidas por reducción gradual de Kisiliev. [5]

Tabla 70. Coeficientes de pérdidas, según Kisiliev¹⁹

θ	4 a 5°	7°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°	60°	75°	80°
K	0.60 0.005	0.16	0.16	0.18	0.20	0.22	0.24	0.26	0.28	0.30	0.32	0.34	0.35

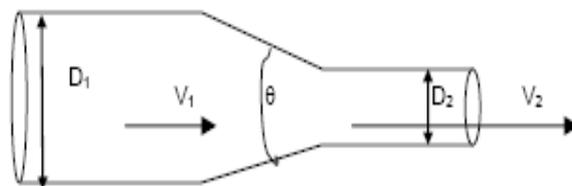
Fuente: LÓPEZ, E. Septiembre, 2007. Pág.45.

Con objeto de evitar pérdidas grandes, el ángulo de reducción no debe exceder de un valor especificado, dicho ángulo[5] es:

$$\tan \theta = \sqrt{\frac{gD}{V}} \quad (32)$$

$$\text{Donde } D = \frac{D_1 + D_2}{2} ; V = \frac{V_1 + V_2}{2} \quad (33)$$

Figura 41. Reducción gradual



Fuente: LÓPEZ, E. Septiembre, 2007. Pág.46.

Medidas del inyector tomadas del CATÁLOGO PENTAIR WATER POOL AND SPA.

¹⁹ Tomado de Hidráulica de Avendaño. Pág.45.

Tabla 71. Dimensiones del Inyector, diámetros comerciales y nominales

Inyectores	
Φ Comercial	Φ Nominal
Medida	Medida
[in]	[mm]
1,5	50
0,75	25

Fuente: Autores

Por lo tanto el ángulo θ tiene el siguiente valor:

$$D = \frac{D_1 + D_2}{2}$$

$$D = \frac{50 \text{ mm} + 25 \text{ mm}}{2}$$

$$D = 37,5 \text{ mm} = 0,0375 \text{ m}$$

Áreas del inyector

$$A1 \quad [m^2] \quad 0,00196$$

$$A2 \quad [m^2] \quad 0,00049$$

Velocidad en el inyector

$$V1 \quad [m/s] \quad 0,953$$

$$V2 \quad [m/s] \quad 3,380$$

Relación de Diámetro en el inyector

$$D \quad [m] \quad 0,0375$$

$$V = \frac{V_1 + V_2}{2}$$

$$V = \frac{0,953 \frac{m}{s} + 3,38 \text{ m/s}}{2}$$

$$V = 2,17 \text{ m/s}$$

$$\tan \theta = \sqrt{\frac{9,8 (0,0375)}{2,17}}$$

$$\theta = 22,39^\circ$$

Una vez que hemos calculado el ángulo de desfase procedemos a determinar el coeficiente de pérdidas por reducción gradual del ángulo θ , según Kisiliev; el mismo que resulta mediante linealización:

$$k = 0,19608$$

Una vez que se tiene las pérdidas en este tramo de tubería se procede a calcular la presión de salida en el inyector, la misma que deberá ser mayor que la presión hidrostática de la piscina o caso contrario el agua que sale por el inyector se regresaría nuevamente a la tubería; de manera similar se procede en el otro tramo de los inyectores:

$$P_{\text{inyector}} > P_{\text{Hidrostática}}$$

$$Q_{\text{tramo L1}} = 0,662 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{\text{tramo L2}} = 0,587 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$A = 2,83 (10)^{-3} \text{ m}^2$$

$$K_{\text{inyector}} = 0,19608$$

$$H_{\text{inyectorL1}} = 0,19608 \frac{(0,662 \text{ m}^3/\text{s})^2}{2 (9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}}) (2,83 (10)^{-3} \text{ m}^2)^2}$$

$$H_{\text{inyector}} = 0,004 \text{ m. c. a}$$

$$h_{\text{piscina}} = 1,25 \text{ m}$$

$$\frac{P_{\text{hidrostática}}}{\gamma} = 1,25 \text{ m. c. } \quad \square$$

$$z_1 = z_2$$

$$\frac{P_{\text{inyector}}}{\gamma} + z_1 + \frac{V_1^2}{2g} - H_{\text{inyector}} = \frac{P_{\text{hidrostática}}}{\gamma} + z_2 + \frac{V_2^2}{2g} \quad (34)$$

$$\frac{P_{\text{inyector}}}{\gamma} = \frac{P_{\text{hidrostática}}}{\gamma} + H_{\text{inyector}} + \frac{V_2^2}{2g} - \frac{V_1^2}{2g}$$

$$\frac{P_{\text{inyector}}}{\gamma} = 1,79 + 0,004 + \frac{3,38^2}{2(9,8)} - \frac{0,95^2}{2(9,8)}$$

$$\frac{P_{\text{inyector}}}{\gamma} = 1,79 \text{ m. c. } \quad \square$$

Entonces:

$$P_{\text{inyector}} > P_{\text{hidrostática}}$$

Con esto se llega a comprobar que la presión del inyector es la adecuada para que el agua retorne nuevamente a la piscina luego de pasar por el filtro.

$$H_{\text{rsTRAMO10-T}} = 0,143 \text{ m. c. } \quad \square$$

$$H_{\text{rsTRAMO10-L1}} = 0,019 \text{ m. c. } \quad \square$$

$$H_{\text{rsTRAMO10-L2}} = 0,014 \text{ m. c. } \quad \square$$

$$H_{\text{rsTRAMO10}} = H_{\text{rsTRAMO10-L1}} + H_{\text{rsTRAMO10-L2}}$$

$$H_{\text{rsTRAMO10}} = 0,143 + 0,019 + 0,014$$

$$H_{\text{rsTRAMO10}} = 0,18 \text{ m. c. } \quad \square$$

c) Pérdidas totales Tramo 10

$$H_{\text{rtotales TRAMO 10}} = H_{\text{primarias TOTALES}} + H_{\text{secundarias TOTALES}}$$

$$H_{\text{rtotales TRAMO 10}} = 0,378 + 0,18$$

$$H_{rtotales \text{ TRAMO } 10} = 0,558 \text{ m. c. a}$$

Porcentaje de pérdidas (Hr) en la bomba uno sistema piscina

Tabla 72. Pérdidas provenientes de la bomba uno en la piscina

BOMBA UNO		
Sección	Pérdida	
	[m.c.a]	%
Succión	1,494	2,77%
Descarga	2,6	4,82%
Tramo 1	1,19	2,20%
Tramo 2	0,14	0,26%
Tramo 3	20,83	38,59%
Tramo 4	2,78	5,15%
Tramo 5	1,95	3,61%
Tramo 6	0,55	1,02%
Tramo 7	0,437	0,81%
Tramo 8	21,13	39,14%
Tramo 9	0,325	0,60%
Tramo 10	0,558	1,03%
TOTAL	53,984	100%

Fuente: Autores

Pérdida de carga en la tubería de descarga bomba. Los esquemas de tubería de la bomba 2 son iguales a los de la Bomba 1, las adecuaciones de tubería del complejo fueron acopladas con similares características variando nada más pocos metros de tubería entre la una y la otra.

Tabla 73. Área – velocidad tubería bomba 2

Área de la tubería L ₁ :	0,00283m ²
Área de la tubería L ₂ :	0,00196m ²
Velocidad en la tubería L ₁	1,31 m/s
Velocidad en la tubería L ₂	1,89 m/s

Fuente: Autores

Tabla 74. Pérdidas en la tubería de descarga - bomba 2

TRAMO "L1"	Pérdidas Secundarias	Pérdidas Totales
$H_{rpL1} = 0,146 \text{ m. c. a}$	$H_{sec"L1"} = 0,480 \text{ m.c.a}$	$H_{rdB2} = 0,164 + 2,7$
TRAMO "L2"	$H_{sec"L2"} = 2,2 \text{ m.c.a}$	$H_{rdB2} = 2,8 \text{ m. c. a}$
$H_{rpL2} = 0,018 \text{ m. c. a}$	$H_{sec\text{TOTALES}} = 2,7 \text{ m. c. a}$	
PERDIDA PRIMARIA TOTAL		
$H_{rdp\text{TOTAL}} = 0,164 \text{ m. c. a}$		

Fuente: Autores

Pérdida de carga en descarga bomba 2 – Tramo 1

Tabla 75. Pérdidas en la tubería de descarga bomba 2 – Tramo1

Pérdidas Primarias	Pérdidas Secundarias	Pérdidas Totales
$H_{rp\text{Tramo1}} = 0,157 \text{ m.c.a}$	$H_{rs\text{TRAMO1}} = 1,48 \text{ m. c. a}$	$H_{rtotales\text{ TRAMO1}} = 0,157 + 1,48$ $H_{rtotales\text{ TRAMO1}} = 1,63 \text{ m. c. a}$

Fuente: Autores

Pérdida de carga en descarga bomba 2 – Tramo 2

Tabla 76. Pérdidas en la tubería de descarga bomba 2 – Tramo 2

Pérdidas Primarias	Pérdidas Secundarias	Pérdidas Totales
$H_{rp\text{Tramo2}} = 0,042 \text{ m.c.a}$	$H_{rs\text{TRAMO2}} = 0,122 \text{ m. c. a}$	$H_{rtotales\text{ TRAMO2}} = 0,042$ $+ 0,122$ $H_{rtotales\text{ TRAMO2}}$ $= 0,164 \text{ m. c. a}$

Fuente: Autores

Pérdida de carga en descarga bomba 2 – Tramo 3. Debido a la reducción brusca del diámetro de tubería, tenemos una velocidad fuera de los parámetros y

recomendaciones especificadas, por ende las pérdidas van a aumentar considerablemente.

Tabla 77. Pérdidas en la tubería de descarga bomba 2 – Tramo 3

Pérdidas Primarias	Pérdidas Secundarias	Pérdidas Totales
$H_{rpTRAMO\ 3} = 8,92\ m.c.a$	$H_{rsTRAMO3} = 14,81\ m. c. a$	$H_{rtotales\ TRAMO3} = 8,92 + 14,81$ $H_{rtotales\ TRAMO3} = 23,73\ m. c. a$

Fuente: Autores

Cálculo del caudal que se reparte a los colectores solares bomba 2

Tabla 78. Caudal - velocidad tubería colectores solares bomba 2

Velocidades Reales			Caudales Reales		
VT real	[m/s]	4,613	QT real	[m ³ /s]	0,00371
V1 real	[m/s]	3,10	Q1 real	[m ³ /s]	0,00249
V2 real	[m/s]	1,52	Q2 real	[m ³ /s]	0,0012

Fuente: Autores

Pérdida de carga en descarga bomba 2 – Tramo 4

Tabla 79. Pérdidas en la tubería de descarga bomba 2 – Tramo 4

Pérdidas Primarias	Pérdidas Secundarias	Pérdidas Totales
$H_{rpTRAMO\ 4} = 0,32\ m.c.a$	$H_{rsTRAMO4}$ $= 2,62\ m. c. a$	$H_{rtotales\ TRAMO4} = 0,32 + 2,62$ $H_{rtotales\ TRAMO4} = 2,94\ m. c. a$

Fuente: Autores

Pérdida de carga en descarga bomba 2 – Tramo 5

Tabla 80. Pérdidas en la tubería de descarga bomba 2 – Tramo 5

Pérdidas Primarias	Pérdidas Secundarias	Pérdidas Totales
$H_{rpTRAMO\ 5} = 0,30\ m.c.a$	$H_{rsTRAMO\ 5}$ $= 1,69\ m. c. a$	$H_{rtotales\ TRAMO5} = 0,30 + 1,69$ $H_{rtotales\ TRAMO5} = 1,99\ m. c. a$

Fuente: Autores

Pérdida de carga en descarga bomba 2 – Tramo 6

Tabla 81. Pérdidas en la tubería de descarga bomba 2 – Tramo 6

Pérdidas Primarias	Pérdidas Secundarias	Pérdidas Totales
$H_{rpTRAMO\ 6} = 0,27\ m.c.a$	$H_{rsTRAMO\ 6} = 0,32\ m. c. a$	$H_{rtotales\ TRAMO6} = 0,27 + 0,321$ $H_{rtotales\ TRAMO6} = 0,59\ m. c. a$

Fuente: Autores

Pérdida de carga en descarga bomba 2 – Tramo 7

Tabla 82. Pérdidas en la tubería de descarga bomba 2 – Tramo 7

Pérdidas Primarias	Pérdidas Secundarias	Pérdidas Totales
$H_{rpTRAMO\ 7} = 0,32\ m.c.a$	$H_{rsTRAMO\ 7} = 0,17\ m. c. a$	$H_{rtotales\ TRAMO7} = 0,32 + 0,17$ $H_{rtotales\ TRAMO7} = 0,49\ m. c. a$

Fuente: Autores

Pérdida de carga en descarga bomba 2 – Tramo 8

Tabla 83. Pérdidas en la tubería de descarga bomba 2 – Tramo 8

Pérdidas Primarias	Pérdidas Secundarias	Pérdidas Totales
$H_{rpTRAMO\ 8} = 8,92\ m.c.a$	$H_{rsTRAMO\ 8}$ $= 15,06\ m. c. a$	$H_{rtotales\ TRAMO8} = 8,92 + 15,06$ $H_{rtotales\ TRAMO8} = 23,97\ m. c. a$

Fuente: Autores

Pérdida de carga en descarga bomba 2 – Tramo 9

Tabla 84. Pérdidas en la tubería de descarga bomba 2 – Tramo 9

Pérdidas Primarias	Pérdidas Secundarias	Pérdidas Totales
$H_{rpTRAMO\ 9} = 0,10\ m.c.a$	$H_{rsTRAMO\ 9} = 1,26\ m.c.a$	$H_{rtotales\ TRAMO9} = 0,104 + 1,26$ $H_{rtotales\ TRAM9} = 1,36\ m.c.a$

Fuente: Autores

Cálculo del caudal que se reparte a cada uno de los inyectores

Tabla 85. Caudal - velocidad en la tubería que se reparte a los inyectores

Velocidades Reales			Caudales Reales		
VT real	[m/s]	1,312	QT real	[m ³ /s]	0,00371
V1 real	[m/s]	0,695	Q1 real	[m ³ /s]	0,0020
V2 real	[m/s]	0,617	Q2 real	[m ³ /s]	0,0017

Fuente: Autores

Pérdida de carga en descarga bomba 2 – Tramo 10

Tabla 86. Diámetro y longitud de tubería en la descarga bomba 2 – Tramo 10

DATOS DE LA TUBERÍA				
Datos		Unidades	Valores	Referencias
Tubería de descarga PVC 2"	Ø interior	[m]	0,06	Catálogo de MARK PEERLESS
Módulo de rugosidad relativa PVC	ε	[mm]	0,0015	Tomado de CRANE A.41
Temperatura del agua	T	°C	25,93	Dato medido en el Complejo "Carril 4"
Viscosidad cinemática	γ	m ² /s	8,77(10) ⁻⁷	Tomado de CRANE A.41
Área tubería	A	m ²	0,00283	
Velocidad Total	VT	m/s	1,312	
Caudal Total	QT	m ³ /s	0,00371	
Caudal L1	Q1	m ³ /s	0,0020	
Caudal L2	Q2	m ³ /s	0,0017	
Velocidad L1	V1	m/s	0,695	
Velocidad L2	V2	m/s	0,617	

Fuente: Autores

Tabla 87. Pérdidas en la tubería de descarga bomba 2 – Tramo 10

Pérdidas Primarias	Pérdidas Secundarias	Pérdidas Totales
$H_{rp\ LT\ TRAMO\ 10} = 0,016\ m.c.a$	$H_{rs\ LT\ TRAMO\ 10} = 0,129\ m.c.a$	$H_{rtotales\ TRAMO\ 10} = 0,434 + 0,267$
$H_{rp\ L1\ TRAMO\ 10} = 0,208\ m.c.a$	$H_{rs\ L1\ TRAMO\ 10} = 0,099\ m.c.a$	$H_{rtotales\ TRAMO\ 10} = 0,701\ m.c.a$
$H_{rp\ L2\ TRAMO\ 10} = 0,209\ m.c.a$	$H_{rs\ L2\ TRAMO\ 10} = 0,039\ m.c.a$	
$H_{rp\ TRAMO\ 10} = 0,43\ m.c.a$	$H_{rs\ TRAMO\ 10} = 0,267\ m.c.a$	

Fuente: Autores

$$P_{inyector} > P_{Hidrostatica}$$

$$Q_{tramo\ L1} = 0,0020\ m^3/s$$

$$Q_{tramo\ L2} = 0,0017\ m^3/s$$

$$A_1 = 1,96\ (10)^{-3}\ m^2$$

$$A_2 = 4,9\ (10)^{-4}\ m^2$$

$$K_{inyector1} = 0,19816$$

$$K_{inyector2} = 0,19908$$

$$H_{inyector\ L1} = 0,19816 \frac{(0,0020\ m^3/s)^2}{2\ (9,8\ m/s^2)[1,96\ (10)^{-3}\ m^2]^2}$$

$$H_{inyector} = 0,010\ m.c.a$$

$$h_{piscina} = 1,25\ m$$

$$\frac{P_{hidrostatica}}{\gamma} = 1,25\ m.c.a$$

$$z_1 = z_2$$

$$\frac{P_{inyector}}{\gamma} + z_1 + \frac{V_1^2}{2g} - H_{inyector} = \frac{P_{hidrostatica}}{\gamma} + z_2 + \frac{V_2^2}{2g}$$

$$\frac{P_{inyector}}{\gamma} = \frac{P_{hidrostatica}}{\gamma} + H_{inyector} + \frac{V_2^2}{2g} - \frac{V_1^2}{2g}$$

$$\frac{P_{inyector}}{\gamma} = 1,25 + 0,010 + \frac{3,55^2}{2\ (9,8)} - \frac{1,001^2}{2\ (9,8)}$$

$$\frac{P_{inyector1}}{\gamma} = 1,85\ m.c.a$$

De igual manera se obtiene:

$$\frac{P_{inyector2}}{\gamma} = 1,98 \text{ m. c. a}$$

Entonces:

$$P_{inyector1} > P_{Hidrostatica}$$

$$P_{inyector2} > P_{Hidrostatica}$$

Con esto se llega a comprobar que la presión del inyector es la adecuada para que el agua retorne nuevamente a la piscina luego de pasar por el filtro.

Porcentaje de pérdidas (Hr) en la bomba dos sistema piscina

Tabla 88. Pérdidas provenientes de la bomba dos en la piscina

BOMBA DOS		
Sección	Pérdida	
	[m.c.a]	%
Succión	2,21	3,53%
Descarga	2,8	4,47%
Tramo 1	1,63	2,60%
Tramo 2	0,164	0,26%
Tramo 3	23,73	37,92%
Tramo 4	2,94	4,70%
Tramo 5	1,99	3,18%
Tramo 6	0,59	0,94%
Tramo 7	0,49	0,78%
Tramo 8	23,97	38,31%
Tramo 9	1,36	2,17%
Tramo 10	0,701	1,12%
TOTAL	62,575	100%

Fuente: Autores

2.3.2 Instalaciones hidráulicas para duchas en camerinos

2.3.3.1 Medición del caudal volumétrico

Tabla 89. Toma de datos y caudal volumétrico – duchas

Mediciones	Volumen		Tiempo
	l	m ³	s
1,00	20,00	0,02	53,03
2,00	20,00	0,02	62,63
3,00	20,00	0,02	49,82
4,00	20,00	0,02	76,03
5,00	20,0	0,02	6□,60
6,00	20,00	0,02	78,77
7,00	20,00	0,02	80,07
8,00	20,00	0,02	81,50
9,00	20,00	0,02	60,98
10,00	20,00	0,02	78,63
11,00	20,0	0,02	81,02
12,00	20,00	0,02	51,76
13,00	20,00	0,02	51,20
PROMEDIO	20,00	0,02	67,16
CAUDAL DEL SISTEMA			
l/s		0,30	
l/min		17,87	
m ³ /s		2,978(10) ⁻⁴	

Fuente: Autores

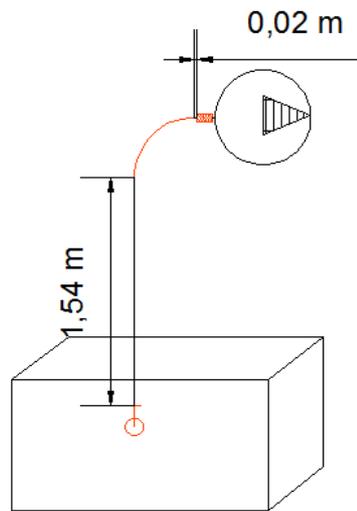
Figura 42. Medición caudal - duchas



Fuente: Autores

2.3.3.2 Pérdida de carga en la tubería de succión

Figura 43. Tubería de succión – duchas



Fuente: Autores

Tabla 90. Datos tubería de succión – duchas

DATOS DE LA TUBERÍA				
Datos		Unidades	Valores	Referencias
Tubería de succión PVC 1,5 in	Ø interior	[m]	0,05	Catálogo de MARK PEERLESS
Módulo de rugosidad relativa PVC	ϵ	[mm]	0,0015	Tomado de CRANE A.41
Longitud de tubería	L1	[m]	1,56	Complejo " Carril 4"
Temperatura del agua		[°C]	16,3	
Viscosidad cinemática		[m ² /s]	$1,12(10)^{-6}$	
Área de la tubería		[m ²]	0,00196	
Velocidad en succión		[m/s]	0,15	

Fuente: Autores

Tabla 91. Pérdidas tubería de succión – duchas

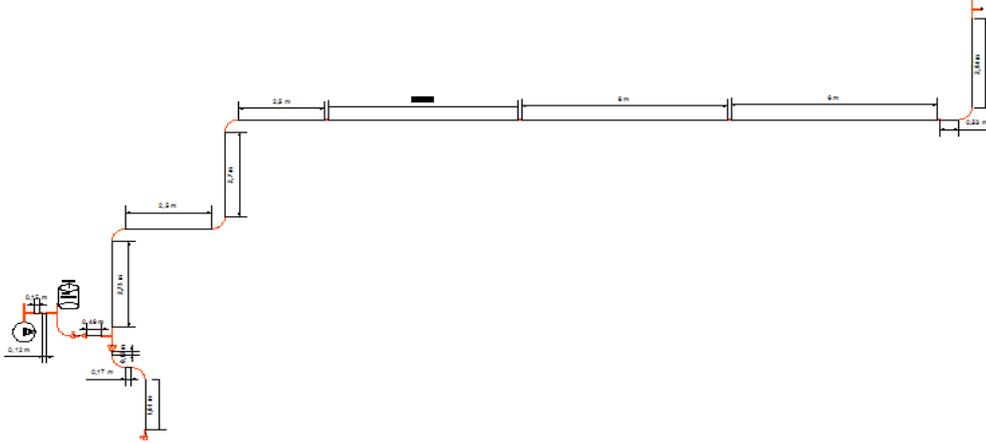
Pérdidas Primarias	Pérdidas Secundarias	Pérdidas Totales
$H_{rp} = 0,0012 \text{ m. c. a}$	$H_{rs} = 0,03 \text{ m. c. a}$	$H_{rtotales \text{ succión}} = 0,0012 + 0,03$
		$H_{rtotales \text{ succión}} = 0,033 \text{ m. c. a}$

Fuente: Autores

2.3.3.3 Pérdida de carga en tubería descarga

Pérdida de carga en descarga bomba (agua fría) – Tramo 1

Figura 44. Tramo 1 – duchas



Fuente: Autores

Tabla 92. Datos tubería descarga Tramo 1 – duchas

DATOS DE LA TUBERÍA				
Datos		Unidades	Valores	Referencias
Tubería de descarga PVC 1 in	Ø interior	[m]	0,032	Catálogo de MARK PEERLESS
Módulo de rugosidad relativa PVC	ϵ	[mm]	0,0015	Tomado de CRANE A.41
Longitud de tubería	L1	[m]	32,34	Complejo " Carril 4"
Temperatura del agua		[°C]	16,3	
Viscosidad cinemática		[m ² /s]	$1,12(10)^{-6}$	
Área de la tubería		[m ²]	0,00057	
Velocidad en tramo 1		[m/s]	0,524	

Fuente: Autores

Tabla 93. Pérdidas tubería descarga Tramo 1 – duchas

Pérdidas Primarias	Pérdidas Secundarias	Pérdidas Totales
$H_{rp} = 0,219 \text{ m. c. a}$	$H_{rs} = 14,25 \text{ m. c. a}$	$H_{rtotales \text{ DESCARGA}} = 0,219 + 14,25$ $H_{rtotales \text{ DESCARGA}} = 14,47 \text{ m. c. a}$

Fuente: Autores

Cálculo del caudal que se reparte al tramo 2 y tramo 3 (agua fría)

Tabla 94. Datos tubería Tramo 2 y 3 – duchas

DATOS DE LA TUBERÍA				
Datos		Unidades	Valores	Referencias
Tubería de succión PVC 1 in	Ø interior	[m]	0,032	Catálogo de MARK PEERLESS
Módulo de rugosidad relativa PVC	ϵ	[mm]	0,0015	Tomado de CRANE A.41
Área tubería	A	m ²	0,0008	
Velocidad	V	m/s	0,373	

Fuente: Autores

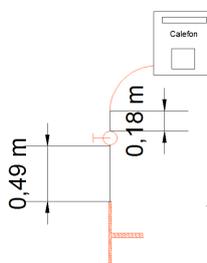
Tabla 95. Caudal - velocidad Tramo 2 y 3 – duchas

Velocidades Reales			Caudales Reales		
VT real	[m/s]	0,373	QT real	[m ³ /s]	0,0003
V TRAMO 1 real	[m/s]	0,17	Q TRAMO 1 real	[m ³ /s]	0,00014
V TRAMO 2 real	[m/s]	0,2	Q TRAMO 2 real	[m ³ /s]	0,00016

Fuente: Autores

Pérdida de carga en descarga bomba (agua fría) – Tramo 2

Figura 45. Tramo 2 – duchas



Fuente: Autores

Tabla 96. Tubería descarga Tramo 2 – duchas

DATOS DE LA TUBERÍA				
Datos		Unidades	Valores	Referencias
Tubería de descarga PVC 1in	Ø interior	[m]	0,032	Catálogo de MARK PEERLESS
Módulo de rugosidad relativa PVC	ϵ	[mm]	0,0015	CRANE A.41
Longitud de tubería	L1	[m]	0,68	Complejo " Carril 4"
Temperatura del agua		[°C]	16,3	
Viscosidad cinemática		[m ² /s]	$1,12(10)^{-6}$	
Área de la tubería		[m ²]	0,0008	
Velocidad en tramo 2		[m/s]	0,174	

Fuente: Autores

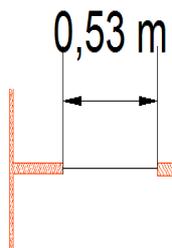
Tabla 97. Pérdidas tubería descarga Tramo 2 – duchas

Pérdidas Primarias	Pérdidas Secundarias	Pérdidas Totales
$H_{rp} = 0,001 \text{ m. c. a}$	$H_{rs} = 0,03 \text{ m. c. a}$	$H_{rtotales} = 0,001 + 0,03$ $H_{rtotales} = 0,032 \text{ m. c. a}$

Fuente: Autores

Pérdida de carga en descarga (agua fría) – Tramo 3

Figura 46. Tramo 3 – duchas



Fuente: Autores

Tabla 98. Tubería descarga Tramo 3 – duchas

DATOS DE LA TUBERÍA				
Datos		Unidades	Valores	Referencias
Tubería de descarga PVC 1in	Ø interior	[m]	0,032	Catálogo de MARK PEERLESS
Módulo de rugosidad relativa PVC	z	[mm]	0,0015	CRANE A.41
Longitud de tubería	L1	[m]	0,53	Complejo " Carril 4"
Temperatura del agua		[°C]	16,3	
Viscosidad cinemática		[m ² /s]	$1,12(10)^{-6}$	
Área de la tubería		[m ²]	0,0008	
Velocidad en tramo 3		[m/s]	0,199	

Fuente: Autores

Tabla 99. Pérdidas tubería descarga Tramo 3 – duchas

Pérdidas Primarias	Pérdidas Secundarias	Pérdidas Totales
$H_{rp} = 0,001 \text{ m. c. a}$	H_{rs} $= 0,00016 \text{ m. c. a}$	$H_{rtotales} = 0,001 + 0,00016$ $H_{rtotales} = 0,00138 \text{ m. c. a}$

Fuente: Autores

Cálculo del caudal que se reparte hacia las duchas

Tabla 100. Tubería – caudal que se reparte hacia duchas

DATOS DE LA TUBERÍA				
Datos		Unidades	Valores	Referencias
Tubería de PVC 1 in	Ø interior	[m]	0,032	Catálogo de MARK PEERLESS
Módulo de rugosidad relativa PVC	ϵ	[mm]	0,0015	CRANE A.41
Area tubería	A	[m ²]	0,00080	
Velocidad	V	[m/s]	0,199	

Fuente: Autores

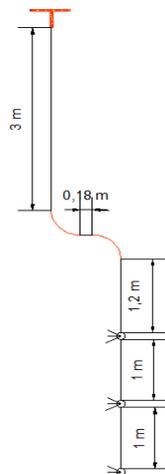
Tabla 101. Caudal - velocidad caudal que se reparte hacia duchas

Velocidades Reales			Caudales Reales		
VT real	[m/s]	0,199	QT real	[m ³ /s]	0,00016
V1 real	[m/s]	0,03	Q1 real	[m ³ /s]	0,00003
V2 real	[m/s]	0,16	Q2 real	[m ³ /s]	0,00013

Fuente: Autores

Pérdida de carga en descarga bomba (agua fría – duchas mujeres) – Tramo 4

Figura 47. Tramo 4 – duchas



Fuente: Autores

Tabla 102. Tubería Tramo 4 – duchas

DATOS DE LA TUBERÍA				
Datos		Unidades	Valores	Referencias
Tubería de descarga PVC 1 in	Ø interior	[m]	0,032	Catálogo de MARK PEERLESS
Módulo de rugosidad relativa PVC	ϵ	[mm]	0,0015	CRANE A.41
Longitud de tubería	L1	[m]	0,68	Complejo " Carril 4"
Temperatura del agua		[°C]	16,3	
Viscosidad cinemática		[m ² /s]	$1,12(10)^{-6}$	
Área de la tubería		[m ²]	0,0008	
Velocidad en tramo 4		[m/s]	0,03	

Fuente: Autores

Tabla 103. Pérdidas tubería descarga Tramo 4 – duchas

Pérdidas Primarias	Pérdidas Secundarias	Pérdidas Totales
$H_{rp} = 0,001 \text{ m. c. a}$	$H_{rs} = 0,00056 \text{ m. c. a}$	$H_{rtotales} = 0,001 + 0,00056$
		$H_{rtotales} = 0,00148 \text{ m. c. a}$

Fuente: Autores

Cálculo del caudal que se reparte al tramo 5 y tramo 6

Tabla 104. Tubería tramo 5 y 6 – duchas

DATOS DE LA TUBERÍA				
Datos		Unidades	Valores	Referencias
Tubería de PVC 1"	Ø interior	[m]	0,032	MARK PEERLESS
Tubería de PVC 1/2"	Ø interior	[m]	0,02	MARK PEERLESS
Módulo de rugosidad relativa PVC	ϵ	[mm]	0,0015	CRANE A.41
Área tubería 1 in	A	[m ²]	0,00080	
Área tubería 0,5 in	A	[m ²]	0,00031	

Fuente: Autores

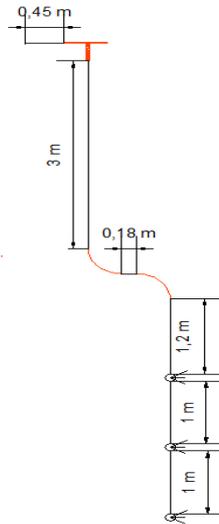
Tabla 105. Caudal - velocidad en la tubería que se reparte a tramo 5 y 6

Velocidades Reales			Caudales Reales		
VT real	[m/s]	0,16	QT real	[m ³ /s]	0,00013
V Tramo 5 real	[m/s]	0,07	Q Tramo 5 real	[m ³ /s]	0,00006
V Tramo 6 real	[m/s]	0,23	Q Tramo 6 real	[m ³ /s]	0,00007

Fuente: Autores

Pérdida en la descarga bomba (agua fría – duchas hombres) – tramo 5

Tabla 106. Tramo 5 – duchas



Fuente: Autores

Tabla 107. Tubería tramo 5 – duchas

DATOS DE LA TUBERÍA				
Datos		Unidades	Valores	Referencias
Tubería de descarga PVC 1 in	Ø interior	[m]	0,032	Catálogo de MARK PEERLESS
Módulo de rugosidad relativa PVC	ϵ	[mm]	0,0015	CRANE A.41
Longitud de tubería	L1	[m]	6,38	Complejo " Carril 4"
Temperatura del agua		[°C]	16,3	
Viscosidad cinemática		[m ² /s]	$1,12(10)^{-6}$	
Área de la tubería		[m ²]	0,0008	
Velocidad en tramo 5		[m/s]	0,07	

Fuente: Autores

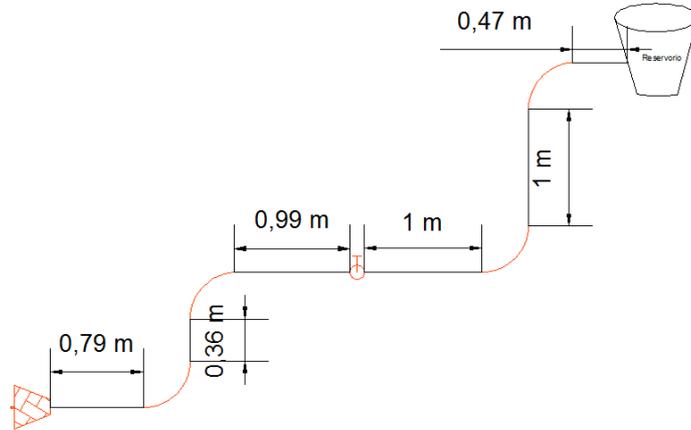
Tabla 108. Pérdidas tubería descarga tramo 5 – duchas

Pérdidas Primarias	Pérdidas Secundarias	Pérdidas Totales
$H_{rp} = 0,003 \text{ m. c. a}$	$H_{rs} = 0,0017 \text{ m. c. a}$	$H_{rtotales} = 0,003 + 0,0017$
		$H_{rtotales} = 0,0045 \text{ m. c. a}$

Fuente: Autores

Pérdida de carga en descarga bomba (agua fría – duchas hombres) – tramo 6

Figura 48. Tramo 6 – duchas



Fuente: Autores

Tabla 109. Tubería tramo 6 – duchas

DATOS DE LA TUBERÍA				
Datos		Unidades	Valores	Referencias
Tubería de descarga PVC 0,5 in	Ø interior	[m]	0,02	Catálogo de MARK PEERLESS
Módulo de rugosidad relativa PVC	ϵ	[mm]	0,0015	CRANE A.41
Longitud de tubería	L1	[m]	4,61	Complejo " Carril 4"
Temperatura del agua		[°C]	16,3	
Viscosidad cinemática		[m ² /s]	$1,12(10)^{-6}$	
Área de la tubería		[m ²]	0,00031	
Velocidad en tramo 6		[m/s]	0,23	

Fuente: Autores

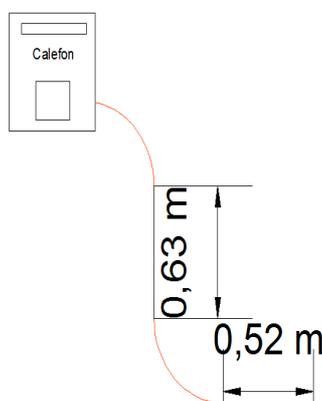
Tabla 110. Pérdidas tubería descarga tramo 6 – duchas

Pérdidas Primarias	Pérdidas Secundarias	Pérdidas Totales
$H_{rp} = 0,024 \text{ m. c. a}$	$H_{rs} = 0,08 \text{ m. c. a}$	$H_{rtotales} = 0,024 + 0,08$
		$H_{rtotales} = 0,104 \text{ m. c. a}$

Fuente: Autores

Pérdida de carga en descarga bomba (agua caliente) – tramo 7

Figura 49. Tramo 7 – duchas



Fuente: Autores

Tabla 111. Tubería tramo 7 – duchas

DATOS DE LA TUBERÍA				
Datos		Unidades	Valores	Referencias
Tubería de descarga PVC 1 in	Ø interior	[m]	0,032	MARK PEERLESS
Módulo de rugosidad relativa PVC	ε	[mm]	0,0015	CRANE A.41
Longitud de tubería	L1	[m]	1,16	Complejo " Carril 4"
Temperatura del agua		[°C]	16,3	
Viscosidad cinemática		[m ² /s]	1,12(10) ⁻⁶	
Área de la tubería		[m ²]	0,0008	
Velocidad en tramo 7		[m/s]	0,174	

Fuente: Autores

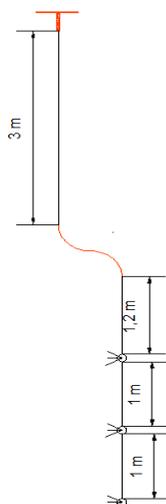
Tabla 112. Pérdidas tubería descarga Tramo 7 – duchas

Pérdidas Primarias	Pérdidas Secundarias	Pérdidas Totales
$H_{rp} = 0,002 \text{ m. c. a}$	$H_{rs} = 0,033 \text{ m. c. a}$	$H_{rtotales} = 0,002 + 0,033$
		$H_{rtotales} = 0,035 \text{ m. c. a}$

Fuente: Autores

Pérdida en la descarga Bomba (agua caliente – duchas mujeres) – tramo 8

Figura 50. Tramo 8 – duchas



Fuente: Autores

Tabla 113. Tubería tramo 8 – duchas

DATOS DE LA TUBERÍA				
Datos		Unidades	Valores	Referencias
Tubería de descarga PVC 1 in	Ø interior	[m]	0,032	MARK PEERLESS
Módulo de rugosidad relativa PVC	ϵ	[mm]	0,0015	CRANE A.41
Longitud de tubería	L1	[m]	0,68	Complejo " Carril 4"
Temperatura del agua		[°C]	16,3	
Viscosidad cinemática		[m ² /s]	$1,12(10)^{-6}$	
Área de la tubería		[m ²]	0,0008	
Velocidad en tramo 8		[m/s]	0,03	

Fuente: Autores

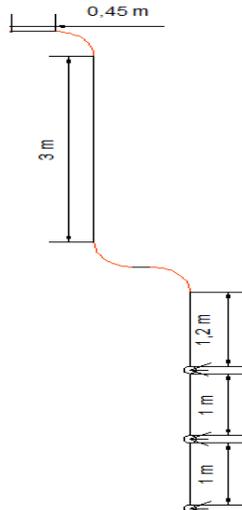
Tabla 114. Pérdidas tubería descarga tramo 8 – duchas

Pérdidas Primarias	Pérdidas Secundarias	Pérdidas Totales
$H_{rp} = 0,001 \text{ m. c. a}$	$H_{rs} = 0,00056 \text{ m. c. a}$	$H_{rtotales} = 0,001 + 0,00056$
		$H_{rtotales} = 0,00148 \text{ m. c. a}$

Fuente: Autores

Pérdida en descarga bomba (agua caliente – duchas hombres) – tramo 9

Figura 51. Tramo 9 – duchas



Fuente: Autores

Tabla 115. Tubería tramo 9 – duchas

DATOS DE LA TUBERÍA				
Datos		Unidades	Valores	Referencias
Tubería de descarga PVC 1"	Ø interior	[m]	0,032	MARK PEERLESS
Módulo de rugosidad relativa PVC	z	[mm]	0,0015	CRANE A.41
Longitud de tubería	L1	[m]	6,38	Complejo " Carril 4"
Temperatura del agua		[°C]	16,3	
Viscosidad cinemática		[m ² /s]	1,12(10) ⁻⁶	
Área de la tubería		[m ²]	0,0008	
Velocidad en tramo 9		[m/s]	0,07	

Fuente: Autores

Tabla 116. Pérdidas tubería descarga tramo 9 – duchas

Pérdidas Primarias	Pérdidas Secundarias	Pérdidas Totales
$H_{rp} = 0,003 \text{ m. c. a}$	$H_{rs} = 0,0017 \text{ m. c. a}$	$H_{rtotales} = 0,003 + 0,0017$ $H_{rtotales} = 0,0045 \text{ m. c. a}$

Fuente: Autores

Porcentaje de pérdidas (Hr), duchas camerinos varones y mujeres

Tabla 117. Pérdidas sistema hidráulico duchas camerinos

DUCHAS CAMERINOS		
Sección	Pérdida	
	[m.c.a]	%
Succión	0,033	0,22%
Descarga		
Tramo 1	14,47	98,52%
Tramo 2	0,032	0,22%
Tramo 3	0,00138	0,01%
Tramo 4	0,00148	0,01%
Tramo 5	0,0045	0,03%
Tramo 6	0,104	0,71%
Tramo 7	0,035	0,24%
Tramo 8	0,00148	0,01%
Tramo 9	0,0045	0,03%
TOTAL	14,68734	100%

Fuente: Autores

2.3.3 Instalaciones hidráulicas para el generador de vapor

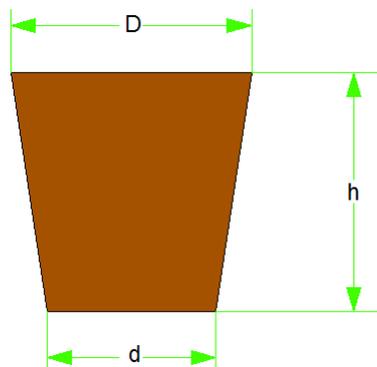
2.3.3.1 Determinación del caudal

Diámetro mayor (D) = 0,67 m

Diámetro menor (d) = 0,57 m

Altura= 0,63 m

Figura 52. Dimensiones reservorio –para generador vapor



Fuente: Autores

$$V = \frac{1}{3}(\pi)(h)(R^2 + r^2 + Rr)$$

$$V = \left[\frac{1}{3}(\pi)(0,63)(0,335^2 + 0,285^2 + (0,335)(0,285)) \right]$$

$$V = 0,19 \text{ m}^3$$

El tiempo de uso del generador de vapor según los propietarios y el personal de mantenimiento del complejo es de 12h00 am – 19h00 pm, siendo el uso de 7 h (25 200 s).

Entonces el caudal que utiliza para el funcionamiento es:

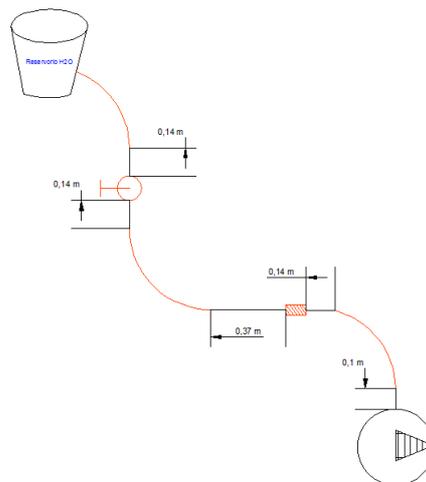
$$Q = \frac{V}{t}$$

$$Q = \frac{0,19 \text{ m}^3}{25\,200 \text{ s}}$$

$$Q = 7,54 (10)^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$$

2.3.3.2 Pérdida de carga en la tubería de succión.

Figura 53. Tubería de succión – generadora de vapor



Fuente: Autores

Tabla 118. Tubería de succión – generador vapor

DATOS DE LA TUBERÍA				
Datos		Unidades	Valores	Referencias
Tubería de descarga PVC 1 in	Ø interior	[m]	0,032	MARK PEERLESS
Módulo de rugosidad relativa PVC	ε	[mm]	0,0015	CRANE A.41
Longitud de tubería	L1	[m]	0,8	Complejo " Carril 4"
Temperatura del agua		[°C]	16,3	
Viscosidad cinemática		[m ² /s]	1,12(10) ⁻⁶	
Área de la tubería		[m ²]	0,0008	
Velocidad en succión		[m/s]	0,009	

Fuente: Autores

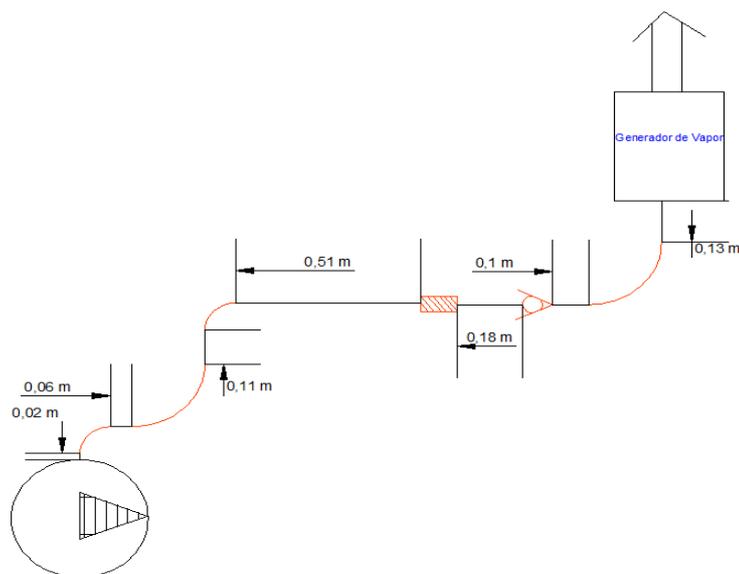
Tabla 119. Pérdidas tubería de succión – generador vapor

Pérdidas Primarias	Pérdidas Secundarias	Pérdidas Totales
$H_{rp} = 0,000013 \text{ m. c. a}$	$H_{rs} = 0,00038 \text{ m. c. a}$	$H_{rtotales \text{ succión}} = 0,000013 + 0,00038$
		$H_{rtotales \text{ succión}} = 0,00038 \text{ m. c. a}$

Fuente: Autores

2.3.3.3 Pérdida de carga en tubería descarga

Figura 54. Tubería descarga – generadora de vapor



Fuente: Autores

Tabla 120. Tubería descarga – generador vapor

DATOS DE LA TUBERÍA				
Datos		Unidades	Valores	Referencias
Tubería de descarga PVC 1 in	Ø interior	[m]	0,032	MARK PEERLESS
Módulo de rugosidad relativa PVC	ϵ	[mm]	0,0015	CRANE A.41
Longitud de tubería	L1	[m]	1,11	Complejo " Carril 4"
Temperatura del agua		[°C]	16,3	
Viscosidad cinemática		[m ² /s]	1,12(10) ⁻⁶	
Área de la tubería		[m ²]	0,0008	
Velocidad en tramo 1		[m/s]	0,009	

Fuente: Autores

Tabla 121. Pérdidas tubería descarga – generador vapor

Pérdidas Primarias	Pérdidas Secundarias	Pérdidas Totales
$H_{rp} = 0,000019$ m. c. a	$H_{rs} = 14,08$ m. c. a	$H_{rtotales\ DESCARGA} = 0,000019 + 14,08$ $H_{rtotales\ DESCARGA} = 14,08$ m. c. a

Fuente: Autores

2.3.3.4 Porcentaje de pérdidas (Hr), en generador de vapor

Tabla 122. Pérdidas hidráulicas generador vapor.

GENERADOR VAPOR		
Sección	Pérdida	
	[m.c.a]	%
Succión	0,00038	0,003%
Descarga	14,08	99,997%
TOTAL	14,08	100%

Fuente: Autores

2.3.4 Turco. Definir el número de usuarios es un factor muy importante debido a que en base al número de usuarios se define el volumen de la habitación y tiene una gran influencia en lo que respecta al cálculo de la carga térmica.

Condiciones requeridas:

- Tanto las dimensiones como las temperaturas a las que deben ser diseñadas este tipo de habitaciones están estandarizadas según el confort que se debe brindar para los usuarios.
- Temperatura máxima= 35,6°C.

- El tiempo de calentamiento de la habitación lo da el demandante o dueño para el que estamos diseñando, como es nuestro caso de dos horas, tomando en cuenta si el tiempo de calentamiento del cuarto disminuye esto implicaría que requeriría de un equipo de mayor potencia, que a su vez sería mucho más costoso.

2.3.4.1 Cálculo del calor sensible

$$q_s = \frac{V\delta C_{p_{aire}}\Delta T}{t} \quad (36)$$

Donde:

$$q_s = \text{Calor sensible, en } \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

V = Volumen de aire a calentar en el turco, en ft^3

δ = Densidad del aire, en lb/ft^3

$C_{p_{aire}}$ = Calor específico del aire, en $\frac{\text{BTU}}{\text{lb}^\circ\text{F}}$

T_1 = Temperatura inicial, en $^\circ\text{F}$

T_2 = Temperatura final, en $^\circ\text{F}$

t = Tiempo de calentamiento, en h

a) Cálculo de la densidad promedio

$$\delta = \frac{\delta_1 + \delta_2}{2} \quad (37)$$

Donde:

δ = Promedio de densidad del aire, en lb/ft^3

δ_1 = Densidad del aire a temperatura inicial, en $\frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$

δ_2 = Densidad del aire a temperatura final, en $\frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$

Con la temperatura inicial y final seleccionamos la respectiva densidad la misma que es obtenida del ANEXOG.

Con $T_1 = 25,54^\circ\text{C} = 298,69^\circ\text{K} = 77,972^\circ\text{F}$ seleccionamos $\delta_1 = 0,073 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$

Con $T_2 = 35,6^\circ\text{C} = 308,75^\circ\text{K} = 96,08^\circ\text{F}$ seleccionamos $\delta_2 = 0,071 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$

$$\delta = \frac{(0,073 + 0,071) \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}}{2} \quad (38)$$

$$\delta = 0,0718 \frac{lb}{ft^3}$$

b) Cálculo del calor específico

$$C_{p_{aire}} = \frac{C_{p_{aire1}} + C_{p_{aire2}}}{2} \quad (39)$$

Con la temperatura inicial y final seleccionamos la respectiva densidad²⁰.

Con $T_1 = 25,54^\circ\text{C} = 298,69^\circ\text{K} = 77,972^\circ\text{F}$ seleccionamos $C_{p_{aire1}} = 0,241 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}^\circ\text{F}}$

Con $T_2 = 35,6^\circ\text{C} = 308,75^\circ\text{K} = 96,08^\circ\text{F}$ seleccionamos $C_{p_{aire2}} = 0,241 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}^\circ\text{F}}$

$$C_{p_{aire}} = \frac{(0,241 + 0,241) \frac{\text{BTU}}{\text{lb}^\circ\text{F}}}{2}$$

$$C_{p_{aire}} = 0,241 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}^\circ\text{F}}$$

c) Cálculo de la variación de temperatura

$$\Delta T = (T_2 - T_1) \quad (40)$$

$$T_1 = 25,54^\circ\text{C} = 298,69^\circ\text{K} = 77,972^\circ\text{F}$$

$$T_2 = 35,6^\circ\text{C} = 308,75^\circ\text{K} = 96,08^\circ\text{F}$$

$$\Delta T = (96,08^\circ\text{F} - 77,972^\circ\text{F})$$

$$\Delta T = 18,108^\circ\text{F}$$

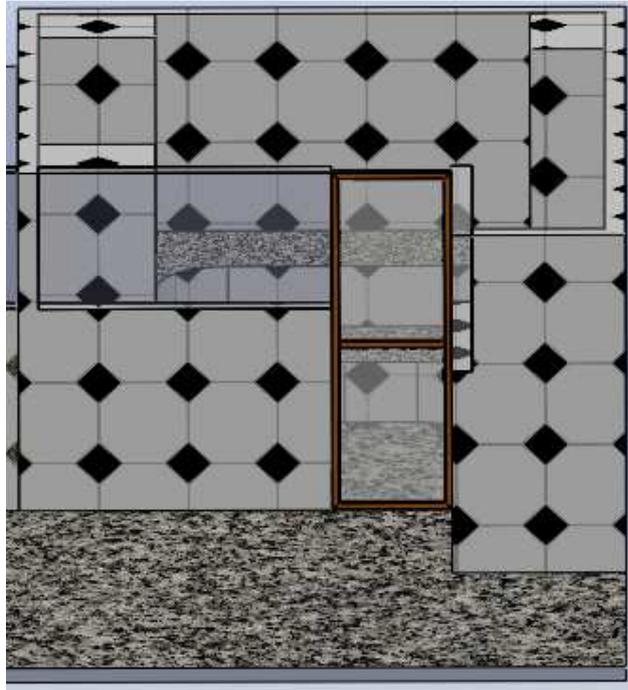
d) Tiempo de calentamiento.

$$t = 2 \text{ h}$$

e) Cálculo del volumen de la habitación.

Figura 55. Vista isométrica del turco

²⁰ Propiedades termofísicas de gases a presión atmosférica Tabla A.4 y propiedades de líquido Tabla A.9. VALENZUELA, R." Apuntes de transferencia de calor"



Fuente: Autores

$$V_h = V_1 + V_2$$

$$V_1 = [(15,65)(3,61)(7,8)]ft^3$$

$$V_1 = 441,005 ft^3$$

$$V_2 = [(11,32)(9,09)(7,8)]ft^3$$

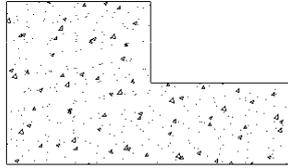
$$V_2 = 803,793 ft^3$$

$$V_h = (441,005 + 803,793)ft^3$$

$$V_h = 1244,798 ft^3 = 35,25m^3$$

f) **Cálculo del volumen que ocupan los asientos**

Figura 56. Vista seccional de asientos - turco



Fuente: Autores

$$V_a = V_{a1} + V_{a2} + V_{a3} + V_{a4} + V_{a5}$$

$$V_{a1} = [(6,43)(2,44)(1,39)]\text{ft}^3$$

$$V_{a1} = 21,92 \text{ ft}^3$$

$$V_{a2} = [(4,86)(2,44)(1,39)]\text{ft}^3$$

$$V_{a2} = 16,55 \text{ ft}^3$$

$$V_{a3} = [(9,82)(2,44)(1,39)]\text{ft}^3$$

$$V_{a3} = 33,46 \text{ ft}^3$$

$$V_{a4} = [(12,73)(2,44)(1,39)]\text{ft}^3$$

$$V_{a4} = 43,41 \text{ ft}^3$$

$$V_{a5} = [(5,22)(2,44)(1,39)]\text{ft}^3$$

$$V_{a5} = 17,78 \text{ ft}^3$$

$$V_a = (21,92 + 16,55 + 33,46 + 43,41 + 17,78) \text{ft}^3$$

$$V_a = 133,11 \text{ ft}^3 = 3,77 \text{ m}^3$$

g) Cálculo del volumen de aire

$$V = V_h - V_a \quad (41)$$

$$V = (35,25 - 3,77)m^3$$

$$V = 31,48 m^3 = 1111,69 ft^3$$

Reemplazando los datos tenemos:

$$q_s = \frac{(1111,69 ft^3) \left(0,0718 \frac{lb}{ft^3}\right) \left(0,241 \frac{BTU}{lb \cdot ^\circ F}\right) (18,108 ^\circ F)}{2}$$

$$q_s = 173,902 \frac{BTU}{h}$$

2.3.4.2 Cálculo del calor latente

$$q_L = \dot{m} \Delta h \quad (42)$$

Dónde:

$$q_L = \text{Calor latente, en } \frac{BTU}{h}$$

$$\dot{m} = \text{Flujo de la masa de vapor, en } \frac{kg}{h}$$

$$h_{fg} = \text{Entalpia de evaporación, en } \frac{BTU}{lb}$$

$$h_{fg} = h_g - h_f \quad (43)$$

Tanto la entalpia de líquido sub- enfriado como de vapor sobrecalentado fueron obtenidas de las tablas de vapor a la presión de alimentación del agua.

h_f = Entalpia de líquido sub enfriado.

h_g = Entalpia de vapor sobrecalentado.

2.3.4.3 Presión del vapor. La presión del vapor de agua fue tomada del manómetro ubicado en la caldera el mismo que marcó:

$$P_{\text{man}} = 20 \text{ psi}$$

$$P_{\text{abs}} = P_m + P_{\text{atm}} \quad (44)$$

Dónde:

$$P_{\text{abs}} = \text{Presión absoluta, en psi}$$

$$P_m = \text{Presión manométrica, en psi}$$

$$P_{\text{atm}} = \text{Presión atmosférica, en psi}$$

$P_{\text{atm}} = 10,5 \text{ psi}$, presión local de la ciudad de Riobamba

$$P_{\text{abs}} = (20 + 10,5) \text{ psi}$$

$$P_{\text{abs}} = 30,5 \text{ psi}$$

En las tablas de vapor teniendo el valor de la presión de 30,5 psi

$$h_g = 1164,5 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

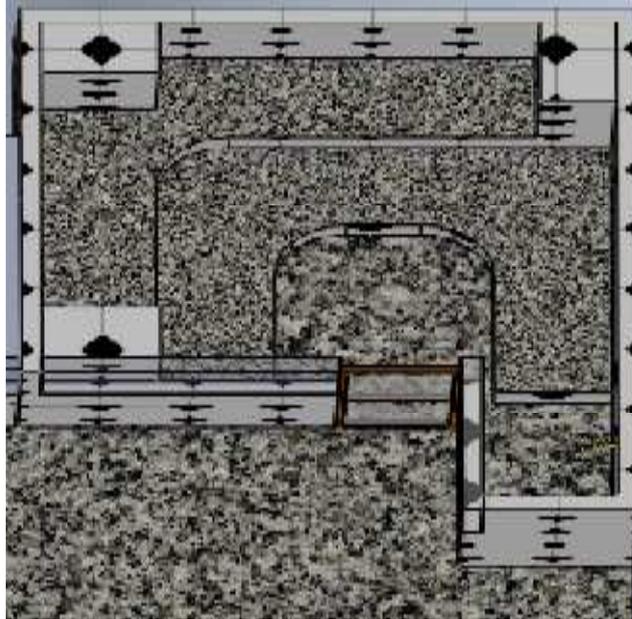
$$h_f = 219,9 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

$$\Delta h = (1164,5 - 219,9) \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

$$\Delta h = 944,6 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

2.3.4.4 Pérdidas de calor por conducción en las paredes, piso y techo. Los cuartos de un turco tienen diversas geometrías en cuanto a sus secciones.

Figura 57. Vista de planta - turco



Fuente: Autores

Dónde: **P1, P2, P3, P4, P5 y P6**; representan cada una de las diferentes secciones de la habitación del cuarto del turco.

V, es la puerta de acceso.

P1,P2,P3: Estas secciones tienen como ambiente contiguo el cuarto de espera debido que el ambiente de esta habitación se encuentra a una menor temperatura se consideran pérdidas por conducción a través de estas paredes así como también las secciones de cada uno de los vidrios que forman cada una de estas paredes.

P4: Esta sección tiene como habitación contigua el cuarto de la sauna, por lo que se considera de igual manera las pérdidas por conducción en estas secciones.

P5, P6: Esta sección tiene como ambiente contiguo el ambiente exterior del aire, por lo que se considera de igual manera las pérdidas por conducción en estas secciones.

V: Pérdidas por conducción, por ser una puerta de acceso.

Las temperaturas y humedades relativas del turco:

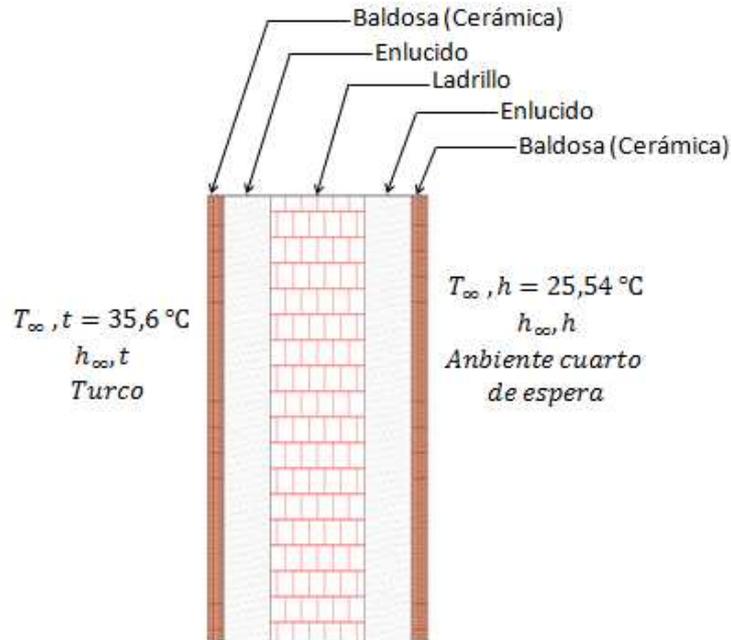
- Interiores
- Exteriores
- Paredes
- Techo

- Piso

Fueron tomadas en diferentes días, fechas y horario²¹.

Pérdidas por conducción en la pared "P1"

Figura 58. Vista seccional de pared 1 - turco



Fuente: Autores

Consideraciones:

1. Estado estacionario, por lo tanto $q = \text{cte}$.
2. Suponemos conducción uniforme es decir unidimensional en la dirección x .
3. La conductividad térmica es variable es decir de acuerdo a los diferentes materiales.
4. $T_{\infty, t} > T_{\infty, h}$

a) Circuito térmico equivalente de la pared "P1"

Figura 59. Circuito térmico de pared 1 - turco



²¹Datos estadísticos Turco – Complejo Deportivo Carril 4, refiérase al ANEXO (S).

Fuente: Autores

$$q_x = \frac{T_{\infty t} - T_{\infty h}}{(\sum R_t) \left(\frac{1}{A} \right)} \quad (45)$$

$$q_x = \frac{T_{\infty t} - T_{\infty h}}{\left[\left(\frac{1}{h_{\infty, t}} \right) + \left(\frac{e_A}{K_A} \right) + \left(\frac{e_B}{K_B} \right) + \left(\frac{e_C}{K_C} \right) + \left(\frac{e_D}{K_D} \right) + \left(\frac{e_E}{K_E} \right) + \left(\frac{1}{h_{\infty, h}} \right) \right] \left(\frac{1}{A_{P1}} \right)}$$

b) Cálculo del área de la pared P1

$$A_{P1} = (a)(h)$$

$$A_{P1} = (2,002 \text{ m})(2,38 \text{ m})$$

$$A_{P1} = 4,76 \text{ m}^2$$

c) Temperaturas

Temperatura en el ambiente exterior:

$$T_{\infty, h} = 25,54 \text{ }^\circ\text{C}$$

Temperatura en el ambiente interior:

$$T_{\infty, t} = 35,60 \text{ }^\circ\text{C}$$

d) Espesor de los componentes de la pared "P1"

$$e_A = \text{Espesor de la baldosa (cerámica)} = 0,003 \text{ m}$$

$$e_B = \text{Espesor del enlucido} = 0,03 \text{ m}$$

$$e_C = \text{Espesor del ladrillo} = 0,10 \text{ m}$$

$$e_D = \text{Espesor del enlucido} = 0,03 \text{ m}$$

$$e_E = \text{Espesor de la baldosa (cerámica)} = 0,003 \text{ m}$$

e_F = Espesor de la marmolina = 0,02 m

e_G = Espesor del hormigón = 0,25 m

e_H = Espesor del vidrio = 0,004 m

e_I = Espesor de la madera de pino = 0,025 m

e) Conductividad térmica de los materiales²²

K_A = Conductividad térmica de la cerámica = $0,810 \left[\frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right]$

K_B = Conductividad térmica del enlucido = $0,50 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$

K_C = Conductividad térmica del ladrillo = $0,72 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$

K_D = Conductividad térmica del enlucido = $0,50 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$

K_E = Conductividad térmica de la cerámica = $0,810 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$

K_F = Conductividad térmica marmolina = $1,047 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$

K_G = Conductividad térmica del hormigón = $1,4 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$

K_V = Conductividad térmica del vidrio = $0,810 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$

K_P = Conductividad térmica del pino = $0,147 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$

f) Cálculo del ambiente convectivo h_∞, t , adyacente a la pared P4

²² Propiedades térmicas de materiales – Ingeniería Civil y Medio Ambiente Millarium, refiérase al ANEXO (T).

$$h_{\infty, t} = \frac{(Nu)(K_f)}{L_c}$$

$h_{\infty, t}$ = Coeficiente convectivo en el interior del turco, en $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$.

Nu= Número de Nusselt.

K_f = Conductividad térmica del vapor, en $\frac{W}{m \cdot ^\circ C}$

L_c = Longitud característica, en m.

Consideraciones [3]:

1. Convección forzada en una placa y flujo laminar que se extiende sobre toda la longitud de la placa.
2. Las propiedades se determinan a Temperatura Fílmica.

$$T_f = \frac{T_w + T_b}{2}$$

$$T_b = \frac{T_1 + T_2}{2}$$

Dónde:

T_1, T_2 = Temperatura del ambiente interior del turco.

$$T_1 = 35,70 \text{ } ^\circ C$$

$$T_2 = 35,5 \text{ } ^\circ C$$

T_w = Temperatura superficial en la pared "P4", en $^\circ C$

$$T_w = 32,20 \text{ } ^\circ C$$

T_f = Temperatura fílmica.

$$T_b = \frac{(35,70 + 35,5)^\circ C}{2}$$

$$T_b = 35,60 \text{ } ^\circ C$$

$$T_f = \frac{(32,20 + 35,60)^\circ C}{2}$$

$$T_f = 33,90 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Re = \frac{(\delta)(V_v)(L_c)}{\mu}$$

Dónde:

Re = Número de Reynolds

δ = Densidad del vapor , en $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$

V_v = Velocidad de lvapor , en $\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$

L_c = Longitud característica (altura de la pared), en m

μ = Viscosidad dinámica, en $\left[\text{N} \frac{\text{s}}{\text{m}^2}\right]$

Propiedades del vapor saturado²³ con $T_f = 33,90^\circ\text{C}$.

$$\delta = 0,038512 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\mu = 9,69(10)^{-6} \frac{(\text{N})(\text{s})}{(\text{m}^2)}$$

$$V_v = 50 \sqrt{D} \quad [6]$$

V_v = Velocidad del vapor, en $\frac{\text{m}}{\text{s}}$

V_v = Velocidad del vapor, en $\frac{\text{m}}{\text{s}}$

D = Diámetro interno del tubo, en m

$$D^4 = 0,02628 \text{ m}$$

$$V_v = 50 \sqrt{0,02628}$$

$$V_v = 8,106 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Re = \frac{\left(0,038512 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) \left(8,106 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) (2,38 \text{ m})}{9,69(10)^{-6} \frac{(\text{N})(\text{s})}{(\text{m}^2)}}$$

$$Re = 7,73 (10)^4$$

²³ Propiedades del vapor húmedo, refiérase al ANEXO (U).

²⁴ Catálogo FCN para tuberías, refiérase al ANEXO (V).

$$Nu = \frac{(h_{\infty,t})(L_c)}{K_f} = 0,662 (Re)^{0,5} (Pr)^{\frac{1}{3}}$$

Dónde:

Nu = Número de Nusselt.

$h_{\infty,t}$ = Coeficiente convectivo, en $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$

L_c = Longitud característica, en m

Re = Número de Reynolds.

Pr = Número de Prandtl

$$L_c = 2,38 \text{ m}$$

$$Pr = 0,9561$$

$$k_f = 0,019012 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

$$Nu = \frac{(h_{\infty,t})(L_c)}{K_f} = 0,662 (7,73 (10)^4)^{0,5} (0,9561)^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu = 180,54$$

$$h_{\infty,t} = \frac{(180,54) \left(0,019012 \frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right)}{2,38 \text{ m}}$$

$$h_{\infty,t} = 1,442 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Coeficiente convectivo en el ambiente exterior (cuarto de espera), turco y a la sauna:

$$h_{\infty,h} = \frac{(Nu)(K_{fa})}{(L_c)}$$

Dónde:

$h_{\infty,h}$ = Coeficiente convectivo en el ambiente exterior del turco, en $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$.

Nu = Número de Nusselt.

K_{fa} = Conductividad térmica del aire, en $\frac{W}{m \cdot ^\circ C}$

L_c = Longitud característica, en m = 2,38

Consideraciones [3]:

1. Convección natural para una placa vertical considerando que la longitud característica L_c es igual a la altura de la placa.
2. Las propiedades se evalúan a la temperatura fílmica.

$$T_f = \frac{T_w + T_b}{2}$$

$$T_b = \frac{T_1 + T_2}{2}$$

Dónde:

T_1, T_2 = Temperatura del ambiente exterior al turco

T_w = Temperatura superficial en la pared "P2", en °C

$$T_1 = 28,60^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 22,48^\circ\text{C}$$

$$T_w = 26,5^\circ\text{C} = 299,65^\circ\text{K}$$

T_f = Temperatura fílmica

$$T_b = \frac{(28,60 + 22,48)^\circ\text{C}}{2}$$

$$T_b = 25,54^\circ\text{C} = 298,69^\circ\text{K}$$

$$T_f = \frac{(26,5 + 25,54)^\circ\text{C}}{2}$$

$$T_f = 26,02^\circ\text{C} = 299,17^\circ\text{K}$$

$$\text{Gr} = \frac{g L_c^3 \beta (T_w - T_b)}{\nu^2}$$

Dónde:

Gr = Grashof

L_c = Longitud característica, en m

β = Coeficiente térmico de dilatación cúbica del fluido; "Si asumimos que el fluido se comporta como un gas ideal, la ecuación se reduce a la siguiente forma:"

$$\beta = \frac{1}{T_f}$$

ν = Viscosidad cinemática, en $\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$.

Con la temperatura $T_f = 26,02^\circ\text{C} = 299,17^\circ\text{K}$ se seleccionan las propiedades termofísicas del aire.

$$\rho = 1,181 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$$

$$\mu = 1,975 (10)^{-5} \left(\text{Ns}/\text{m}^2 \right)$$

$$\nu = 16,735\,254 (10)^{-6} \left(\text{m}^2/\text{s} \right)$$

$$K_{fa} = 0,026\,135\,26 \left(\text{W}/\text{m}^\circ\text{C} \right)$$

$$g = 9,8 \text{ m}/\text{s}^2$$

$$Pr = 7,08 (10)^{-1}$$

$$\beta = \frac{1}{T_{filmica}} = \frac{1}{299,17 \text{ }^\circ\text{K}} = 3,34 (10)^{-3} \text{ }^\circ\text{K}^{-1}$$

$$Gr = \frac{9,8 (2,38^3) [3,34 (10)^{-3}] (26,5 - 25,54)}{(16,735254 (10)^{-6})^2}$$

$$Gr = 1,51 (10)^9$$

$$Ra = GrPr$$

Dónde:

Ra = Número de Rayleigh

Gr = Número de Grashof

Pr = Número de Prandlt

$$Ra = (1,51 (10)^9)(7,08(10)^{-1})$$

$$Ra = 1,072 (10)^9$$

$$Nu = \left[0,825 + \frac{0,387Ra^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right]^2$$

Dónde:

Nu = Número de Nusselt.

Ra = Número de Rayleigh

Pr = Número de Prandlt

$$Nu = \left[0,825 + \frac{0,387(1,072 (10)^9)^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{7,08(10)^{-1}} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right]^2$$

$$Nu = 125,48$$

$$h^{\infty, h} = \frac{(125,48)(0,02613526 \text{ W/m}^{\circ}\text{C})}{(2,38)}$$

$$h^{\infty, h} = 1,378 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}$$

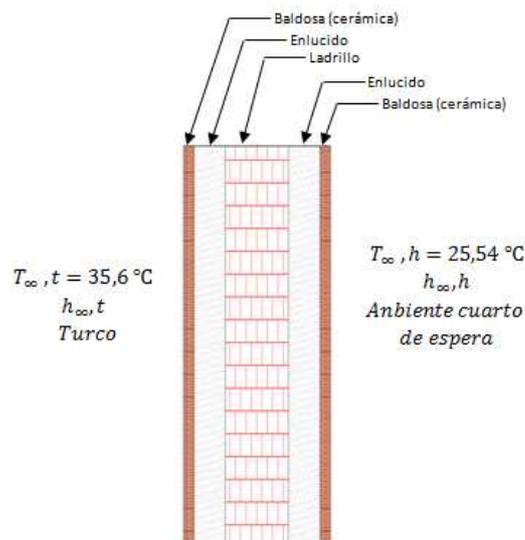
Flujo de calor por conducción a través de la pared "P1"

$$q_{P1} = \frac{(35,60 - 25,54)^{\circ}\text{C}}{\left[\left(\frac{1}{1,442} \right) + \left(\frac{0,003}{0,810} \right) + \left(\frac{0,03}{0,50} \right) + \left(\frac{0,10}{0,72} \right) + \left(\frac{0,03}{0,50} \right) + \left(\frac{0,003}{0,810} \right) + \left(\frac{1}{1,378} \right) \right] \left(\frac{1}{4,76 \text{ m}^2} \right) \frac{\text{m}^2\text{C}}{\text{W}}}$$

$$q_{P1} = 28,44 \text{ W}$$

Pérdidas a través de las paredes "P2-P3"

Figura 60. Vista seccional de pared 2 y 3 - turco.



Fuente: Autores

a) Circuito térmico equivalente de la pared

Figura 61. Circuito térmico de pared 2 y 3 - turco



Fuente: Autores

$$q_x = \frac{T_{\infty t} - T_{\infty h}}{(\sum R_t) \left(\frac{1}{A}\right)}$$

$$q_x = \frac{T_{\infty t} - T_{\infty h}}{\left[\left(\frac{1}{h_{\infty,t}}\right) + \left(\frac{e_A}{K_A}\right) + \left(\frac{e_B}{K_B}\right) + \left(\frac{e_C}{K_C}\right) + \left(\frac{e_D}{K_D}\right) + \left(\frac{e_E}{K_E}\right) + \left(\frac{1}{h_{\infty,h}}\right)\right] \left(\frac{1}{A_{P2,3}}\right)}$$

b) Cálculo del área de la pared P2 y P3

$$A_{P2} = (a_1)(h)$$

$$A_{P2} = (1,32\text{m})(2,38 \text{ m})$$

$$A_{P2} = 3,142 \text{ m}^2$$

$$A_{P3} = (a_2)(h)$$

$$A_{P3} = (1,11\text{m})(2,38 \text{ m})$$

$$A_{P3} = 2,642\text{m}^2$$

$$A_{Tde P2-P3} = A_{P2} + A_{P3}$$

$$A_{Tde P2-P3} = (3,142 + 2,642)\text{m}^2$$

$$A_{Tde P2-P3} = 5,783 \text{ m}^2$$

c) Temperaturas

Temperatura en el ambiente exterior:

$$T_{\infty, h} = 25,54 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Temperatura en el ambiente interior:

$$T_{\infty, t} = 35,60 \text{ } ^\circ\text{C}$$

d) Coeficientes convectivos

Coeficiente convectivo en el cuarto espera al turco

$$h_{\infty, h} = 1,378 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Coeficiente convectivo en el interior al turco

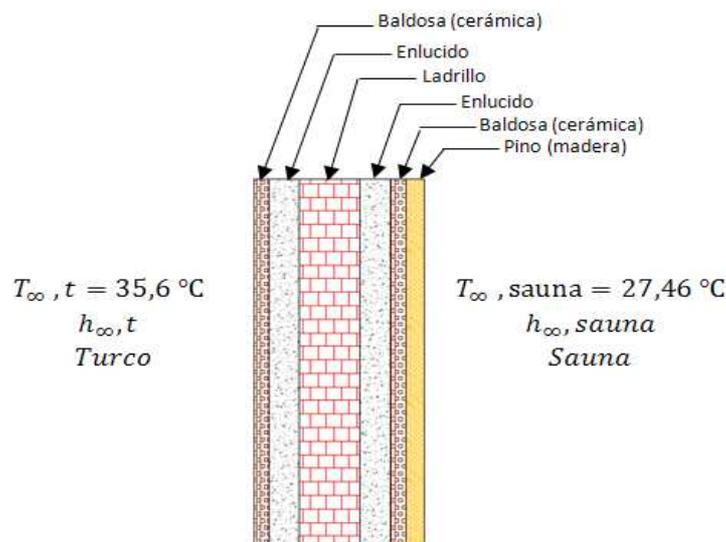
$$h_{\infty, t} = 1,442 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$q_{P2, P3} = \frac{(35,60 - 25,54)^\circ C}{\left[\left(\frac{1}{1,442} \right) + \left(\frac{0,003}{0,810} \right) + \left(\frac{0,03}{0,50} \right) + \left(\frac{0,10}{0,72} \right) + \left(\frac{0,03}{0,50} \right) + \left(\frac{0,003}{0,810} \right) + \left(\frac{1}{1,378} \right) \right] \left(\frac{1}{5,783 m^2} \right) \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}}$$

$$q_{P2, P3} = 34,52 w$$

Pérdidas a través de las paredes "P4". Como esta sección se encuentran compartiendo el mismo ambiente convectivo del turco y de la sauna se tomaran los mismos cálculos; lo único que difiere es el área de transferencia de calor y debido a que el habitáculo del turco tiene mayor temperatura que la sauna existe pérdidas de calor por conducción a través de esta sección de pared.

Figura 62. Vista seccional de pared 4 - turco



Fuente: Autores

a) Circuito térmico equivalente de la pared

Figura 63. Circuito térmico de pared 4 - turco



Fuente: Donoso J, Álvarez P

$$q_x = \frac{T_{\infty t} - T_{\infty \text{sauna}}}{(\sum R_t) \left(\frac{1}{A_{"P4"}} \right)}$$

$$q_{"P4"} = \frac{T_{\infty t} - T_{\infty \text{sauna}}}{\left[\left(\frac{1}{h_{\infty,t}} \right) + \left(\frac{e_A}{K_A} \right) + \left(\frac{e_B}{K_B} \right) + \left(\frac{e_C}{K_C} \right) + \left(\frac{e_D}{K_D} \right) + \left(\frac{e_E}{K_E} \right) + \left(\frac{e_I}{K_I} \right) + \left(\frac{1}{h_{\infty,sauna}} \right) \right] \left(\frac{1}{A_{P4}} \right)}$$

b) Cálculo del área de la pared P4

$$A_{"P4"} = (a_{10})(h - h_g)$$

$$A_{"P4"} = (3,45 \text{ m})(2,38 - 0,85)$$

$$A_{"P4"} = 5,28 \text{ m}^2$$

c) Temperaturas

Temperatura en el interior del turco:

$$T_{\infty,t} = 35,60^\circ\text{C}$$

Temperatura en el interior sauna:

$$T_{\infty,t} = 27,46^\circ\text{C}$$

d) Coeficientes convectivos

Coeficiente convectivo en el interior del turco

$$h_{\infty, t} = 1,442 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Coefficiente convectivo en el interior de la sauna

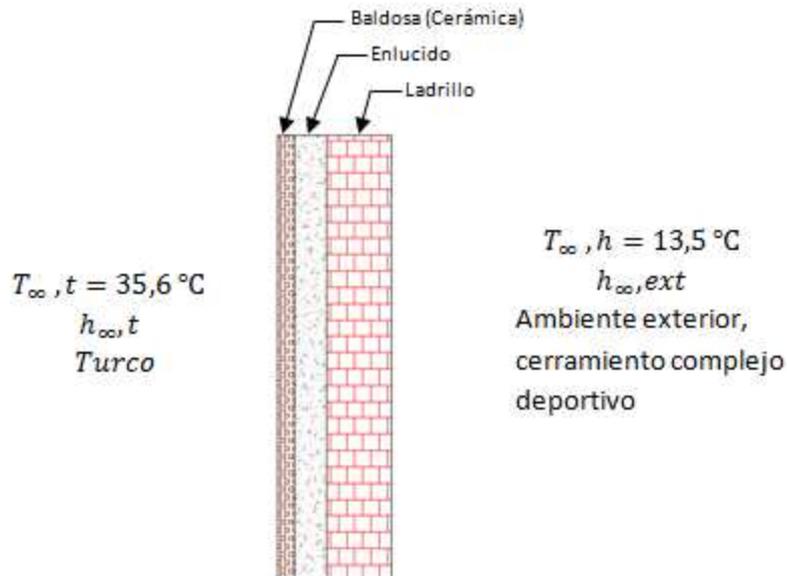
$$h_{\infty, sauna} = 1,9 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$q_{P4} = \frac{(35,60^\circ - 27,46)^\circ C}{\left[\left(\frac{1}{1,442} \right) + \left(\frac{0,003}{0,810} \right) + \left(\frac{0,03}{0,50} \right) + \left(\frac{0,10}{0,72} \right) + \left(\frac{0,03}{0,50} \right) + \left(\frac{0,003}{0,810} \right) + \left(\frac{0,025}{0,147} \right) + \left(\frac{1}{1,9} \right) \right] \left(\frac{1}{5,28 m^2} \right) \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}}$$

$$q_{P4} = 25,945 w$$

Pérdidas a través de las paredes "P5-P6"

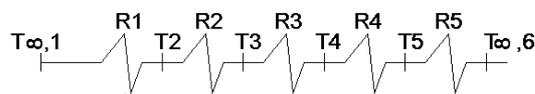
Figura 64. Vista seccional de pared 5 Y 6 - turco



Fuente: Autores

a) Circuito térmico equivalente de la pared

Figura 65. Circuito térmico de pared 5 Y 6 - turco



Fuente: Autores

$$q_x = \frac{T_{\infty t} - T_{\infty \text{ext}}}{(\sum R_t) \left(\frac{1}{A}\right)}$$

$$q_x = \frac{T_{\infty t} - T_{\infty \text{ext}}}{\left[\left(\frac{1}{h_{\infty, t}}\right) + \left(\frac{e_A}{K_A}\right) + \left(\frac{e_B}{K_B}\right) + \left(\frac{e_C}{K_C}\right) + \left(\frac{1}{h_{\infty, \text{ext}}}\right)\right] \left(\frac{1}{A_{Tde "P5-P6"}}\right)}$$

b) Cálculo del área de la pared P5 y P6

$$A_{"P5"} = [(a_3)(h - h_{Tg})]$$

$$A_{"P5"} = [(3,882 \text{ m})(2,38 - 0,85)\text{m}]$$

$$A_{"P5"} = 5,94 \text{ m}^2$$

$$A_{"P6"} = \{[(a_4)(h - h_{Tg})] + [(a_5)(h - h_{gN+1})] + [(a_6)(h)]\}$$

$$A_{"P6"} = \{[(0,745 \text{ m})(2,38 - 0,85) \text{ m}] + [(2,335 \text{ m})(2,38 - 0,425)\text{m}] + [(1,69 \text{ m})(2,38 \text{ m})]\}$$

$$A_{"P6"} = 9,73 \text{ m}^2$$

$$A_{Tde "P5-P6"} = A_{"P5"} + A_{"P6"}$$

$$A_{Tde "P5-P6"} = (5,94 + 9,73)\text{m}^2$$

$$A_{Tde "P5-P6"} = 15,67 \text{ m}^2$$

c) Temperaturas

Temperatura en el ambiente exterior (cerramiento complejo deportivo:

$$T_{\infty, \text{ext}} = 13,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Temperatura en el turco:

$$T_{\infty, t} = 35,60 \text{ } ^\circ\text{C}$$

d) Coeficientes convectivos

Coeficiente convectivo en el turco:

$$h_{\infty, t} = 1,442 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Coeficiente convectivo en el ambiente exterior (cerramiento complejo deportivo):

$$h_{\infty, ext} = 5,7 + 3,8 v$$

Donde:

$$h_{\infty, ext} = \text{Coeficiente convectivo de ambiente exterior, en } \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$v = \text{Velocidad del aire local, en } \frac{m}{s}$$

$$v = 2,13 \frac{m}{s}$$

$$h_{\infty, ext} = 5,7 + 3,8 \left(2,13 \frac{m}{s} \right)$$

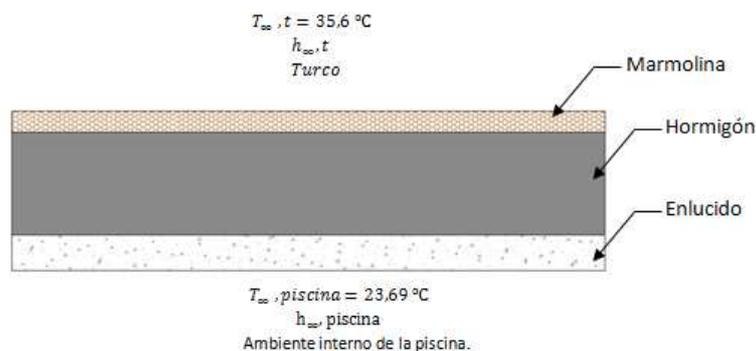
$$h_{\infty, ext} = 13,794 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$q_{P5, P6} = \frac{(35,60 - 13,5)^\circ C}{\left[\left(\frac{1}{1,442} \right) + \left(\frac{0,003}{0,810} \right) + \left(\frac{0,03}{0,50} \right) + \left(\frac{0,10}{0,72} \right) + \left(\frac{1}{13,794} \right) \right] \left(\frac{1}{15,67 m^2} \right) \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}}$$

$$q_{P5, P6} = 357,49 \text{ W}$$

Pérdidas a través del piso

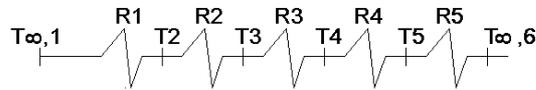
Figura 66. Vista seccional del piso - turco



Fuente: Autores

a) Circuito térmico equivalente de la pared

Figura 67. Circuito térmico del piso – turco



Fuente: Autores

$$q_x = \frac{T_{\infty t} - T_{\infty \text{piscina}}}{(\sum R_t) \left(\frac{1}{A_{\text{piso}}} \right)}$$

$$q_{\text{piso}} = \frac{T_{\infty t} - T_{\infty \text{piscina}}}{\left[\left(\frac{1}{h_{\infty, t}} \right) + \left(\frac{e_f}{K_f} \right) + \left(\frac{e_g}{K_g} \right) + \left(\frac{e_B}{K_B} \right) + \left(\frac{1}{h_{\infty, \text{piscina}}} \right) \right] \left(\frac{1}{A_{\text{piso}}} \right)}$$

b) Cálculo del área del piso

$$A_{\text{"Piso"}} = [(a_7)(l) + (a_8)(l_1)]$$

$$A_{\text{"Piso"}} = [(3,45 \text{ m})(4,77 \text{ m}) + (1,32 \text{ m})(1,11 \text{ m})]$$

$$A_{\text{"Piso"}} = 17,92 \text{ m}^2$$

c) Temperaturas

Temperatura en el ambiente de la piscina:

$$T_{\infty, \text{piscina}} = 23,69 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Temperatura en el turco:

$$T_{\infty, t} = 35,60 \text{ } ^\circ\text{C}$$

d) Coeficientes convectivos

Coeficiente convectivo en el turco:

$$h_{\infty, t} = 1,442 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Coefficiente convectivo en el interior de la piscina:

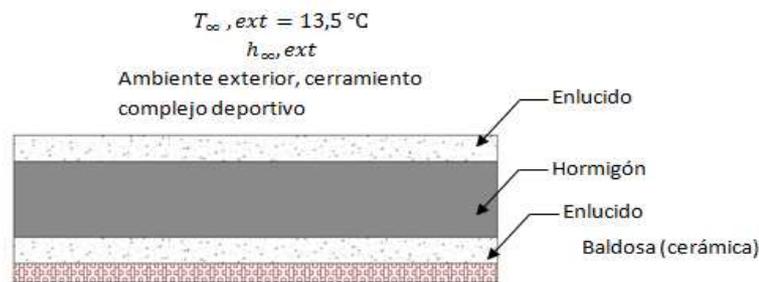
$$h_{\infty, piscina} = 4,4 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$q_{piso} = \frac{(35,60^\circ - 23,69)^\circ C}{\left[\left(\frac{1}{1,442} \right) + \left(\frac{0,02}{1,047} \right) + \left(\frac{0,25}{1,4} \right) + \left(\frac{0,03}{0,5} \right) + \left(\frac{1}{4,4} \right) \right] \left(\frac{1}{17,92 m^2} \right) \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}}$$

$$q_{piso} = 181,141 \text{ w}$$

Pérdidas a través del techo

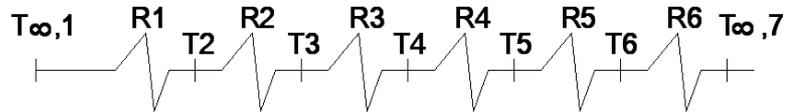
Figura 68. Vista seccional del techo - turco



Fuente: Autores

a) Circuito térmico equivalente de la pared

Figura 69. Circuito térmico del techo – turco



Fuente: Autores

$$q_x = \frac{T_{\infty t} - T_{\infty \text{externa}}}{\left(\sum R_t \right) \left(\frac{1}{A_{\text{techo}}} \right)}$$

$$q_{\text{techo}} = \frac{T_{\infty t} - T_{\infty \text{externa}}}{\left[\left(\frac{1}{h_{\infty, t}} \right) + \left(\frac{e_A}{K_A} \right) + \left(\frac{e_B}{K_B} \right) + \left(\frac{e_G}{K_G} \right) + \left(\frac{e_B}{K_B} \right) + \left(\frac{1}{h_{\infty, \text{externo}}} \right) \right] \left(\frac{1}{A_{\text{techo}}} \right)}$$

b) Cálculo del área del techo

$$A_{\text{techo}} = [(a_7)(l) + (a_8)(l_1)]$$

$$A_{\text{techo}} = [(3,45 \text{ m})(4,77 \text{ m}) + (1,32 \text{ m})(1,11 \text{ m})]$$

$$A_{\text{techo}} = 17,92 \text{ m}^2$$

c) Temperaturas

Temperatura en el ambiente externo (cerramiento complejo deportivo):

$$T_{\infty, \text{externo}} = 13,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Temperatura en el turco:

$$T_{\infty, t} = 35,60 \text{ } ^\circ\text{C}$$

d) Coeficientes convectivos

Coeficiente convectivo en el turco:

$$h_{\infty, t} = 1,442 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Coeficiente convectivo en el interior de la piscina:

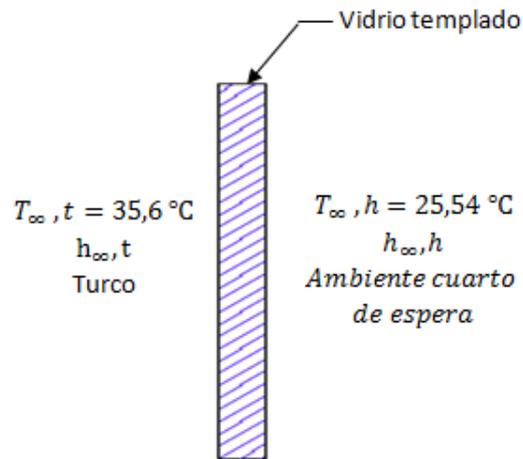
$$h_{\infty, \text{externo}} = 13,794 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$q_{\text{techo}} = \frac{(35,60^\circ - 13,5)^\circ\text{C}}{\left[\left(\frac{1}{1,442} \right) + \left(\frac{0,003}{0,810} \right) + \left(\frac{0,03}{0,5} \right) + \left(\frac{0,25}{1,4} \right) + \left(\frac{0,03}{0,5} \right) + \left(\frac{1}{13,794} \right) \right] \left(\frac{1}{17,92 \text{ m}^2} \right) \frac{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}{\text{W}}}$$

$$q_{\text{techo}} = 370,791 \text{ w}$$

Pérdidas a través de la puerta de acceso al turco

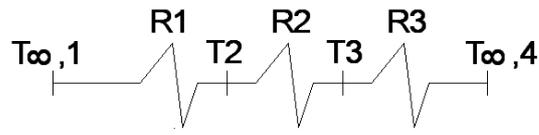
Figura 70. Vista seccional puerta - turco



Fuente: Autores

a) Circuito térmico equivalente de la pared

Figura 71. Circuito térmico puerta – turco



Fuente: Autores

$$q_x = \frac{T_{\infty t} - T_{\infty h}}{(\sum R_t) \left(\frac{1}{A_{techo}}\right)}$$

$$q_{puerta} = \frac{T_{\infty t} - T_{\infty h}}{\left[\left(\frac{1}{h_{\infty, t}}\right) + \left(\frac{e_H}{K_H}\right) + \left(\frac{1}{h_{\infty, h}}\right)\right] \left(\frac{1}{A_{puerta}}\right)}$$

b) Cálculo del área de la puerta de acceso

$$A_{\text{"puerta"}} = [(a_9)(h)]$$

$$A_{\text{"techo"}} = [(0,77 \text{ m})(2,38 \text{ m})]$$

$$A_{\text{"techo"}} = 1,83 \text{ m}^2$$

c) Temperaturas

Temperatura en el ambiente del cuarto de espera:

$$T_{\infty, h} = 25,54 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Temperatura en el turco:

$$T_{\infty, t} = 35,60 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

d) Coeficientes convectivos

Coeficiente convectivo en el turco:

$$h_{\infty, t} = 1,442 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}}$$

Coeficiente convectivo en el cuarto de espera:

$$h_{\infty, h} = 1,378 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}}$$

$$q_{\text{puerta}} = \frac{(35,60^{\circ} - 25,54)^{\circ}\text{C}}{\left[\left(\frac{1}{1,442} \right) + \left(\frac{0,004}{0,810} \right) + \left(\frac{1}{1,378} \right) \right] \left(\frac{1}{1,83\text{m}^2} \right) \frac{\text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}}{\text{W}}}$$

$$q_{\text{puerta}} = 12,946 \text{ W}$$

Realizando los cálculos de pérdida de acuerdo al cálculo tipo logramos obtener los siguientes resultados:

Tabla 123 . Pérdidas de calor por conducción en el turco

PÉRDIDA DE CALOR POR CONDUCCIÓN EN EL TURCO											
	Símbolo	Unidad	Pared P1	Pared P2	Pared P3	Pared P4	Pared P5	Pared P6	Techo	Piso	Puerta
Area	A	m ²	4,765	3,142	2,642	5,279	5,939	9,727	17,922	17,922	1,833
Tem. Interior	$T_{\infty,i}$	°C	35,600	35,600	35,600	35,600	35,600	35,600	35,600	35,600	35,600
Tem. Exterior	$T_{\infty,ext}$	°C	25,540	25,540	25,540	27,460	13,500	13,500	13,500	23,690	25,540
Espesor de la cerámica	e_A	m	0,003	0,003	0,003	0,003	0,003	0,003	0,003		
Espesor del enlucido	e_B	m	0,030	0,030	0,030	0,030	0,030	0,030	0,030	0,030	
Espesor del ladrillo	e_C	m	0,100	0,100	0,100	0,100	0,100	0,100			
Espesor de la marmolina	e_F	m								0,020	
Espesor del hormigón	e_G	m							0,250	0,250	
Espesor del vidrio	e_H	m									0,004
Espesor del pino	e_I	m				0,147					
Con. Térmica de la cerámica	k_A	w/m°C	0,810	0,810	0,810	0,810	0,810	0,810	0,810		
Con. Térmica del enlucido	k_B	w/m°C	0,500	0,500	0,500	0,500	0,500	0,500	0,500	0,500	
Con. Térmica del ladrillo	k_C	w/m°C	0,720	0,720	0,720	0,720	0,720	0,720			
Con. Térmica marmolina	k_F	w/m°C								1,047	
Con. Térmica del hormigón	k_G	w/m°C							1,400	1,400	
Con. Térmica del vidrio	k_H	w/m°C									0,810
Con. Térmica del pino	k_I	w/m°C				0,147					
Calor	Q	w	28,440	18,752	15,768	25,945	135,532	221,960	370,791	181,141	12,946

Fuente: Autores

Carga térmica por los usuarios. El libro de fisiología Médica "Guyton's", reporta que para producir un gramo de sudor, el cuerpo requiere 0,586 kcal.

Las glándulas sudoríparas pueden secretar hasta 30 gramos de sudor por minuto, es decir, casi medio litro por cada 15 minutos, por lo que la deshidratación es una posibilidad muy real, si no tienes cuidado. [7]

El tiempo aproximado dentro del turco es de 20 minutos, pero para nuestro análisis se tomará de 1 hora, asumiendo que entran y salen 20 personas; por lo que el turco está diseñado para 20 usuarios.

Se pierde aproximadamente 30 g/min por persona.

$$Q_p = \left(30 \frac{\text{g}}{\text{min}}\right) \left(0,586 \frac{\text{kcal}}{\text{g}}\right) (60 \text{ min})$$

$$Q_p = 1054,8 \text{ kcal}$$

$$Q_{\text{usuarios}} = (Q_p)(N^\circ \text{ de usuarios}) \quad (46)$$

$$Q_{\text{usuarios}} = (1054,8 \text{ kcal})(20 \text{ personas})$$

$$Q_{\text{usuarios}} = (21096 \text{ kcal}) \left(\frac{1 \text{ kw} - \text{h}}{859 \text{ Kcal}}\right)$$

$$Q_{\text{usuarios}} = 24,56 \text{ kw} - \text{h}$$

$$Q_{\text{usuarios}} = \frac{24,56 \text{ kw} \cdot \text{h}}{1\text{h}}$$

$$Q_{\text{usuarios}} = 24,56 \text{ kw}$$

Resumen de pérdidas de energía en el turco. En la siguiente tabla se muestra las pérdidas de calor en el turco y la carga térmica que produce los usuarios.

Tabla 124. Pérdidas de energía por transferencia de calor y carga térmica - turco

Sección/Debido	Pérdida	
	[w]	%
Pared (P1)	28,44	0,11%
Pared (P2,P3)	34,52	0,14%
Pared (P4)	25,94	0,10%
Pared (P5,P6)	357,49	1,40%
Techo	370,79	1,45%
Piso	181,14	0,71%
Puerta	12,95	0,05%
Carga térmica de personas	24558,79	96,05%
TOTAL	25570,06	100%

Fuente: Autores

$$Q_p = 25570,06 \text{ w.}$$

2.3.4.5 Evaluación del generador de vapor

Potencia teórica del generador de vapor. Para la potencia necesaria del equipo se debe considerar las pérdidas totales a pleno régimen de trabajo del mismo, que es de siete horas y sumar el calor necesario para calentar el aire.

$$P_t = Q_s + Q_p$$

$$P_t = (173,9 + 87248,68) \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

$$P_t = 87422,58 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

$$P_t = 25621,03 \text{ w}$$

$$P_t = 25,62 \text{ kw}$$

Rendimiento del generador de vapor. Para el rendimiento del generador de vapor se empleará el método ASME, para medir la eficiencia de calderas: [8]

Tabla 125. Método ASME, eficiencia para calderas

METODO	EFICIENCIA	ESPECIFICACIONES
DIRECTO	$n = \frac{Q_u}{Q_c} * 100$	Q_u : Calor útil Q_c : calor de combustión
INDIRECTO	$n = 100 - \sum Q_p$	Q_p : Calor perdido en gases de combustión, humedad en el combustible, formación de CO y por combustión de hidrogeno

Fuente: ASME, eficiencia para calderas.

$$n = \left(\frac{Q_u}{Q_c} \right) (100) \quad (47)$$

n = Rendimiento de la caldera

Q_u = Calor útil, en $\frac{\text{kJ}}{\text{h}}$

Q_c = Calor de combustible, en $\frac{\text{kJ}}{\text{h}}$

$$Q_u = \dot{D}_v (h_2 - h_1) \quad (48)$$

\dot{D}_v = flujo másico del vapor, en $\frac{\text{kg}}{\text{h}}$

h_2 = entalpia del vapor, en $\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

h_1 = entalpia de líquido subenfriado, $\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

La densidad del agua de entrada se evalúa a la temperatura de 16,3 °C

$$\delta_{\text{H}_2\text{O}} = 999,48 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$Q_{\text{sistema}} = 0,109 \text{m}^3/\text{h}$$

$$h_2 = 2708,627 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_1 = 511,487 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{D}_v = (Q_{\text{sistema}})(\delta_{\text{H}_2\text{O}}) \quad (49)$$

$$\dot{D}_v = (0,109 \text{m}^3/\text{h}) \left(999,48 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$$

$$\dot{D}_v = 108,86 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$Q_u = \left(108,86 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) (2708,627 - 511,487) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_u = 239192,74 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}$$

$$Q_c = \dot{m}_c \text{PCI} \quad (50)$$

$$\dot{m}_c = \text{flujo másico de combustible, en } \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$\text{PCI} = \text{Potencia calorífica inferior del combustible, en } \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

El combustible que se utiliza es el DIESEL, el mismo que se consume en un tiempo de siete horas.

$$V_{\text{combustible}} = 60 \text{ l}$$

$$V_{\text{combustible}} = 0,06 \text{ m}^3$$

$$\text{PCI}_{\text{Diesel}} = 42705,36 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad [8]$$

$$\delta_{\text{Diesel}} = 878,328 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad [8]$$

$$m_c = \left(878,328 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) (0,06 \text{ m}^3)$$

$$m_c = 52,7 \text{ kg}$$

$$\dot{m}_c = \frac{52,7 \text{ kg}}{7 \text{ h}}$$

$$\dot{m}_c = 7,53 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$Q_c = \left(7,53 \frac{\text{kg}}{\text{h}}\right) \left(42705,36 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$$

$$Q_c = 321508,23 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}$$

$$n = \left(\frac{239192,74 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}}{321508,23 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}}\right) (100)$$

$$n = (0,7440)(100)$$

$$n = 74,40\%$$

Potencia real del generador de vapor

$$P_r = \frac{P_t}{\eta}$$

Donde:

P_r = Potencia real, en kw

P_t = Potencia teórica, en kw

η = Eficiencia, en %

$$P_r = \frac{25,62 \text{ kw}}{0,7440}$$

$$P_r = 34,44 \text{ kw}$$

$$P_r = 117508,10 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

Si 1BHP = 9,81055407 kw

$$P_r = 34,44 \text{ kw} \frac{\text{BHP}}{9,81055407 \text{ kw}}$$

$$P_r = 3,51 \text{ BHP} \approx 3,5 \text{ BHP}$$

2.3.4.6 Cálculo de la masa de vapor en el turco

$$\dot{m}_{\text{vapor}} = \frac{P_r}{h_{fg}} \quad (51)$$

P_r = Potencia real del generador de vapor, $\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$

h_{fg} = Calor latente o entalpia de vaporación, $\frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$

$$\dot{m}_{\text{vapor}} = \frac{117508,10 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}}{944,6 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}}$$

$$\dot{m}_{\text{vapor}} = 124,40 \frac{\text{lb}}{\text{h}}$$

$$\dot{m}_{\text{vapor}} = 56,43 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

2.3.5 Sauna. El método de cálculo utilizado en la sauna es similar al del turco, cambiando nada más algunas variables físicas como temperatura (paredes, ambientes), humedad, las mismas que fueron tomadas en diferentes días, fechas y horario en el Complejo²⁵.

Condiciones requeridas:

- Temperatura máxima= 27,66°C.
- El tiempo de calentamiento de la habitación lo da el demandante o dueño para el que estamos diseñando, como es nuestro caso de dos horas, tomando en cuenta si el tiempo de calentamiento del cuarto disminuye esto implicaría que requeriría de un equipo de mayor potencia, que a su vez sería mucho más costoso.
- Tiempo de calentamiento = 2 horas.

2.3.5.1 Cálculo del calor sensible

$$q_s = \frac{V \delta C_{\text{aire}} \Delta T}{t}$$

²⁵Datos estadísticos Sauna – Complejo Deportivo Carril 4.

Donde:

$$q_s = \text{Calor sensible, en } \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

$$V = \text{Volumen del turco, en ft}^3$$

$$\delta = \text{Densidad del air, en lb/ft}^3$$

$$C_{p_{\text{aire}}} = \text{Calor específico del air, en } \frac{\text{BTU}}{\text{lb}^\circ\text{F}}$$

$$T_1 = \text{Temperatura inicial, en } ^\circ\text{F}$$

$$T_2 = \text{Temperatura final, en } ^\circ\text{F}$$

$$t = \text{Tiempo de calentamiento, en h}$$

a) Cálculo de la densidad promedio

$$\delta = \frac{\delta_1 + \delta_2}{2}$$

Con la temperatura inicial y final seleccionamos la respectiva densidad. ANEXO (R)

$$\text{Con } T_1 = 25,3^\circ\text{C} = 298,45^\circ\text{K} = 77,54^\circ\text{F} \text{ seleccionamos } \delta_1 = 0,073 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$$

$$\text{Con } T_2 = 27,66^\circ\text{C} = 308,75^\circ\text{K} = 81,78^\circ\text{F} \text{ seleccionamos } \delta_2 = 0,072 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$$

$$\delta = \frac{(0,073 + 0,072) \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}}{2}$$

$$\delta = 0,0725 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$$

b) Cálculo del calor específico.

$$C_{p_{\text{aire}}} = \frac{C_{p_{\text{aire}1}} + C_{p_{\text{aire}2}}}{2}$$

$$\text{Con } T_1 = 25,3^\circ\text{C} = 298,45^\circ\text{K} = 77,54^\circ\text{F} \text{ seleccionamos } C_{p_{\text{aire}1}} = 0,24046 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}^\circ\text{F}}$$

$$\text{Con } T_2 = 27,66^\circ\text{C} = 308,75^\circ\text{K} = 81,78^\circ\text{F} \text{ seleccionamos } C_{p_{\text{aire}2}} = 0,240479 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}^\circ\text{F}}$$

$$C_{p_{\text{aire}}} = \frac{(0,24046 + 0,240479) \frac{\text{BTU}}{\text{lb}^{\circ}\text{F}}}{2}$$

$$C_{p_{\text{aire}}} = 0,2404 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}^{\circ}\text{F}}$$

c) Cálculo de la variación de temperatura

$$\Delta T = (T_2 - T_1)$$

$$T_1 = T_1 = 25,3^{\circ}\text{C} = 298,45^{\circ}\text{K} = 77,54^{\circ}\text{F}$$

$$T_2 = 27,66^{\circ}\text{C} = 308,75^{\circ}\text{K} = 81,78^{\circ}\text{F}$$

$$\Delta T = (81,78^{\circ}\text{F} - 77,54^{\circ}\text{F})$$

$$\Delta T = 4,24^{\circ}\text{F}$$

d) Tiempo de calentamiento

$$t = 2 \text{ h}$$

e) Cálculo del volumen de la habitación

Figura 72. Vista planta Sauna



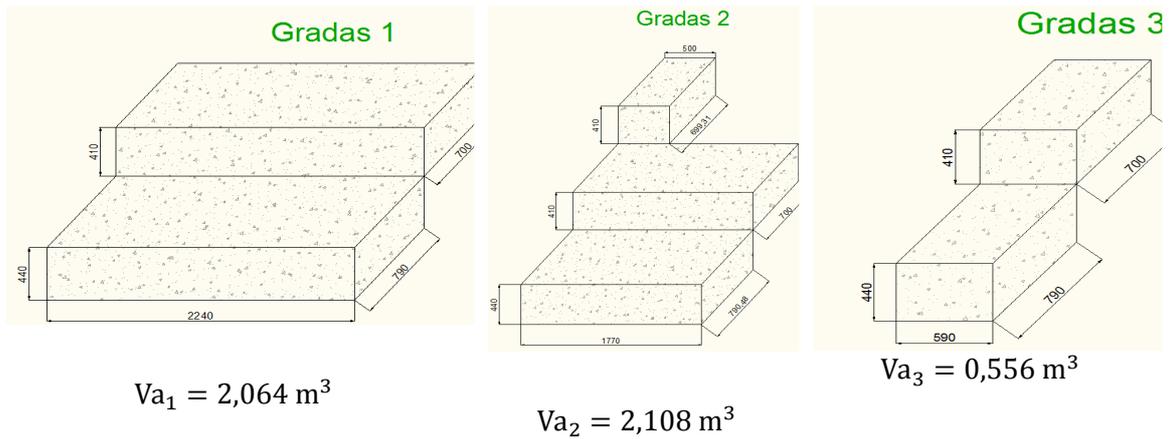
Fuente: Autores

$$V_h = (9,17 + 18,32 + 1,46)\text{ft}^3$$

$$V_h = 28,95 \text{ m}^3 = 1021,57 \text{ ft}^3$$

f) Cálculo del volumen que ocupan los asientos

Figura 73. Esquema asientos sauna



Fuente: Autores

$$V_a = V_{a1} + V_{a2} + V_{a3}$$

$$V_a = (2,064 + 2,108 + 0,556)\text{m}^3$$

$$V_a = 4,72 \text{ m}^3 = 168,67 \text{ ft}^3$$

g) Cálculo del volumen de aire

$$V = V_h - V_a$$

$$V = (28,95 - 4,72)\text{m}^3$$

$$V = 24,22 \text{ m}^3 = 855,38 \text{ ft}^3$$

Reemplazando los datos tenemos:

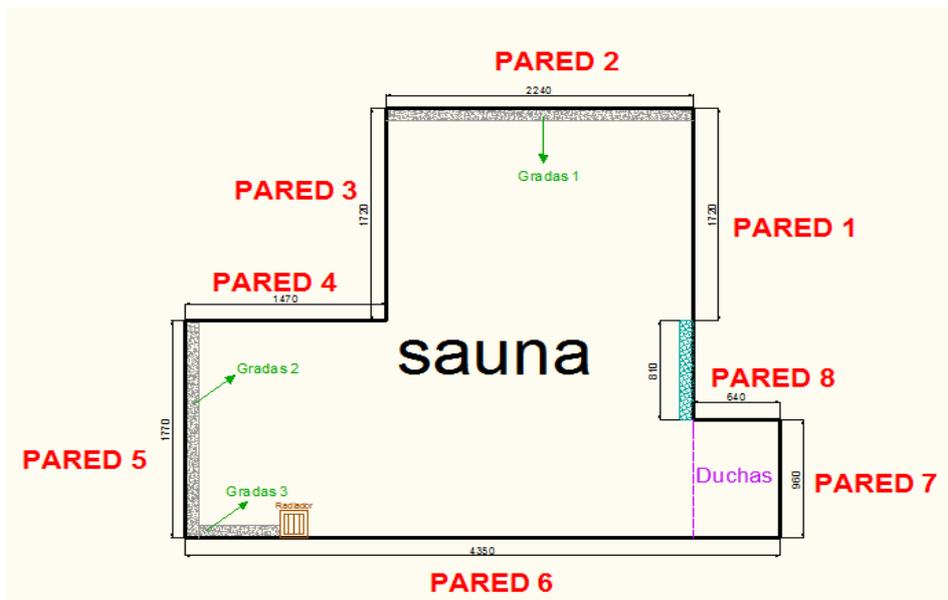
$$Q_s = \frac{(855,38)\text{ft}^3(0,0725) \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} (0,241) \frac{\text{BTU}}{\text{lb}^\circ\text{F}} (18,108) ^\circ\text{F}}{2}$$

$$Q_s = 31,67 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

$$Q_s = 9,28 \text{ w}$$

2.3.5.2 Pérdidas de calor por conducción en las paredes, piso y techo. Los cuartos de la sauna tienen diversas geometrías en cuanto a sus secciones, una de ellas es como la que se representa en el esquema de la figura 2.73.

Figura 74. Distribución de paredes - sauna



Fuente: Autores

Dónde: **P1, P2, P3, P4, P5, P6, P7, P8;** representan cada una de las diferentes secciones de la habitación del cuarto de la sauna.

V, es la puerta de acceso.

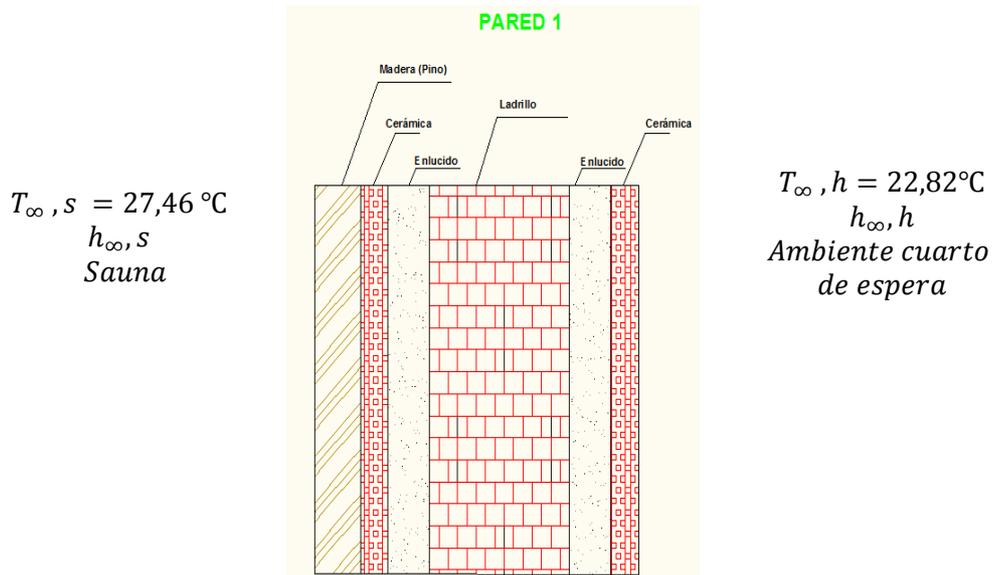
Las temperaturas y humedades relativas de la sauna:

- Interiores
- Exteriores
- Paredes
- Techo
- Piso

Tabuladas estadísticamente se encuentran en el ANEXO (W).

Pérdidas por conducción en la pared "P1"

Figura 75. Vista seccional de pared 1 – sauna



Fuente: Autores

Figura 76. Circuito térmico pared 1 – sauna



Fuente: Autores

a) Cálculo del área de la pared P1

$$A_{P1} = (a)(h)$$

$$A_{P1} = (1,72 \text{ m})(2,38 \text{ m})$$

$$A_{P1} = 4,09 \text{ m}^2$$

b) Temperaturas

Temperatura en el ambiente exterior:

$$T_{\infty, h} = 27,46 \text{ }^{\circ}\text{C} .$$

Temperatura en el ambiente interior:

$$T_{\infty, t} = 22,82 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

c) Espesor de los componentes pared

$$e_A = \text{Espesor de la madera} = 0,0025 \text{ m}$$

$$e_B = \text{Espesor de la cerámica} = 0,003 \text{ m}$$

$$e_C = \text{Espesor del aislado} = 0,03 \text{ m}$$

$$e_D = \text{Espesor del ladrillo} = 0,10 \text{ m}$$

$$e_E = \text{Espesor del aislado} = 0,03 \text{ m}$$

$$e_F = \text{Espesor de la cerámica} = 0,003 \text{ m}$$

d) Conductividad térmica de los materiales. ANEXO (T).

$$K_A = \text{Conductividad térmica de la madera (pino)} = 0,147 \left[\frac{\text{W}}{\text{m } ^{\circ}\text{C}} \right]$$

$$K_B = \text{Conductividad térmica de la cerámica} = 0,810 \left[\frac{\text{W}}{\text{m } ^{\circ}\text{C}} \right]$$

$$K_C = \text{Conductividad térmica del aislado} = 0,50 \left[\frac{\text{W}}{\text{m } ^{\circ}\text{C}} \right]$$

$$K_D = \text{Conductividad térmica del ladrillo} = 0,72 \left[\frac{\text{W}}{\text{m } ^{\circ}\text{C}} \right]$$

$$K_E = \text{Conductividad térmica del aislado} = 0,50 \left[\frac{\text{W}}{\text{m } ^{\circ}\text{C}} \right]$$

$$K_F = \text{Conductividad térmica de la cerámica} = 0,810 \left[\frac{\text{W}}{\text{m } ^{\circ}\text{C}} \right]$$

e) Cálculo del ambiente convectivo $h_{\infty, s}$, adyacente a la pared P1

$$h_{\infty, s} = \frac{(Nu)(K_f)}{L_c}$$

$h_{\infty, t}$ = Coeficiente convectivo en el interior de la sauna, en $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$.

Nu = Número de Nusselt.

K_f = Conductividad térmica del vapor, en $\frac{W}{m \cdot ^\circ C}$

L_c = Longitud característica, en m.

Consideraciones [3]:

1. Convección forzada en una placa y flujo laminar que se extiende sobre toda la longitud de la placa.
2. Las propiedades se determinan a Temperatura Fílmica.

$$T_f = \frac{T_w + T_b}{2}$$

$$T_b = \frac{T_1 + T_2}{2}$$

Dónde:

T_1, T_2 = Temperatura del ambiente interior de la sauna.

$T_1 = 27,66 \text{ } ^\circ C$

$T_2 = 25,30 \text{ } ^\circ C$

T_w = Temperatura superficial en la pared "P1", en $^\circ C$.

$$T_w = 28,37 \text{ } ^\circ C$$

T_f = Temperatura fílmica.

$$T_b = \frac{(27,66 + 25,30)^\circ C}{2}$$

$$T_b = 26,480 \text{ } ^\circ C$$

$$T_f = \frac{(28,37 + 26,48)^\circ C}{2}$$

$$T_f = 27,43 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Re = \frac{(\delta)(V_v)(L_c)}{\mu}$$

Dónde:

Re = Número de Reynolds

δ = Densidad del vapor, en $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$

V_v = Velocidad del vapor, en $\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$

L_c = Longitud característica (altura del paród), en m

μ = Viscosidad dinámica, en $\left[\text{N}\frac{\text{s}}{\text{m}^2}\right]$

Propiedades del vapor saturado con $T_f = 27,43^\circ\text{C} = 300,43 \text{ }^\circ\text{K}$. Anexo (U)

$$\delta = 1,16 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\mu = 0,00001848 \frac{(\text{N})(\text{s})}{(\text{m}^2)}$$

$$C_p = 1,007 \frac{\text{kJ}}{\text{kg } ^\circ\text{K}}$$

$$k_f = 0,02633 \frac{\text{W}}{\text{m } ^\circ\text{C}}$$

$$Pr = 0,707$$

$$V_v = 50 \sqrt{D}$$

$$V_v = 50 \sqrt{D}$$

V_v = Velocidad del vapor, en $\frac{\text{m}}{\text{s}}$

D = Diámetro interno del tubo, en m

$$D = 0,02628 \text{ m}$$

$$V_v = 50 \sqrt{0,02628}$$

$$V_v = 8,106 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Re = \frac{\left(1,16 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) \left(8,106 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) (2,38 \text{ m})}{184,8 (10)^{-7} \frac{(\text{N})(\text{s})}{(\text{m}^2)}}$$

$$Re = 1,21 (10)^6$$

$$Nu = \frac{(h_{\infty,t})(L_c)}{K_f} = 0,662 (Re)^{0,5} (Pr)^{\frac{1}{3}}$$

Dónde:

Nu = Número de Nusselt.

$h_{\infty,t}$ = Coeficiente convectivo, $\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}}$

L_c = Longitud característica, m

Re = Número de Reynolds.

Pr = Número de Prandtl

$$L_c = 2,38 \text{ m}$$

$$Pr = 0,707$$

$$k_f = 0,02633 \frac{\text{W}}{\text{m} \text{°C}}$$

$$Nu = \frac{(h_{\infty,t})(L_c)}{K_f} = 0,662 (Re)^{0,5} (Pr)^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu = 0,662 [1,21 (10)^6]^{0,5} (0,707)^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu = 648,96$$

$$h_{\infty,s} = \frac{(Nu)(K_f)}{L_c}$$

$$h_{\infty,s} = \frac{(648,96) \left(0,02633 \frac{\text{W}}{\text{m} \text{°C}}\right)}{2,38 \text{ m}}$$

$$h_{\infty,s} = 1,9 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}}$$

Coeficiente convectivo en el ambiente exterior (cuarto de espera):

$$h_{\infty, h} = \frac{(Nu)(K_{fa})}{(L_c)}$$

Dónde:

$h_{\infty, h}$ = Coeficiente convectivo en el ambiente exterior del turco, en $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$.

Nu = Número de Nusselt.

K_{fa} = Conductividad térmica del aire, en $\frac{W}{m \cdot ^\circ C}$

L_c = Longitud característica, en m = 2,38

Consideraciones [3]:

1. Convección natural para una placa vertical considerando que la longitud característica L_c es igual a la altura de la placa.
2. Las propiedades se evalúan a la temperatura fílmica.

$$T_f = \frac{T_w + T_b}{2}$$

$$T_b = \frac{T_1 + T_2}{2}$$

Dónde:

T_1, T_2 = Temperatura del ambiente exterior al turco.

$T_1 = 22,94^\circ C$

$T_2 = 21,32^\circ C$

T_w = Temperatura superficial en la pared "P1", en $^\circ C$.

$$T_w = 19,9^\circ C$$

T_f = Temperatura fílmica.

$$T_b = \frac{(22,94 + 21,32)^\circ C}{2}$$

$$T_b = 22,13^\circ C$$

$$T_f = \frac{(22,13 + 19,9)^\circ C}{2}$$

$$T_f = 21,015^\circ C = 294,015^\circ K$$

$$Gr = \frac{gL_c^3 \beta (T_w - T_b)}{\nu^2}$$

Dónde:

Gr = Grashof

L_c = Longitud característica, en m

β = Coeficiente térmico de dilatación cúbica del fluido; "Si asumimos que el fluido se comporta como un gas ideal, la ecuación se reduce a la siguiente forma:

$$\beta = \frac{1}{T_f}$$

ν = Viscosidad cinemática, en $\frac{m^2}{s}$.

Con la temperatura $T_f = 21,015 \text{ }^\circ\text{C} = 294,015 \text{ }^\circ\text{K}$ se seleccionan las propiedades termo físicas del aire.

$$\rho = 1,1893 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$$

$$\mu = 181,6 (10)^{-7} \left(\frac{\text{Ns}}{\text{m}^2} \right)$$

$$\nu = 15,357 (10)^{-6} \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right)$$

$$K_{fa} = 25,82 (10)^{-3} \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}} \right)$$

$$g = 9,8 \text{ m/s}^2$$

$$Pr = 0,708$$

$$\beta = \frac{1}{T_{\text{filmica}}} = \frac{1}{294,015 \text{ }^\circ\text{K}} = 3,4 (10)^{-3} \text{ }^\circ\text{K}^{-1}$$

$$Gr = \frac{9,8 (2,38^3) [3,4 (10)^{-3}] (22,13 - 19,9)}{(15,35 (10)^{-6})^2}$$

$$Gr = 4,25 (10)^9$$

$$Ra = GrPr$$

Dónde:

Ra = Número de Rayleigh

Gr = Número de Grashof

Pr = Número de Prandtl

$$Ra = [4,25 (10)^9](0,708)$$

$$Ra = 3,01 (10)^9$$

$$Nu = 0,68 + \frac{0,67 Ra^{0,25}}{\left[1 + \left(\frac{0,492^{9/16}}{Pr}\right)\right]^{8/27}}$$

Dónde:

N_u = Número de Nusselt.

R_a = Número de Rayleigh

P_r = Número de Prandtl

$$Nu = 0,68 + \frac{0,67 [3,01 (10)^9]^{0,25}}{\left[1 + \left(\frac{0,492^{9/16}}{0,708}\right)\right]^{8/27}}$$

$$N_u = 129,48$$

$$h_{\infty, h} = \frac{(129,48)(0,02582 \text{ W/m}^{\circ}\text{C})}{(2,38)}$$

$$h_{\infty, h} = 1,40 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}$$

Flujo de calor por conducción a través de la pared "P1"

$$q_x = \frac{T_{\infty s} - T_{\infty h}}{\left[\left(\frac{1}{h_{\infty, s}}\right) + \left(\frac{e_A}{K_A}\right) + \left(\frac{e_B}{K_B}\right) + \left(\frac{e_C}{K_C}\right) + \left(\frac{e_D}{K_D}\right) + \left(\frac{e_E}{K_E}\right) + \left(\frac{e_F}{K_F}\right) + \left(\frac{1}{h_{\infty, h}}\right)\right] \left(\frac{1}{A_{P1}}\right)}$$

$$q_{P1} = \frac{(27,46 - 22,82)^{\circ}\text{C}}{\left[\left(\frac{1}{13,87}\right) + \left(\frac{0,0025}{0,147}\right) + \left(\frac{0,003}{0,810}\right) + \left(\frac{0,03}{0,50}\right) + \left(\frac{0,1}{0,72}\right) + \left(\frac{0,03}{0,50}\right) + \left(\frac{0,003}{0,810}\right) + \frac{1}{1,40}\right] \left(\frac{1}{4,09 \text{ m}^2}\right) \frac{\text{m}^2\text{C}}{\text{W}}}$$

$$q_{P1} = 17,80 \text{ w}$$

Pérdidas por conducción en la pared "P7" Y "P8"

Figura 77. Vista seccional de pared 7 y 8 – sauna

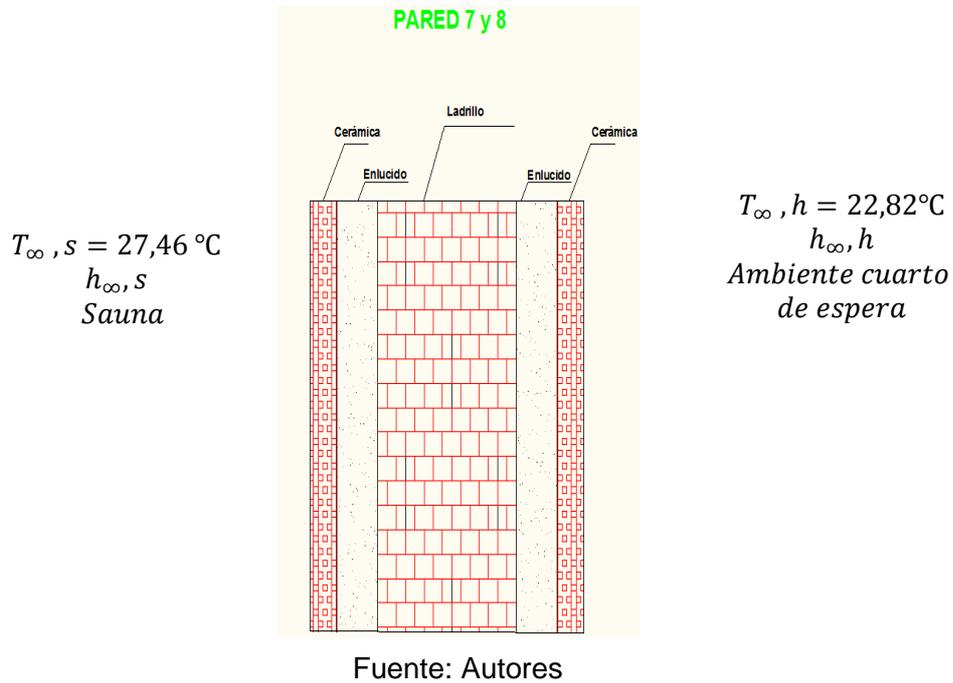
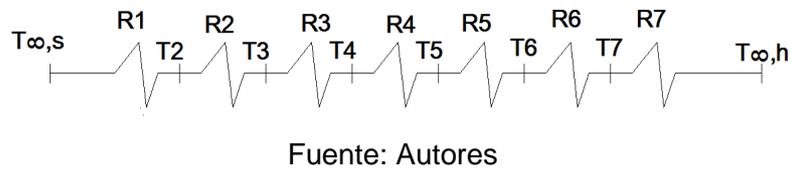


Figura 78. Circuito térmico pared 7 y 8 – sauna



- **Pared "P7"**

$$A_{p7} = 2,28\text{ m}^2$$

$$q_{P7} = \frac{(27,46 - 22,82)^{\circ}\text{C}}{\left[\left(\frac{1}{1,9} \right) + \left(\frac{0,003}{0,810} \right) + \left(\frac{0,03}{0,50} \right) + \left(\frac{0,1}{0,72} \right) + \left(\frac{0,03}{0,50} \right) + \left(\frac{0,003}{0,810} \right) + \frac{1}{1,40} \right] \left(\frac{1}{2,28\text{m}^2} \right) \frac{\text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}}{\text{W}}}$$

$$q_{P7} = 7,02\text{ w}$$

- **Pared "P8"**

$$A_{p8} = 1,52\text{ m}^2$$

$$q_{P8} = \frac{(27,46 - 22,82)^{\circ}\text{C}}{\left[\left(\frac{1}{1,9}\right) + \left(\frac{0,003}{0,810}\right) + \left(\frac{0,03}{0,50}\right) + \left(\frac{0,1}{0,72}\right) + \left(\frac{0,03}{0,50}\right) + \left(\frac{0,003}{0,810}\right) + \frac{1}{1,40}\right] \left(\frac{1}{1,52 \text{ m}^2}\right) \frac{\text{m}^2\text{C}}{\text{W}}}$$

$$q_{P8} = 4,68 \text{ w}$$

Coeficiente convectivo en el ambiente (paredes P2, P3, P4, P5, P6):

$$h_{\infty, a} = 5,7 + 3,8 V \left(\frac{\text{w}}{\text{m}^2\text{C}}\right) \quad [9]$$

Donde:

.V= Velocidad del viento en m/s.

Tabla 126. Velocidad de viento promedio Riobamba (m/s)

MES AÑOS	ENE.	FEB.	MAR.	ABR.	MAY.	JUN.	JUL.	AGO.	SEP.	OCT.	NOV.	DIC.	PROM.
1997	1,60	1,80	1,80	1,90	1,90	2	2,2	2,6	2,2	1,9	1,5	2	2
1998	2,00	1,60	1,60	1,60	1,60	1,6	1,6	2,1	2,2	1,9	1,9	2,2	1,8
1999	2,20	1,70	1,80	1,90	1,80	1,8	2,5	2,5	1,9	2,1	2,1	1,8	2
2000	2,10	2,00	1,90	1,90	1,80	2,2	2,9	2,3	2,6	2,5	2,8	2,5	2,3
2001	2,40	2,60	2,10	2,40	2,60	2,8	2,8	3	2,4	2,7	2,5	2,7	2,6
2002	2,40	2,40	2,20	2,20	2,20	2,4	2,9	2,9	2,8	2,6	2,2	2,1	2,4
2003	2,70	2,70	2,00	2,50	2,30	1,9	2,7	2,8	2,7	2,4	2,2	2,2	2,4
2004	2,50	2,30	2,70	2,30	2,40	2,8	2,9	2,9	1,9	2,2	2,9	2	2,5
2005	2,30	2,10	1,80	2,00	2,30	2,3	2,8	2,6	2,7	1,6	2,2	5,8	2,5
2006	2,30	1,90	2,20	1,50	1,70	1,9	2,6	4	2	2,2	2	1,8	2,2
2007	2,20	2,30	2,30	1,60	1,70	1,9	2,4	2	2,2	2	2	1,8	2
2008	3,10	1,80	1,60	1,70	1,90	1,8	2	2	2	1,9	1,4	1,5	1,90
2009	1,60	1,40	1,80	1,70	1,90	-	-	-	-	-	-	-	1,68
2010	-	-	-	-	-	-	-	-	2,4	1,8	1,6	1,9	1,93
2011	1,9	1,6	1,6	1,4	1,6	2	1,8	1,8	1,7	1,9	2,2	1,8	1,78
PROMEDIO	2,08	1,83	1,79	1,67	1,81	2,06	2,17	2,22	2,03	1,95	1,98	2,02	2,13

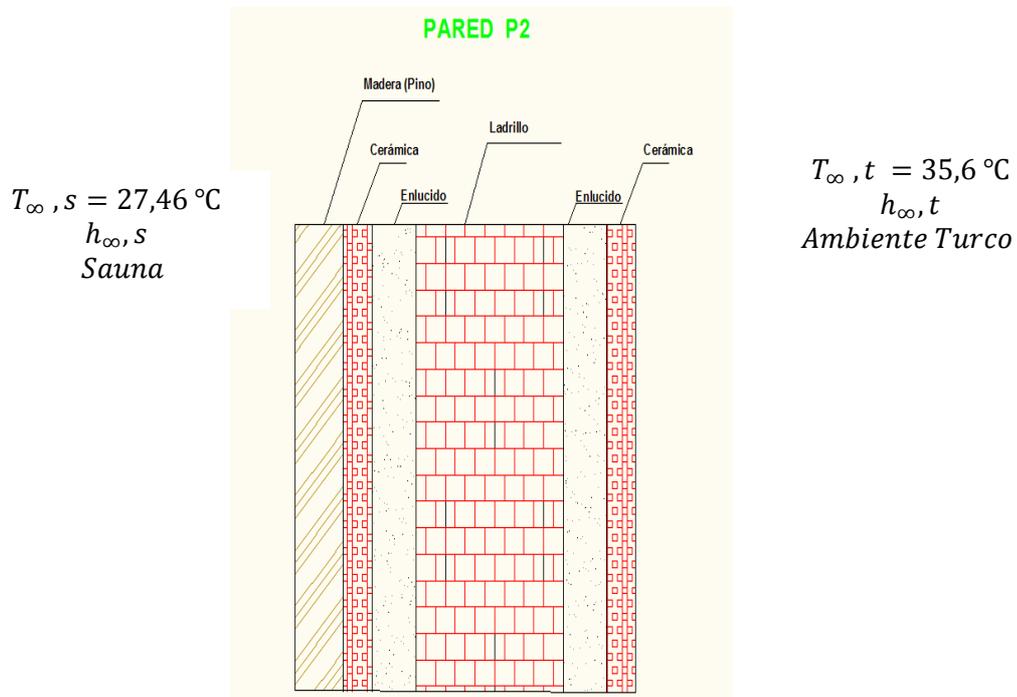
Fuente:ESPOCH.Estación meteorológica

$$h_{\infty, a} = 5,7 + 3,8 (2,13) \left(\frac{\text{w}}{\text{m}^2\text{C}}\right)$$

$$h_{\infty, a} = 13,79 \left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right)$$

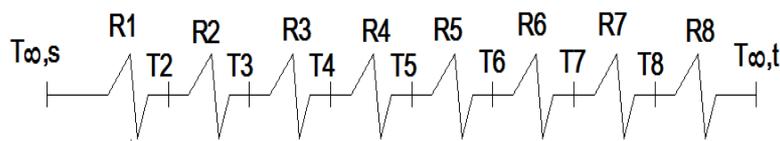
Pérdidas por conducción en la pared "P2". Para el cálculo de las pérdidas de calor en esta pared hay que tomar en cuenta el ambiente convectivo y la temperatura del turco ya que comparte con la del sauna.

Figura 79. Vista seccional de pared 2 – sauna



Fuente: Autores

Figura 80. Circuito térmico pared 2 – sauna



Fuente: Autores

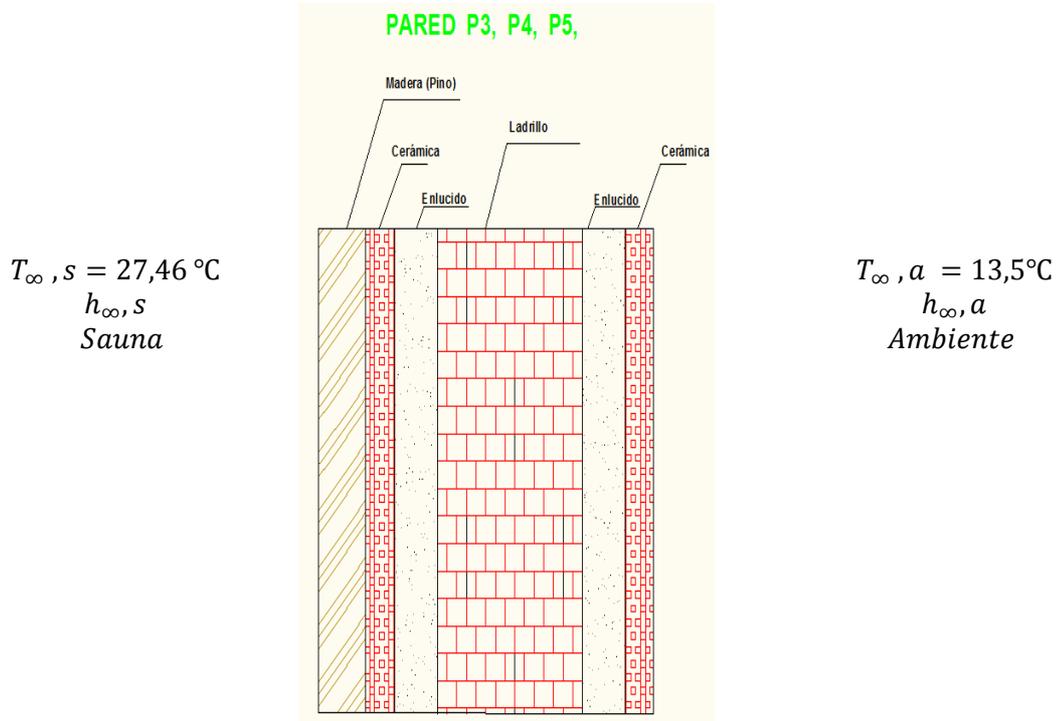
$$A_{p2} = 5,33 \text{ m}^2$$

$$q_{p3} = \frac{(35,6 - 27,46)^\circ\text{C}}{\left[\left(\frac{1}{1,9} \right) + \left(\frac{0,0025}{0,147} \right) + \left(\frac{0,003}{0,810} \right) + \left(\frac{0,03}{0,50} \right) + \left(\frac{0,1}{0,72} \right) + \left(\frac{0,03}{0,50} \right) + \left(\frac{0,003}{0,810} \right) + \frac{1}{1,442} \right] \left(\frac{1}{5,33 \text{ m}^2} \right) \frac{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{W}}}$$

$$q_{p3} = 28,86 \text{ w}$$

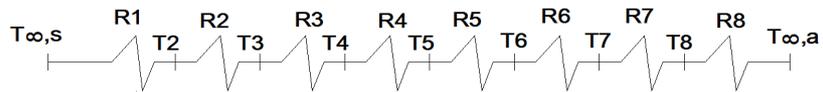
Pérdidas por conducción en la pared "P3" "P4" "P5"

Figura 81. Vista seccional de pared 3, 4, Y 5



Fuente: Autores

Figura 82. Circuito térmico pared 3, 4 y 5



Fuente: Autores

Tabla 127. Temperatura ambiente promedio Riobamba (°C)

MES AÑOS	ENE.	FEB.	MAR.	ABR.	MAY.	JUN.	JUL.	AGO.	SEP.	OCT.	NOV.	DIC.	PROM.
1997	13,7	13,0	13,9	13,3	13,3	13,1	11,8	11,8	13,0	14,1	13,5	14,0	13,2
1998	14,0	14,0	14,5	14,4	13,5	12,5	11,9	12,1	12,8	13,4	14,4	14,3	13,5
1999	13,8	13,0	13,0	12,7	12,4	12,4	11,7	12,0	12,3	12,8	13,9	13,7	12,8
2000	13,3	12,0	12,7	12,6	12,5	12,4	11,8	11,3	12,4	13,2	13,9	13,3	12,7
2001	12,9	13,0	13,1	13,6	13,7	12,6	12,8	13,9	13,0	14,9	14,2	14,5	13,5
2002	14,4	14,0	13,9	14,2	13,9	12,3	12,9	12,4	13,1	13,1	12,9	13,7	13,4
2003	14,1	14,0	13,4	12,8	13,3	11,8	12,1	12,9	14,4	14,6	14,2	13,8	13,5
2004	15,5	14,0	14,4	13,8	13,8	12,8	12,5	12,6	13,4	14,2	14,3	14,4	13,8
2005	17,1	15,0	13,5	14,3	14,9	13,8	13,3	13,4	14,0	13,8	14,5	13,7	14,2
2006	14,0	14,0	13,6	13,7	13,8	12,5	12,6	12,9	13,2	14,4	13,6	14,1	13,6
2007	14,6	15,0	13,8	13,4	13,8	12,0	12,9	12,3	12,1	13,4	13,6	14,3	13,4
2008	14,0	13,2	13,2	13,4	13,1	12,8	12,3	12,7	13,0	14,2	14,8	14,2	13,4
2009	14,0	13,7	15,2	14,9	13,3	13,0	15,1	13,7	13,6	12,4	14,6	15,0	14,0
2010	14,1	14,7	14,7	13,8	14,2	12,3	13,8	12,6	13,8	14,3	14,3	14,0	13,9
2011	14,1	13,7	14,3	13,3	13,5	13,0	12,2	12,9	11,7	14,0	13,7	13,4	13,3
PROMEDIO	14,2	13,8	13,8	13,6	13,5	12,6	12,6	12,6	13,1	13,8	14,0	14,0	13,5

Fuente: ESPOCH .Estación meteorológica

- **Pared “P3”**

$$A_{p3} = 4,09 \text{ m}^2$$

$$q_{p3} = \frac{(27,46 - 13,5)^\circ\text{C}}{\left[\left(\frac{1}{1,9} \right) + \left(\frac{0,0025}{0,147} \right) + \left(\frac{0,003}{0,810} \right) + \left(\frac{0,03}{0,50} \right) + \left(\frac{0,1}{0,72} \right) + \left(\frac{0,03}{0,50} \right) + \left(\frac{0,003}{0,810} \right) + \frac{1}{13,79} \right] \left(\frac{1}{4,09 \text{ m}^2} \right) \frac{\text{m}^2\text{°C}}{\text{W}}}$$

$$q_{p3} = 64,72 \text{ w}$$

- **Pared “P4”**

$$A_{p4} = 2,14 \text{ m}^2$$

$$q_{p4} = \frac{(27,46 - 13,5)^{\circ}\text{C}}{\left[\left(\frac{1}{1,9} \right) + \left(\frac{0,0025}{0,147} \right) + \left(\frac{0,003}{0,810} \right) + \left(\frac{0,03}{0,50} \right) + \left(\frac{0,1}{0,72} \right) + \left(\frac{0,03}{0,50} \right) + \left(\frac{0,003}{0,810} \right) + \frac{1}{13,79} \right] \left(\frac{1}{2,14\text{m}^2} \right) \frac{\text{m}^2\text{C}}{\text{W}}}$$

$$q_{p4} = 33,86\text{w}$$

- **Pared "P5"**

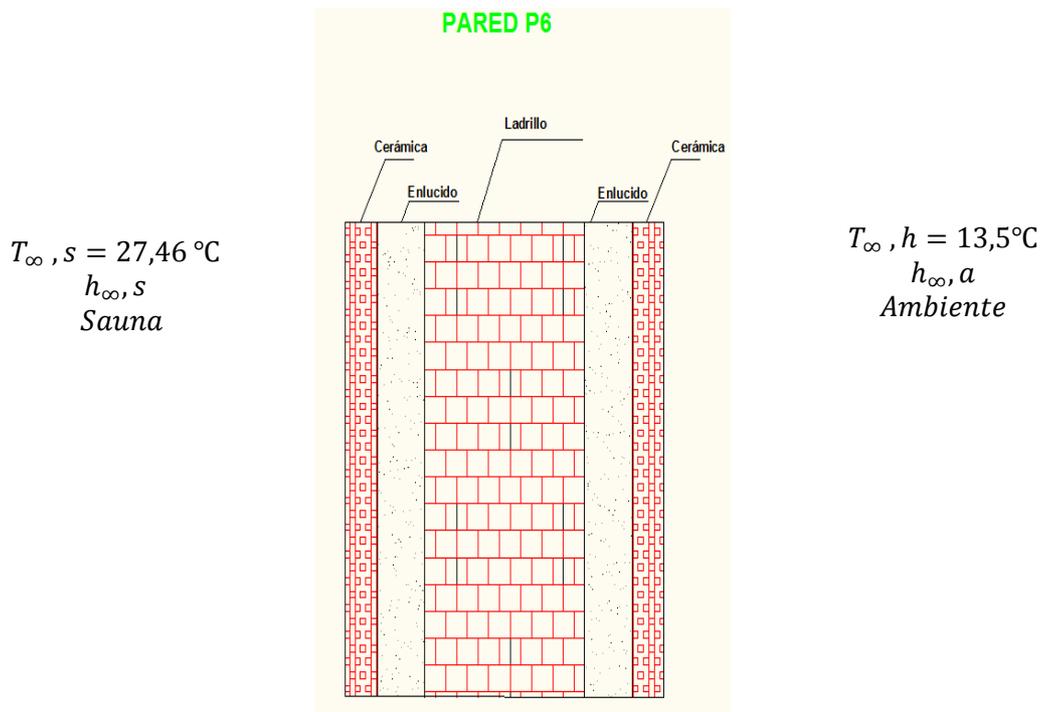
$$A_{p5} = 7,42 \text{ m}^2$$

$$q_{p5} = \frac{(27,46 - 13,5)^{\circ}\text{C}}{\left[\left(\frac{1}{1,9} \right) + \left(\frac{0,0025}{0,147} \right) + \left(\frac{0,003}{0,810} \right) + \left(\frac{0,03}{0,50} \right) + \left(\frac{0,1}{0,72} \right) + \left(\frac{0,03}{0,50} \right) + \left(\frac{0,003}{0,810} \right) + \frac{1}{13,79} \right] \left(\frac{1}{7,42\text{m}^2} \right) \frac{\text{m}^2\text{C}}{\text{W}}}$$

$$q_{p5} = 117,44\text{w}$$

Pérdidas por conducción en la pared "P6"

Figura 83. Vista seccional de pared 6



Fuente: Autores

Figura 84. Circuito térmico pared 6



Fuente: Autores

• Pared “P6”

$$A_{p6} = 10,35 \text{ m}^2$$

$$q_{P6} = \frac{(27,46 - 13,5)^\circ\text{C}}{\left[\left[\left(\frac{1}{1,9} \right) + \left(\frac{0,003}{0,810} \right) + \left(\frac{0,03}{0,50} \right) + \left(\frac{0,1}{0,72} \right) + \left(\frac{0,03}{0,50} \right) + \left(\frac{0,003}{0,810} \right) + \frac{1}{13,79} \right] \right] \left(\frac{1}{10,35 \text{ m}^2} \right) \frac{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{W}}}$$

$$q_{P6} = 167,01 \text{ w}$$

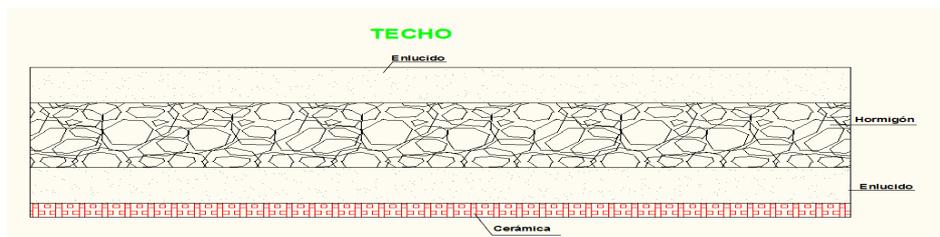
Pérdidas por conducción en el techo

Figura 85. Vista seccional del techo

$$T_{\infty, a} = 13,5^\circ\text{C}$$

$$h_{\infty, a}$$

Ambiente



$$T_{\infty, s} = 27,46 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_{\infty, s}$$

Sauna

Fuente: Autores

Figura 86. Circuito térmico techo sauna



Fuente: Autores

• Techo

$$A_{\text{techo}} = 12,16 \text{ m}^2$$

$$q_{\text{Ptecho}} = \frac{(27,46 - 13,5)^{\circ}\text{C}}{\left[\left[\left(\frac{1}{13,87} \right) + \left(\frac{0,03}{0,50} \right) + \left(\frac{0,25}{0,72} \right) + \left(\frac{0,03}{0,50} \right) + \left(\frac{0,003}{0,810} \right) + \frac{1}{1,9} \right] \left(\frac{1}{12,16 \text{ m}^2} \right) \frac{\text{m}^2 \cdot \text{C}}{\text{W}} \right]}$$

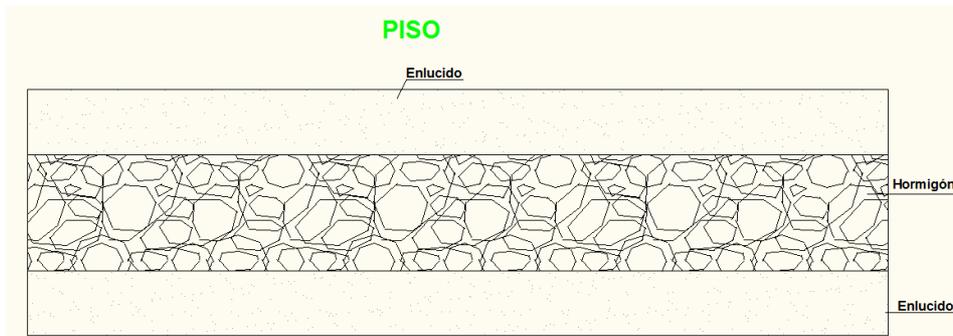
$$q_{\text{Ptecho}} = 158,74 \text{ w}$$

Pérdidas por conducción en el piso

Figura 87. Vista seccional del piso sauna

$$T_{\infty,s} = 27,46 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$h_{\infty,s}$
Sauna

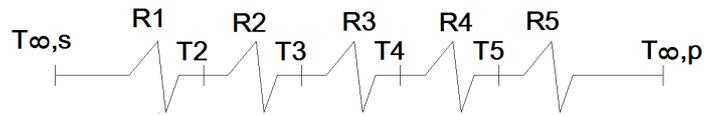


$$T_{\infty,p} = 23,69 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$h_{\infty,p}$
ambiente

Fuente: Autores

Figura 88. Circuito térmico piso sauna



Fuente: Autores

$$h_{\infty,p} = 4,4 \frac{w}{m^2 \cdot ^\circ C} \text{ Para una velocidad de viento menor a } 5 \frac{km}{h}. [4]$$

• **Piso**

$$A_{piso} = 12,16 m^2$$

$$q_{P \text{ piso}} = \frac{(27,46 - 13,5)^\circ C}{\left[\left[\left(\frac{1}{1,9} \right) + \left(\frac{0,03}{0,50} \right) + \left(\frac{0,25}{0,72} \right) + \left(\frac{0,03}{0,50} \right) + \frac{1}{4,4} \right] \right] \left(\frac{1}{12,16 m^2} \right) \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{w}}$$

$$q_{P \text{ piso}} = 139,04 w$$

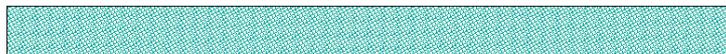
Pérdidas por conducción en la puerta (vidrio)

Figura 89. Vista seccional del piso sauna

$$T_{\infty,s} = 27,46^\circ C$$

$h_{\infty,s}$
sauna

PUERTA DE VIDRIO

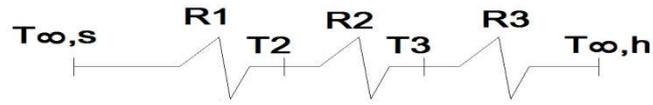


$$T_{\infty,h} = 22,82^\circ C$$

$h_{\infty,h}$
ambiente cuarto
de espera

Fuente: Autores

Figura 90. Circuito térmico piso sauna



Fuente: Autores

$$e_v^{26} = \text{Espesor de vidrio templado 4 líneas} = 0,004 \text{ m}$$

$$K_v = \text{Conductividad térmica de vidrio} = 0,810 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}}$$

- **Puerta**

$$A_{\text{puerta}} = 1,92 \text{ m}^2$$

$$q_{\text{Puerta}} = \frac{(27,46 - 13,5)^\circ\text{C}}{\left[\left[\left(\frac{1}{1,9} \right) + \left(\frac{0,04}{0,810} \right) + \frac{1}{1,4} \right] \right] \left(\frac{1}{1,92 \text{ m}^2} \right) \frac{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{W}}}$$

$$q_{\text{Puerta}} = 20,77 \text{ W.}$$

Realizando los cálculos de pérdida de acuerdo al cálculo tipo logramos obtener los siguientes resultados:

²⁶ Catálogo Vitromart – refiérase al ANEXO (W).

Tabla 128. Pérdidas de calor por conducción en la sauna

PÉRDIDA DE CALOR POR CONDUCCIÓN EN EL SAUNA													
	Símbolo	Unidad	Pared P1	Pared P2	Pared P3	Pared P4	Pared P5	Pared P6	Pared P7	Pared P8	Techo	Piso	Puerta
Area	A	m ²	4,090	5,330	4,090	2,140	7,420	10,350	2,280	1,520	12,160	12,160	1,920
Tem. Interior	$T_{\infty,i}$	°C	27,460	27,460	27,460	27,460	27,460	27,460	27,460	27,460	13,500	27,460	27,460
Tem. Exterior	$T_{\infty,ext}$	°C	22,820	35,600	13,500	13,500	13,500	13,500	22,820	22,820	27,460	23,690	22,820
Espesor de la cerámica	e_A	m	0,0030	0,0030	0,0030	0,0030	0,0030	0,0030	0,0030	0,0030	0,0030		
Espesor del enlucido	e_B	m	0,030	0,030	0,030	0,030	0,030	0,030	0,030	0,030	0,030	0,030	
Espesor del ladrillo	e_C	m	0,100	0,100	0,100	0,100	0,100	0,100	0,100	0,100			
Espesor de la madera	e_F	m	0,0025	0,0025	0,0025	0,0025	0,0025						
Espesor del hormigon	e_H										0,250	0,250	
Espesor del vidrio		m											0,040
Con. Térmica de la cerámica	k_A	w/m °C	0,810	0,810	0,810	0,810	0,810	0,810	0,810	0,810	0,810		
Con. Térmica del enlucido	k_B	w/m °C	0,500	0,500	0,500	0,500	0,500	0,500	0,500	0,500	0,500	0,500	
Con. Térmica del ladrillo	k_C	w/m °C	0,720	0,720	0,720	0,720	0,720	0,720	0,720	0,720			
Con. Térmica de la madera	k_D	w/m °C	0,147	0,147	0,147	0,147	0,147						
Con. Térmica del hormigon	k_E	w/m °C									0,720	0,720	
Con. Térmica del vidrio	k_F	w/m °C											0,810
Calor	Q	w	17,800	28,860	64,720	33,860	117,440	167,010	7,020	4,080	158,740	139,040	20,770

Fuente: Autores

Carga térmica por los usuarios. El libro de fisiología Médica "Guyton's", reporta que para producir un gramo de sudor, el cuerpo requiere 0,586 kcal. [7]

Las saunas pueden usarse de manera segura en la moderación como una herramienta para bajar de peso. Una persona en una condición física promedio sudor de aproximadamente 500 gramos y gastar alrededor de 300 calorías durante una sesión de sauna de 20 minutos. [10]

Haciendo la relación:

$$500 \text{ g} \rightarrow 20 \text{ min}$$

$$X \text{ gr} \rightarrow 1 \text{ min}$$

Se pierde aproximadamente 25 gr/min por persona.

$$Q_p = \left(25 \frac{\text{g}}{\text{min}}\right) \left(0,586 \frac{\text{kcal}}{\text{g}}\right) (60 \text{ min})$$

$$Q_p = 879 \text{ kcal}$$

$$Q_{\text{usuarios}} = (Q_p)(N^{\circ} \text{ de usuarios})$$

$$Q_{\text{usuarios}} = (879 \text{ kcal})(20 \text{ personas})$$

$$Q_{\text{usuarios}} = (17580 \text{ kcal}) \left(\frac{1 \text{ kw} - \text{h}}{859 \text{ kcal}} \right)$$

$$Q_{\text{usuarios}} = 20,46 \text{ kw} - \text{h}$$

$$Q_{\text{usuarios}} = \frac{20,46 \text{ kw} - \text{h}}{1\text{h}}$$

$$Q_{\text{usuarios}} = 20,46 \text{ kw}$$

$$Q_{\text{usuarios}} = 20465,65 \text{ w}$$

Resumen de pérdidas de energía en la sauna. En la siguiente tabla se muestra las pérdidas de calor en la sauna y la carga térmica que produce los usuarios.

Tabla 129. Pérdidas de energía por transferencia de calor y carga térmica – sauna

Sitio de Transferencia	Pérdida	
	[w]	%
Pared (P1)	17,8	0,08%
Pared (P2)	28,86	0,14%
Pared (P3)	64,72	0,30%
Pared (P4)	33,86	0,16%
Pared (P5)	117,44	0,55%
Pared (P6)	167,01	0,79%
Pared (P7)	7,02	0,03%
Pared (P8)	4,08	0,02%
Techo	158,74	0,75%
Piso	139,04	0,66%
Puerta	20,77	0,10%
Carga térmica de personas	20465,66	96,42%
TOTAL	21225,00	100%

Fuente: Autores

$$Q_{\text{pérdidas}} = 21\ 224,99 \text{ w.}$$

2.3.5.3 Potencia teórica del equipo calefactor. Para la potencia necesaria del equipo se debe considerar las pérdidas totales a pleno régimen de trabajo del mismo, que es de siete horas y sumar el calor necesario para calentar el aire.

$$P_t = Q_s + Q_p$$

$$P_t = (9,28 + 21225) \text{ w}$$

$$P_t = 21234,28 \text{ w}$$

$$P_t = 21,23 \text{ kw}$$

Potencia real del equipo calefactor

$$P_r = \frac{P_t}{\eta}$$

Donde:

P_r = Potencia real, en kw

P_t = Potencia teórica, en kw

η = Eficiencia_{caldera} = 74,44%

$$P_r = \frac{21,23 \text{ kw}}{0,744}$$

$$P_r = 28,53 \text{ kw}$$

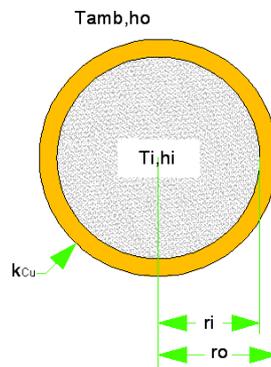
2.3.5.4 Calor generado por el equipo calefactor

Calor disipado por la tubería del intercambiador en la sauna

Consideraciones:

1. El sistema opera a régimen permanente.
2. El flujo de calor es básicamente en dirección radial.

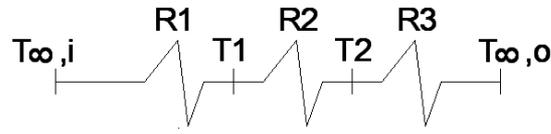
Figura 91. Vista seccional tubo cilíndrico sin aislamiento tubería de cobre



Fuente: Autores

a) Circuito térmico equivalente en la tubería de cobre

Figura 92. Circuito térmico de tubería de cobre



Fuente: Autores

b) Dimensión de la tubería cobre

L_{cobre} : longitud tubos cortos = 0,47 m

L_{cobre} : longitud tubos largos = 0,97 m

c) Temperaturas

$T_{\infty,i} = 121,8 \text{ } ^\circ\text{C}$

T_{si} : Temperatura en la superficie interior de la tubería = 118°C

T_{se} : Temperatura en la superficie externa de la tubería = 70,28°C

$T_{\text{amb.Sauna}}$: Temperatura ambiente en la sauna = 27,46°C

d) Diámetro de la tubería de cobre²⁷

$\varnothing_{\text{nominal}} = 1 \frac{1}{2} \text{ in}$

$\varnothing_{\text{exterior}} = 41,275 \text{ mm}$

$r_{\text{exterior}} = 20,6375 \text{ mm}$

$\varnothing_{\text{interior}} = 38,227 \text{ mm}$

$r_{\text{interior}} = 19,1135 \text{ mm}$

e) Conductividad térmica de los materiales.ANEXO(T)

K_{Cu} = Conductividad térmica del cobre = $372 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$

²⁷Productos Nacobre S.A. , refiérase al ANEXO (X).

El calor disipado por el arreglo de tubos largos y cortos se evalúa mediante la siguiente ecuación:

$$q_{\text{tubos}} = \frac{2\pi L_{\text{tubos}}(T_{\infty,i} - T_{\text{amb.Sauna}})}{\frac{1}{r_i h_i} + \frac{1}{K_{\text{Cu}}} \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + \frac{1}{r_o h_o}} \quad (52)$$

Donde:

q_{tubos} = calor disipado por los tubos del intercambiador, W

L_{Tubos} = longitud de los tubos, m

r_i = radio interior de la tubería, m

r_o = radio exterior de la tubería, m

K_{Cu} = coeficiente de conductividad térmica de cobre, $\frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$

h_i = coeficiente convectivo de vapor de agua dentro de un tubo, $\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}$

h_o = coeficiente convectivo interior de la sauna, $\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}$

f) Evaluación de coeficientes convectivos

Las propiedades se evalúan a la temperatura fílmica:

$$T_f = \frac{T_w + T_b}{2}$$

Donde:

T_b = Temperatura de fluido

$T_b = 121,8^\circ\text{C}$

T_w = Temperatura superficial

$$T_w = 118^\circ\text{C}$$

T_f = Temperatura fílmica.

$$T_f = \frac{(118 + 121,8)^\circ\text{C}}{2}$$

$$T_f = 119,9^\circ\text{C}$$

$$R_{\delta} = \frac{(\delta)(V_v)(\phi_{\text{tubería}})}{\mu}$$

Dónde:

Re = Número de Reynolds

δ = Densidad del vapor, en $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$

V_v = Velocidad del vapor, en $\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$

$\phi_{\text{tubería}}$ = Diámetro interno de la tubería, en m

μ = Viscosidad dinámica, en $\left[\text{N}\frac{\text{s}}{\text{m}^2}\right]$

Propiedades del vapor saturado determinadas con $T_f = 119,9^\circ\text{C}$.

$$K_f = 0,02679 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$$

$$\delta = 1,16 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\mu = 1,28 (10)^{-5} \frac{(\text{N})(\text{s})}{(\text{m}^2)}$$

$$P_r = 1,00184$$

$$V_v = 50 \sqrt{D}$$

V_v = Velocidad del vapor, en $\frac{\text{m}}{\text{s}}$

D = Diámetro interno del tubo, en m

$$D = 0,038227 \text{ m}$$

$$V_v = 50 \sqrt{0,038227}$$

$$V_v = 9,78 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\text{Re} = \frac{\left(1,16 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) \left(9,78 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) (0,038227 \text{ m})}{1,28 (10)^{-5} \frac{(\text{N})(\text{s})}{(\text{m}^2)}}$$

$$\text{Re} = 3,38 (10)^4$$

Para el cálculo del coeficiente convectivo h_i se considera flujo turbulento dentro de una tubería rugosa, por lo que Petukhov y Popov recomiendan [3]:

$$N_u = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) Re Pr}{1,07 + 12,7 \sqrt{\frac{f}{8} (Pr^{2/3} - 1)}} = \frac{h_c \phi_{tuberia}}{K_f} \quad (53)$$

Donde:

N_u = Número de Nusselt

R_e = Número de Reynold

P_r = Número de Prandtl

$$f = [1,82 \log_{10} (R_e) - 1,64]^{-2} \quad (54)$$

f = Factor de fricción

$$f = [1,82 \log_{10} [3,38 (10)^4] - 1,64]^{-2}$$

$$f = 0,023$$

$$N_u = \frac{\left(\frac{0,023}{8}\right) (3,38 (10)^4) (1,00184)}{1,07 + 12,7 \sqrt{\frac{0,023}{8} ((1,00184)^{2/3} - 1)}}$$

$$N_u = 90,64$$

Por lo tanto el coeficiente convectivo en el interior de la tubería de cobre del intercambiador de calor de la sauna se evalúa con la ecuación:

$$h_i = \frac{N_u K_f}{\phi_{tuberia}}$$

Donde:

h_i = Coeficiente convectivo en el interior de la tubería hydro3 , en $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$

K_f = Coeficiente de conductividad térmica del vapor, en $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$

$\phi_{tuberia}$ = Diámetro interno de la tubería de hierro galvanizado, en m

N_u = Número de Nusselt

$$h_i = \frac{(90,64)(0,02679) \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}}{0,038227 m}$$

$$h_i = 63,52 \frac{w}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Para el cálculo del coeficiente convectivo en el ambiente del sauna se tomará el mismo que ya fue evaluado; por lo tanto:

$$h_{sauna} = 1,9 \frac{w}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

El calor disipado por un tubo corto y largo del intercambiador de calor de la sauna es:

$$q_{Tubocorto} = \frac{2\pi(0,47)(121,8 - 27,46)}{\frac{1}{(0,0191135)(63,52)} + \frac{1}{(372)} \ln \left(\frac{0,0206375}{0,0191135} \right) + \frac{1}{(0,0206375)(1,9)}}$$

$$q_{Tubocorto} = 10,58 w$$

$$q_{Tubolargo} = \frac{2\pi(0,97)(121,8 - 27,46)}{\frac{1}{(0,0191135)(63,52)} + \frac{1}{(372)} \ln \left(\frac{0,0206375}{0,0191135} \right) + \frac{1}{(0,0206375)(1,9)}}$$

$$q_{Tubolargo} = 21,84 w$$

Entonces como ya conocemos el calor disipado por un tubo tanto corto como largo y conociendo que el intercambiador tiene diez tubos respectivamente; se determina el calor total en cada uno de los tubos (largos y cortos).

$$q_{Total\ Tubo\ corto} = (N^o_{Tubos\ cortos})(q_{Tubo\ corto})$$

$$q_{Total\ Tubo\ corto} = (10)(10,58 w)$$

$$q_{Total\ Tubo\ corto} = 105,8 w$$

$$q_{Tota\ Tubo\ largo} = (N^o_{Tubos\ largos})(q_{Tubo\ largo})$$

$$q_{Tota\ Tubo\ largo} = (10)(21,84 w)$$

$$q_{Tota\ Tubo\ largo} = 218,40 w$$

Finalmente el calor disipado por los tubos del intercambiador de calor en la sauna se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$Q_{\text{Tubos intercambiador}} = Q_{\text{Total Tubo corto}} + Q_{\text{Total Tubo largo}}$$

$$Q_{\text{Tubos intercambiador}} = (105,8 + 218,40) \text{ w}$$

$$Q_{\text{Tubos intercambiador}} = 324,22 \text{ w}$$

Transferencia de calor en aletas

Material: Zn

Esesor aleta (t): 0,65 mm [11]

Calor de una aleta:

$$Q_{\text{aleta}} = n_f(h_0)(A_f)(T_s - T_0)$$

Donde:

n_f = Eficiencia de la aleta.

h_0 = Ambiente convectivo de la aleta expuesta al ambiente.

A_f = Area de transferencia de calor de la aleta.

T_s = Temperatura en los tubos del equipo calefactor.

T_0 = Temperatura en el ambiente – sauna.

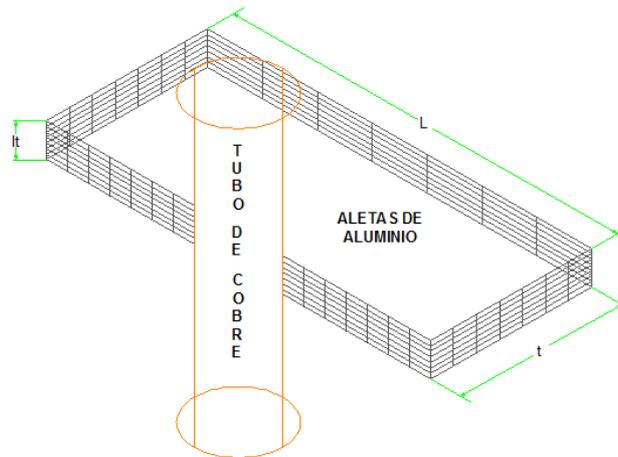
K_{cinc} = Conductividad térmica cinc = $106 \frac{\text{w}}{\text{m}^\circ\text{K}}$

$$L = 15,88 \text{ mm} = 0,01588 \text{ m}$$

$$b = 70 \text{ mm} = 0,07 \text{ m}$$

$$t = 0,65 \text{ mm} = 0,00065 \text{ m}$$

Figura 93. Dimensiones aleta intercambiador sauna



Fuente: Autores

$$A_f = 2[2Lb + tb]$$

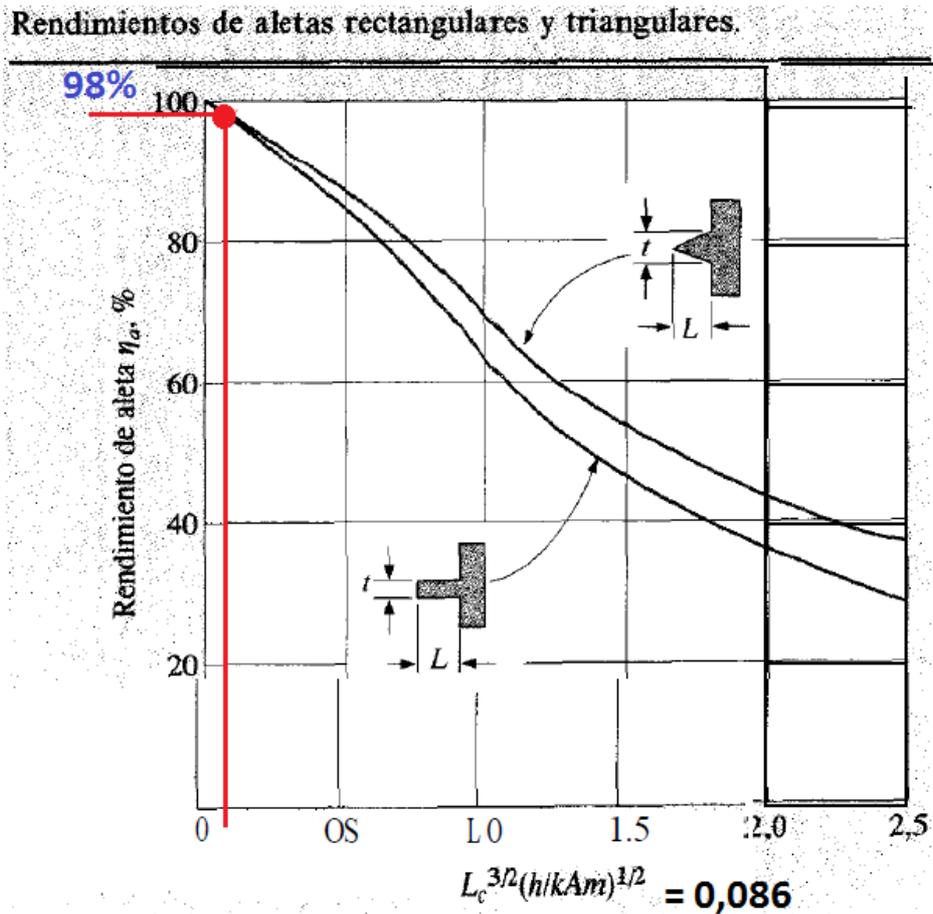
$$A_f = 2[2(0,01588)(0,07) + 0,00065(0,07)]$$

$$A_f = 0,0045\text{m}^2$$

$$L_c = L + \frac{t}{2} = 0,01588 + \frac{0,00065}{2} = 0,0162\text{ m}$$

$$A_m = t(L_c) = 0,00065 (0,0162) = 0,00001\text{ m}^2$$

Figura 94. Rendimiento aleta rectangular



Fuente: Autores

$$n_f = 98\%$$

$$h_0 = 1,9 \frac{w}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$T_s^{28} = 70,28 \text{ } ^\circ C$$

$$q_{aleta} = n_f(h_0)(A_f)(T_s - T_0)$$

$$q_{aleta} = 0,98 \left(1,9 \frac{w}{m^2 \cdot ^\circ C} \right) (0,0045 m^2) (70,28^\circ C - 27,46^\circ C)$$

$$q_{aleta} = 0,35 \text{ w}$$

En una hilera de tubos hay aproximadamente 480 aletas de cinc.

²⁸ Temperatura promedio en tubos de equipo calefactor – Complejo Deportivo Carril 4, refiérase al ANEXO (Y).

$$q_{\text{hileratubo}} = 0,35 (480) \text{ w}$$

$$q_{\text{hileratubo}} = 168 \text{ w}$$

En el equipo calefactor hay 5 hileras de tubos entonces el calor emitido por las aletas en todo el equipo es:

$$q_{\text{total-aletasequipo}} = 840 \text{ w}$$

$$q_{\text{total-aletasequipo}} = 0,84 \text{ kw}$$

Calor total que disipa intercambiador de calor

Figura 95. Intercambiador de calor sauna



Fuente: Autores

$$Q_{\text{totalintercambiador}} = q_{\text{Tubosintercambiador}} + q_{\text{total-aletas}}$$

$$Q_{\text{totalintercambiador}} = (324,22 + 840) \text{ w}$$

$$Q_{\text{totalintercambiador}} = 1164,22 \text{ w}$$

$$Q_{\text{totalintercambiador}} = 1,16 \text{ kw}$$

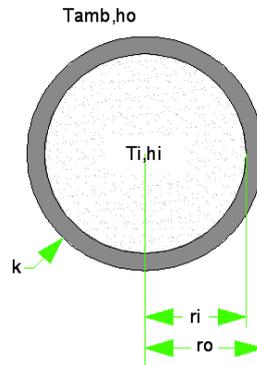
2.3.6 Pérdidas en las tuberías de vapor proveniente del generador de vapor

2.3.6.1 Pérdida de calor en la tubería de hierro galvanizado

Consideraciones:

1. El sistema opera a régimen permanente.
2. El flujo de calor es básicamente en dirección radial.

Figura 96. Vista seccional tubería de hierro galvanizado

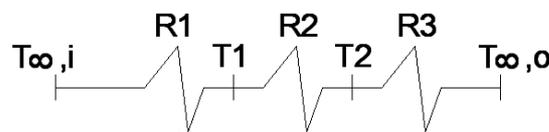


Fuente: Autores

Las pérdidas de vapor se evaluarán en dos partes, debido a que el fluido es transportado una parte en tubería de hierro galvanizado y otra parte en tubería hydro 3.

a) Circuito térmico equivalente en la tubería de hierro galvanizado

Figura 97. Circuito térmico tubería hierro galvanizado



Fuente: Autores

b) Dimensión de la tubería de hierro galvanizado

L_{HG} : longitud de la tubería de hierro galvanizado = 4,9 m

c) Temperatura inicial y final

$$P_{\text{Vapor}} = 20 \text{ psi man}$$

$$P_{\text{absvapor}} = P_{\text{Vapor}} + P_{\text{atm}}$$

$$P_{\text{absvapor}} = (20 + 10,5) \text{ psi}$$

$$P_{\text{absvapor}} = 30,5 \text{ psi}$$

$$T_{\text{saturación}} / P_{\text{vapor}(30,5 \text{ psi})} = 121,8 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\infty, i} = 121,8 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

T_{si} : Temperatura en la superficie interior de la tubería = 118°C

T_{se} : Temperatura en la superficie externa de la tubería = 115°C

T_{amb} : Temperatura ambiente = 13,5°C

d) Diámetro de la tubería de hierro galvanizado. ANEXO (V).

$$\phi_{\text{nominal}} = 1 \text{ in}$$

$$\phi_{\text{exterior}} = 34,01 \text{ mm}$$

$$r_{\text{exterior}} = 17,01 \text{ mm}$$

$$\phi_{\text{interior}} = 26,28 \text{ mm}$$

$$r_{\text{interior}} = 13,14 \text{ mm}$$

e) Conductividad térmica de los materiales

$$K_{\text{HG}} = \text{Conductividad térmica del hierro galvanizado} = 50 \frac{\text{W}}{\text{m}^{\circ}\text{C}}$$

La pérdida de calor en la tubería de hierro galvanizado se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$Q_{\text{TuboGalvanizado}} = \frac{2\pi L_{\text{HG}}(T_{\infty, i} - T_{\text{amb}})}{\frac{1}{r_i h_i} + \frac{1}{K_{\text{HG}}} \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + \frac{1}{r_o h_o}}$$

Donde:

$Q_{\text{Tubo Galvanizado}}$ = calor perdido en la tubería de hierro galvanizado, en w

L_{HG} = longitud de la tubería de hierro galvanizado, en m

r_i = radio interior de la tubería, en m

r_o = radio exterior de la tubería, en m

K_{HG} = Coeficiente de conductividad térmica del hierro galvanizado, en $\frac{\text{W}}{\text{m}^{\circ}\text{C}}$

h_i = Coeficiente convectivo del vapor de agua dentro de un tubo, en $\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}}$

h_o = Coeficiente de transferencia de calor por convección y radiación, en $\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}}$

f) Evaluación de coeficientes convectivos

Las propiedades se evalúan a la temperatura filmica:

$$T_f = \frac{T_w + T_b}{2}$$

$T_b = \text{Temperatura del fluido}$

$$T_b = 121,8^\circ\text{C}$$

$T_w = \text{Temperatura superficial}$

$$T_w = 118^\circ\text{C}$$

$T_f = \text{Temperatura filmica.}$

$$T_f = \frac{(118 + 121,8)^\circ\text{C}}{2}$$

$$T_f = 119,9^\circ\text{C}$$

$$Re = \frac{(\delta)(V_v)(\phi_{\text{tubería}})}{\mu}$$

Dónde:

Re = Número de Reynolds

$\delta = \text{Densidad del vapor, en } \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$

$V_v = \text{Velocidad del vapor, en } \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$

$\phi_{\text{tubería}} = \text{Diámetro interno de la tubería, en m}$

$\mu = \text{Viscosidad dinámica, en } \left[\text{N} \frac{\text{s}}{\text{m}^2} \right]$

Propiedades del vapor saturado con $T_f = 119,9^\circ\text{C}$.

$$K_f = 0,02679 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$$

$$\delta = 1,16 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\mu = 1,28 (10)^{-5} \frac{(\text{N})(\text{s})}{(\text{m}^2)}$$

$$Pr = 1,00184$$

$$V_v = 50 \sqrt{D}$$

$V_v = \text{Velocidad del vapor, en } \frac{\text{m}}{\text{s}}$

D = Diámetro interno del tubo, en m

$$D = 0,02628 \text{ m}$$

$$V_v = 50 \sqrt{0,02628}$$

$$V_v = 8,106 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\text{Re} = \frac{\left(1,16 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) \left(8,106 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) (0,02628 \text{ m})}{1,28 (10)^{-5} \frac{(\text{N})(\text{s})}{(\text{m}^2)}}$$

$$\text{Re} = 1,93(10)^4$$

Para el cálculo del coeficiente convectivo h_i se considera flujo turbulento dentro de una tubería rugosa, por lo que Petukhov y Popov recomiendan:

$$N_u = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \text{RePr}}{1,07 + 12,7 \sqrt{\frac{f}{8}} (\text{Pr}^{2/3} - 1)} = \frac{h_c \phi_{\text{tubería}}}{K_f}$$

Donde:

N_u = Número de Nusselt

Re = Número de Reynold

Pr = Número de Prandtl

$$f = [1,82 \log_{10} (\text{Re}) - 1,64]^{-2}$$

f = Factor de fricción

$$f = [1,82 \log_{10} [1,93 (10)^4] - 1,64]^{-2}$$

$$f = 0,03$$

$$N_u = \frac{\left(\frac{0,03}{8}\right) (1,93 (10)^4) (1,00184)}{1,07 + 12,7 \sqrt{\frac{0,03}{8}} ((1,00184)^{2/3} - 1)}$$

$$N_u = 59,39$$

Por lo tanto el coeficiente convectivo en el interior de la tubería de hierro galvanizado que transporta vapor se evalúa con la ecuación:

$$h_i = \frac{N_u K_f}{\phi_{\text{tubería}}}$$

Donde:

h_i = Coeficiente convectivo en el interior de la tubería de hierro galvanizado , en $\frac{W}{m^2\text{°C}}$

K_f = Coeficiente de conductividad térmica del vapor, en $\frac{W}{m\text{°C}}$

$\phi_{\text{tubería}}$ = Diámetro interno de la tubería de hierro galvanizado, en m

N_u = Número de Nusselt

$$h_i = \frac{(59,39)(0,02679) \frac{W}{m\text{°C}}}{0,02628 \text{ m}}$$

$$h_i = 60,54 \frac{W}{m^2\text{°C}}$$

De la misma manera el coeficiente de convección hoque compone la resistencia a la transferencia de calor de la superficie externa de la tubería al aire, es una combinación de dos mecanismos simultáneos, convección natural y radiación. Por lo que deben evaluarse separadamente y posteriormente sumarse.

$$h_o = hc + h_{rad} \quad (55)$$

h_o = Coeficiente convectivo de la superficie externa de la tubería al aire , en $\frac{W}{m^2\text{°C}}$

hc = Coeficiente convectivo del cerramiento, es de $13,794 \frac{W}{m^2\text{°C}}$

h_{rad} = Coeficiente convectivo debido a la radiación solar, $\frac{W}{m^2\text{°C}}$ [12]

$$h_{rad} = \frac{0,173 \varepsilon \left[\left(\frac{T_{se}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{amb}}{100} \right)^4 \right]}{T_{se} - T_{amb}}$$

Donde:

h_{rad} = Coeficiente de radiación, en $\frac{BTU}{hft^2\text{°F}}$

ε = Coeficiente de emisividad para la tubería de acero galvanizado = 0,28 [13]

T_{se} : Temperatura en la superficie externa de la tubería, en °R

T_{amb} : Temperatura ambiente, en °R

$$h_{\text{rad}} = \frac{0,173 (0,28) \left[\left(\frac{698,67}{100} \right)^4 - \left(\frac{515,97}{100} \right)^4 \right]}{698,67 - 515,97}$$

$$h_{\text{rad}} = 2,52 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}}$$

$$h_o = (13,794 + 2,52) \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}}$$

$$h_o = 16,31 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}}$$

Flujo de calor perdido en la tubería de acero galvanizado:

$$q_{\text{Tubo Galvanizado}} = \frac{2\pi(4,9)(121,8 - 13,5)}{\frac{1}{(0,01314)(60,54)} + \frac{1}{(50) \ln \left(\frac{0,017005}{0,01314} \right)} + \frac{1}{(0,017005)(16,31)}}$$

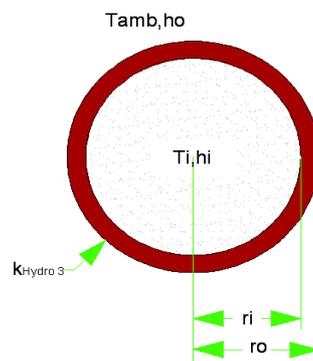
$$q_{\text{Tubo Galvanizado}} = 685,11 \text{ W}$$

2.3.6.2 Pérdida de calor tubería turco y la sauna. Debido a que tienen la misma longitud y la tubería es del mismo material es decir hydro 3, están expuestas a un mismo ambiente las pérdidas en ambas tuberías son las mismas, por lo que el cálculo se realiza solo para uno de ellas.

Consideraciones:

1. El sistema opera a régimen permanente.
2. El flujo de calor es básicamente en dirección radial.

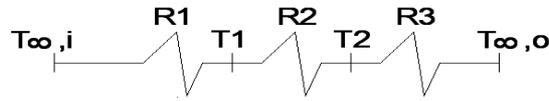
Figura 98. Vista seccional tubería hydro 3



Fuente: Autores

a) Circuito térmico equivalente en la tubería hydro 3

Figura 99. Circuito térmico tubería hydro 3



Fuente: Autores

b) Dimensión de la tubería hydro 3

$L_{Hydro\ 3}$: longitud de la tubería hydro 3 = 3 m

c) Temperaturas

$T_{\infty,i} = 121,8\text{ }^{\circ}\text{C}$

T_{Si} : Temperatura en la superficie interior de la tubería = $118\text{ }^{\circ}\text{C}$

T_{Se} : Temperatura en la superficie externa de la tubería = $100\text{ }^{\circ}\text{C}$

T_{amb} : Temperatura ambiente = $13,5\text{ }^{\circ}\text{C}$

d) Diámetro de la tubería hydro3²⁹

$\varnothing_{nominal} = 1\text{ in}$

$\varnothing_{exterior} = 33,70\text{ mm}$

$r_{exterior} = 16,85\text{ mm}$

$\varnothing_{interior} = 24,5\text{ mm}$

$r_{interior} = 12,25\text{ mm}$

e) Conductividad térmica de los materiales

K_{H3} = Conductividad térmica del hydro 3 = $0,22097\text{ }\frac{\text{W}}{\text{m}^{\circ}\text{C}}$

La pérdida de calor en la tubería hydro 3, la misma que transporta vapor hacia el cuarto de la sauna se calcula mediante la siguiente ecuación:

²⁹ Catálogo ABN Sistemas PIPE, refiérase al ANEXO (Z).

$$q_{tuberiasauna} = \frac{2\pi L_{H3}(T_{\infty,i} - T_{amb})}{\frac{1}{r_i h_i} + \frac{1}{K_{H3}} \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + \frac{1}{r_o h_o}}$$

Donde:

q_{Hydro3} = calor perdido en la tubería de hierro galvanizado, en w

L_{H3} = longitud de la tubería de hierro galvanizado, en m

K_{H3} = Coeficiente de conductividadt érmica de la tubería hydro3, en $\frac{w}{m^{\circ}C}$

f) Evaluación de coeficientes convectivos

Las propiedades se evalúan a la temperatura fílmica:

$$T_f = \frac{T_w + T_b}{2}$$

T_b = Temperatura del fluido

$T_b = 121,8^{\circ}C$

T_w = Temperatura superficial

$T_w = 118^{\circ}C$

T_f = Temperatura fílmica.

$$T_f = \frac{(118 + 121,8)^{\circ}C}{2}$$

$T_f = 119,9^{\circ}C$

Propiedades del vapor saturado determinadas con $T_f = 119,9^{\circ}C$.

$$K_f = 0,02679 \frac{w}{m^{\circ}C}$$

$$\delta = 1,16 \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu = 1,28 (10)^{-5} \frac{(N)(s)}{(m^2)}$$

$P_r = 1,00184$

$$V_v = 50 \sqrt{D}$$

$$D = 0,0245 \text{ m}$$

$$V_v = 50 \sqrt{0,0245}$$

$$V_v = 7,83 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\text{Re} = \frac{\left(1,16 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) \left(7,83 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) (0,0245 \text{ m})}{1,28 (10)^{-5} \frac{(\text{N})(\text{s})}{(\text{m}^2)}}$$

$$\text{Re} = 1,73 (10)^4$$

Para el cálculo del coeficiente convectivo h_i se considera flujo turbulento dentro de una tubería rugosa, por lo que Petukhov y Popov recomiendan:

$$N_u = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \text{RePr}}{1,07 + 12,7 \sqrt{\frac{f}{8}} (\text{Pr}^{2/3} - 1)} = \frac{h_c \phi_{\text{tubería}}}{K_f}$$

Donde:

N_u = Número de Nusselt

R_e = Número de Reynold

P_r = Número de Prandtl

$$f = [1,82 \log_{10} (R_e) - 1,64]^{-2}$$

Donde:

f = Factor de fricción

$$f = [1,82 \log_{10} [1,73 (10)^4] - 1,64]^{-2}$$

$$f = 0,027$$

$$N_u = \frac{\left(\frac{0,027}{8}\right) [1,73 (10)^4] (1,00184)}{1,07 + 12,7 \sqrt[3]{0,03/8} ((1,00184)^{2/3} - 1)}$$

$$N_u = 54,93$$

Por lo tanto el coeficiente convectivo en el interior de la tubería hydro3 que transporta vapor hacia la sauna y el turco se evalúa con la ecuación:

$$h_i = \frac{N_u K_f}{\phi_{tubería}}$$

Donde:

h_i = Coeficiente convectivo en el interior de la tubería hydro3 , en $\frac{w}{m^2°C}$

$\phi_{tubería}$ = Diámetro interno de la tubería hydro3, en m

$$h_i = \frac{(54,93)(0,02679) \frac{w}{m^2°C}}{0,0245 \text{ m}}$$

$$h_i = 60,06 \frac{w}{m^2°C}$$

De la misma manera el coeficiente de convección hoque compone la resistencia a la transferencia de calor de la superficie externa de la tubería al aire, es una combinación de dos mecanismos simultáneos, convección natural y radiación. Por lo que deben evaluarse separadamente y posteriormente sumarse.

$$h_o = hc + hrad$$

Donde:

h_o = Coeficiente convectivo de la superficie externa de la tubería al aire , en $\frac{w}{m^2°C}$

hc = Coeficiente convectivo del cerramiento, es de $13,794 \frac{w}{m^2°C}$

hrad = Coeficiente convectivo debido a la radiación solar, $\frac{w}{m^2°C}$

$$h_{rad} = \frac{0,173 \varepsilon \left[\left(\frac{T_{se}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{amb}}{100}\right)^4 \right]}{T_{se} - T_{amb}}$$

Donde:

$$h_{\text{rad}} = \text{Coeficiente de radiación, en } \frac{\text{BTU}}{\text{hft}^2\text{°F}}$$

$$\epsilon = \text{Coeficiente de emisividad para la tubería hydro3} = 0,94$$

$$T_{\text{se}}: \text{Temperatura en la superficie externa de la tubería, en } ^\circ\text{R}$$

$$T_{\text{amb}}: \text{Temperatura ambiente, en } ^\circ\text{R}$$

$$h_{\text{rad}} = \frac{0,173 (0,94) \left[\left(\frac{671,67}{100} \right)^4 - \left(\frac{515,97}{100} \right)^4 \right]}{671,67 - 515,97}$$

$$h_{\text{rad}} = 1,39 \frac{\text{BTU}}{\text{hft}^2\text{°F}}$$

$$h_{\text{rad}} = 7,87 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}}$$

$$h_o = (13,794 + 7,87) \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}}$$

$$h_o = 21,66 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}}$$

Flujo de calor perdido en la tubería que transporta vapor hacia la sauna.

$$Q_{\text{Tubería sauna}} = \frac{2\pi(3)(121,8 - 13,5)}{\frac{1}{(0,01225)(60,06)} + \frac{1}{(0,22097) \ln \left(\frac{0,01685}{0,01225} \right)} + \frac{1}{(0,01685)(21,66)}}$$

$$Q_{\text{Tubería sauna}} = 368,37 \text{ w}$$

El flujo de calor perdido en la tubería que transporta vapor hacia el turco es el mismo, debido a que tiene las mismas dimensiones, ambiente y material, por lo tanto el calor perdido es:

$$Q_{\text{Tubería turco}} = 368,37 \text{ w}$$

Tabla 130. Pérdidas de energía por transferencia de calor tubería generador de vapor

Sitio de Transferencia	Pérdida	
	[w]	%
Tubería Hierro Galva.	685,11	48,18%
Tubería Hydro3 Sauna	368,37	25,91%
Tubería Hydro3 Turco	368,37	25,91%
TOTAL	1421,85	100%

Fuente: Autores

CAPÍTULO III

3. IDENTIFICACIÓN DE LOS POSIBLES SISTEMAS DE MEJORAY DISEÑO DE LOS MISMOS

3.1 Calor necesario para calentar el agua de la piscina

$$P_0 = \frac{V(D)(C_e)(T_{ag} - T_x)}{t} \quad (56)$$

Considerando las siguientes hipótesis de cálculo:

V = volumen de agua de la piscina (225 m³).

D = densidad del agua (1000 kg/m³).

C_e = calor específico del agua (1,16 wh/kg°C).

T_{ag} = temperatura agua piscina (25,93°C).

T_x = temperatura llenado de red (16,3 °C) ----- **Dato medido con Termocupla.**

t = Tiempo de puesta en régimen (85 h) ----- **Dato proporcionado por personal de mantenimiento Piscina “Carril 4”.**

$$P_0 = \frac{225 (1000) (1,16) (25,93 - 16,3)}{85}$$

$$P_0 = 29569,76 \text{ w}$$

$$P_0 = 100896,17 \text{ BTU/h}$$

3.1.1 Potencia teórica del calentador

$$P_t = P_0 + Q_r \quad (57)$$

P_{teórica} = Calor para calentar agua + Calor por pérdidas

$$P_t = 29569,76 + 100896,17$$

$$P_t = 88868,64 \text{ w}$$

$$P_t = 303232,27 \text{ BTU/h}$$

3.2 Comprobación de bombas hidráulicas empleadas para los diferentes sistemas con criterio de optimización de energía

El Sistema se encuentra con Cabeza Estática de Succión.

3.2.1 Bomba uno para sistema hidráulico en la piscina

3.2.1.1 Cálculo de la altura dinámica de succión (hs)

$$h_s = -h_{es} + h_{vs} + H_{rs} \pm h_{pms} \quad (58)$$

a) Cabeza estática de succión (hes)

Medida desde el nivel de la bomba al nivel de la superficie del agua. La bomba 1 es de la tubería de fondo entonces:

$$h_{es} = 0 \text{ m.c.a}$$

b) Cabeza o columna de velocidad

$$h_{vs} = \frac{v^2}{2g} = 1,248 \text{ m/s} \quad (59)$$

$$h_{vs} = 0,0794 \text{ m. c. a}$$

c) Pérdidas totales de energía en la succión (Hrs)

$$H_{rs} = 1,494 \text{ m. c. a}$$

d) Cabeza o columna de presión en la succión.

La piscina se encuentra a presión atmosférica por lo tanto:

$$h_{pms} = 0$$

3.2.1.2 Cálculo de la altura dinámica de descarga

$$h_d = h_{ed} + h_{vd} + H_{rd} \pm h_{pms} \quad (60)$$

a) Cabeza estática de descarga (hed)

Medida desde el nivel de la bomba al nivel de la superficie del agua.

$$hed = 1,16 \text{ m.c.a}$$

b) Cabeza o columna de velocidad.

$$hvd = \frac{v^2}{2g} \quad (61)$$

$$v = 1,248 \text{ m/s}$$

$$hvd = 0,0794 \text{ m.c.a}$$

c) Pérdidas totales de energía en la descarga (Hrd)

$$Hrd = 52,88 \text{ m.c.a}$$

d) Cabeza o columna de presión en la descarga

La piscina se encuentra a presión atmosférica por lo tanto:

$$hpmd = 0$$

3.2.1.3 Cálculo de la Altura Útil Efectiva (H)

$$H = hs + hd \quad (62)$$

$$hs = 1,573 \text{ m.c.a}$$

$$hd = 54,11 \text{ m.c.a}$$

$$H = 1,573 + 54,11$$

$$H = 55,69 \text{ m.c.a}$$

3.2.1.4 Cálculo de la Cabeza Neta de Succión Positiva Disponible (NPSH)_d)

$$\text{NPSH})_d = \frac{P_{atm}}{\gamma} + h_{es} + H_{rs} + \frac{Pv}{\gamma} \quad (63)$$

$$\text{NPSH})_{disponible} \geq \text{NPSH})_{requerido}$$

La presión del lugar se selecciona con 2850 m.s.n.m, dato proporcionado por la Estación Meteorológica ESPOCH.

La Presión de Vapor Pv se selecciona con la temperatura del agua a 25,93 °C

$$P_{atm} = 7,29 \text{ m. c. a}$$

$$\gamma = 9778,14 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$$

$$h_{es} = 0 \text{ m. c. a}$$

$$H_{rs} = 1,494 \text{ m. c. a}$$

$$P_v = 0,3414 \text{ m. c. a}$$

$$\mathbf{NPSH)_d} = 5,45 \text{ m. c. a}$$

$$\mathbf{NPSH)_r} = 2,13 \text{ m. c. a}$$

$$\mathbf{NPSH)_{disponible} \geq NPSH)_{requerido}}$$

$$5,45 \geq 2,13$$

3.2.1.5 Bomba centrífuga Gould. La bomba que se requiere para el tramo más crítico que es el de los Colectores Solares es una de las siguientes características:

Goulds Modelo 3298 – Servicios Químicos

Capacidad hasta 350 GPM.

Altura útil efectiva hasta 279 ft.

Temperaturas hasta 104°C.

Presión hasta 175 psig.

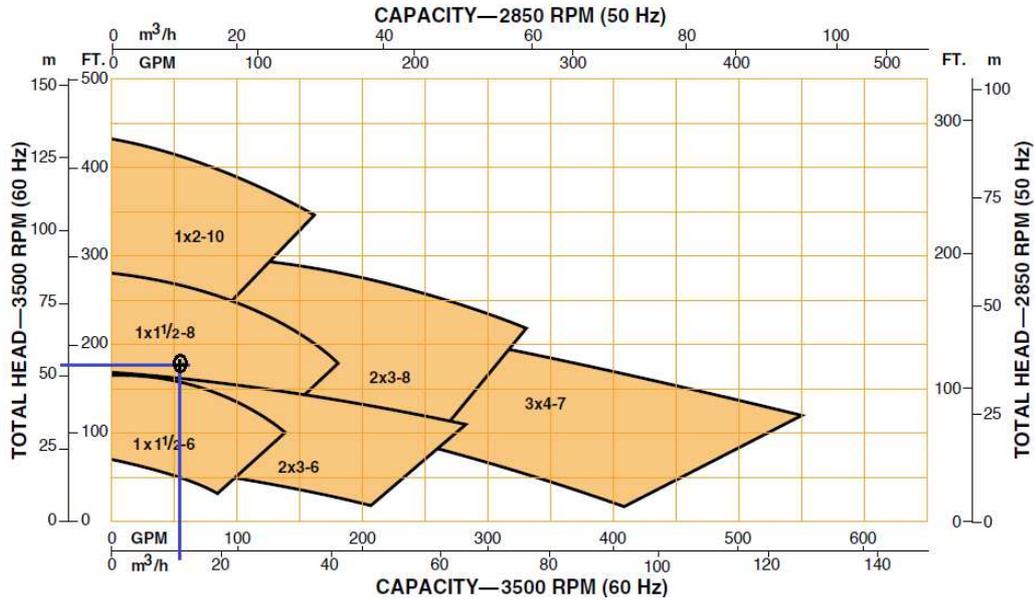
3.2.1.6 Curva característica de la bomba Goulds 3298

$$Q_b = 0,00353 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H = 55,69 \text{ m. c. a}$$

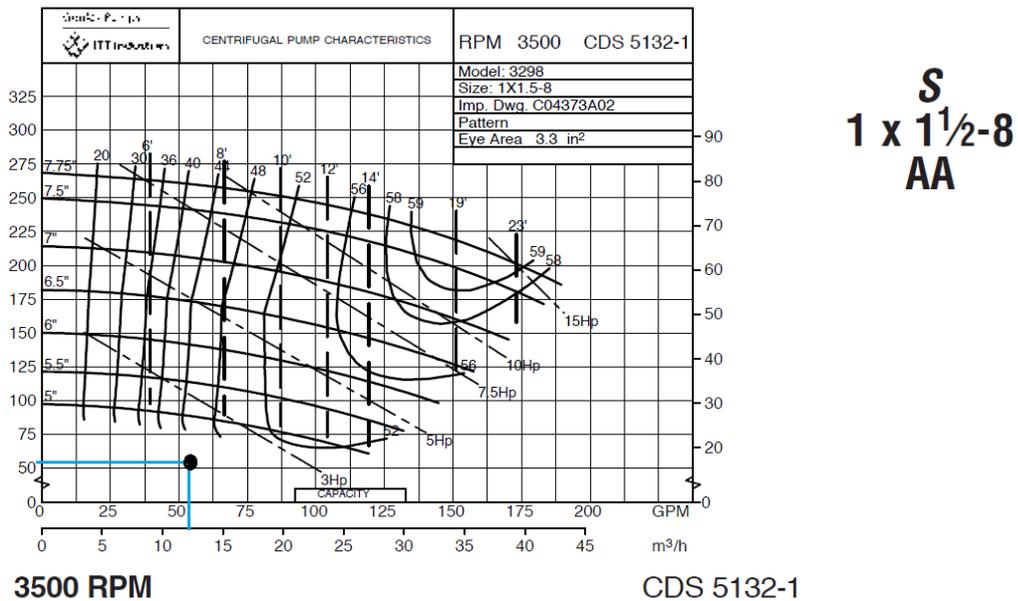
Figura 100. Bomba Gould 3298 – bomba 1

Hydraulic Coverage Model 3298



Fuente: Hydraulic Coverage Model 3298

Figura 101. Bomba Gould 3298 – 1 × 1½ × 5



Fuente: Hydraulic Coverage Model 3298

Eficiencia = 44%

$$\text{NPSH})_{\text{requerido}} = 7 \text{ ft}$$

3.2.1.7 Potencia teórica de la bomba 1

$$P_t = \gamma Q H \quad (64)$$

$$\gamma = 9778,14 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$$

$$Q_b = 0,00353 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H = 55,69 \text{ m. c. a}$$

$$P_t = (9778,14)(0,00353)(55,69)$$

$$P_t = 1922,12 \text{ w}$$

$$P_t = 2,57 \text{ hp} \approx 3 \text{ hp}$$

Potencia real de la bomba 1

$$P_r = \frac{P_t}{n} \quad (65)$$

$$P_t = 3 \text{ hp.}$$

$$n = 44\%$$

$$P_r = \frac{3}{0,44}$$

$$P_r = 6,8 \text{ hp} \approx 7 \text{ hp.}$$

3.2.2 Bomba dos sistema hidráulico en la piscina. El Sistema se encuentra con cabeza estática de succión.

3.2.2.1 Cálculo de la altura dinámica de succión (h_s)

$$h_s = -h_{es} + h_{vs} + H_{rs} \pm h_{pms}$$

Tabla 131. Altura dinámica de succión bomba 2

Cabeza estática de succión (hes).	Cabeza o columna de velocidad.	Pérdidas totales de energía en la succión (Hrs).	Cabeza o columna de presión en la succión.
$h_{es} = 1,71 \text{ m.c.a}$	$h_{vs} = 0,088 \text{ m.c.a}$	$H_{rs} = 2,21 \text{ m.c.a}$	$h_{pms} = 0$

Fuente: Autores

3.2.2.2 Cálculo de la altura dinámica de descarga

$$h_d = h_{ed} + h_{vd} + H_{rd} \pm h_{pms}$$

Tabla 132. Altura dinámica de descarga bomba 2

Cabeza estática de descarga (hed).	Cabeza o columna de velocidad.	Pérdidas totales de energía en la descarga (Hrd).	Cabeza o columna de presión en la descarga.
$h_{ed} = 1,71 \text{ m.c.a}$	$h_{vd} = 0,088 \text{ m.c.a}$	$H_{rd} = 60,37 \text{ m.c.a}$	$h_{pmd} = 0$

Fuente: Autores

3.2.2.3 Cálculo de la altura útil efectiva (H)

$$H = h_s + h_d$$

$$h_s = 0,59 \text{ m.c.a}$$

$$h_d = 62,16 \text{ m.c.a}$$

$$H = 0,59 + 62,16$$

$$H = 62,75 \text{ m.c.a}$$

3.2.2.4 Cálculo de la cabeza neta de succión positiva disponible ($NPSH)_d$)

$$NPSH)_d = \frac{P_{atm}}{\gamma} + h_{es} + H_{rs} + \frac{P_v}{\gamma}$$

$$NPSH)_disponible \geq NPSH)_requerido$$

La presión del lugar se selecciona con 2850 m.s.n.m, proporcionado por la Estación Meteorológica ESPOCH.

La Presión de Vapor Pv se selecciona con la temperatura del agua a 25,93°C.

$$P_{\text{atm}} = 7,29 \text{ m. c. a}$$

$$\gamma = 9778,14 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$$

$$h_{\text{es}} = 0 \text{ m. c. a}$$

$$H_{\text{rs}} = 2,21 \text{ m. c. a}$$

$$P_{\text{v}} = 0,3414 \text{ m. c. a}$$

$$\text{NPSH})_{\text{d}} = 6,45 \text{ m. c. a}$$

$$\text{NPSH})_{\text{r}} = 2,44 \text{ m. c. a}$$

$$\text{NPSH})_{\text{disponible}} \geq \text{NPSH})_{\text{requerido}}$$

$$6,45 \geq 2,44$$

3.2.2.5 Bomba centrífuga Goulds. La bomba que se requiere para el tramo más crítico que es el de los Colectores Solares es una de las siguientes características:

Goulds Modelo 3298 – Servicios Químicos

Capacidad hasta 350 GPM.

Altura útil efectiva hasta 279 ft.

Temperaturas hasta 104°C.

Presión hasta 175 psig.

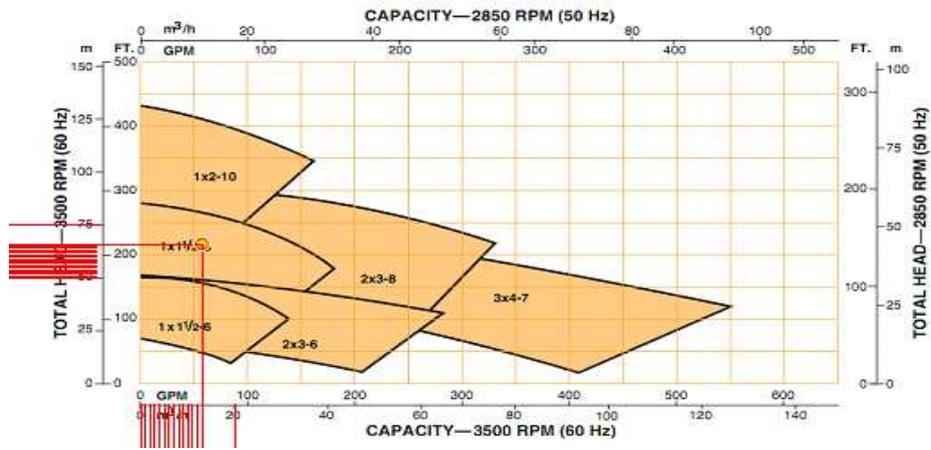
3.2.2.6 Curva característica de la bomba Goulds 3298

$$Q_{\text{b}} = 0,00371 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H = 62,75 \text{ m. c. a}$$

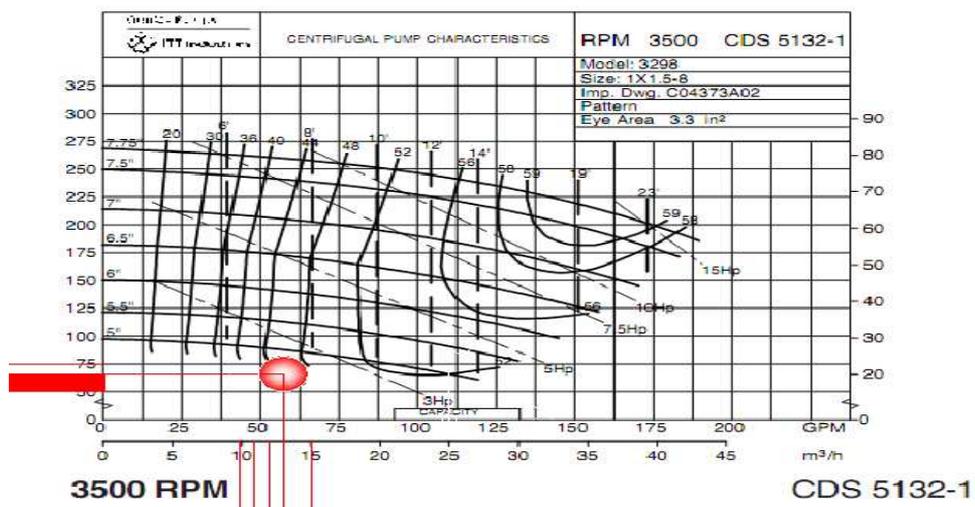
Figura 102. Bomba Goulds 3298 – bomba 2

Hydraulic Coverage Model 3298



Fuente: Hydraulic Coverage Model 3298

Figura 103. Bomba Goulds 3298 – 1 × 1 1/2 × 8



Fuente: Hydraulic Coverage Model 3298

Eficiencia = 44%

NPSH_{requerido} = 8 ft

3.2.2.7 Potencia teórica de la bomba 2

$$P_t = \gamma Q H$$

$$\gamma = 9778,14 \frac{N}{m^3}$$

$$Q_b = 0,00371 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H = 62,75 \text{ m. c. a}$$

$$P_t = (9778,14)(0,00371)(62,75)$$

$$P_t = 2276,39 \text{ w}$$

$$P_t = 3,05 \text{ hp.}$$

Potencia real de la bomba 2

$$Pr = \frac{P_t}{n}$$

$$P_t = 3,05 \text{ hp.}$$

$$n = 44\%$$

$$Pr = \frac{3,05}{0,44}$$

$$Pr = 6,93 \text{ hp} \approx 7 \text{ hp}$$

3.2.3 *Bomba para agua caliente sanitaria - sistema duchas camerino varones y mujeres*

El sistema se encuentra con elevación estática de succión.

3.2.3.1 *Cálculo de la altura dinámica de succión (hs)*

$$h_s = -h_{es} + h_{vs} + H_{rs} \pm h_{pms}$$

Tabla 133. Altura dinámica de succión – duchas

Cabeza estática de succión (hes).	Cabeza o columna de velocidad.	Pérdidas totales de energía en la succión (Hrs).	Cabeza o columna de presión en la succión.
$hes = 0,68 \text{ m.c.a}$	$hvs = 0,0011 \text{ m.c.a}$	$Hrs = 0,033 \text{ m.c.a}$	$hpms = 0$

Fuente: Autores

3.2.3.2 Cálculo de la altura dinámica de descarga sistema duchas

$$hd = hed + hvd + Hrd \pm hpms$$

Tabla 134. Altura dinámica de descarga – duchas

Cabeza estática de descarga (hed).	Cabeza o columna de velocidad.	Pérdidas totales de energía en la descarga (Hrd).	Cabeza o columna de presión en la descarga.
$hed = 2,15 \text{ m.c.a}$	$hvd = 0,014 \text{ m.c.a}$	$Hrd = 14,65 \text{ m.c.a}$	$hpmd = 0$

Fuente: Autores

3.2.3.3 Cálculo de la altura útil efectiva (H)

$$H = hs + hd$$

$$hs = 0,71 \text{ m.c.a}$$

$$hd = 16,81 \text{ m.c.a}$$

$$H = 0,71 + 16,81$$

$$H = 17,53 \text{ m.c.a}$$

3.2.3.4 Cálculo de la cabeza neta de succión positiva disponible (NPSH)_d

$$(NPSH)_d = \frac{P_{atm}}{\gamma} - hes - Hrs - \frac{Pv}{\gamma}$$

$$\text{NPSH})_{\text{disponible}} \geq \text{NPSH})_{\text{requerido}}$$

La presión del lugar se selecciona con 2850 m.s.n.m.

La Presión de Vapor Pv se selecciona con la temperatura del agua a 16,3 °C

$$P_{\text{atm}} = 7,29 \text{ m. c. a}$$

$$\gamma = 9804,8 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$$

$$h_{\text{es}} = 0,68 \text{ m. c. a}$$

$$H_{\text{rs}} = 0,033 \text{ m. c. a}$$

$$P_{\text{v}} = 0,189 \text{ m. c. a}$$

$$\text{NPSH})_{\text{d}} = 21,92 \text{ m. c. a}$$

$$\text{NPSH})_{\text{r}} = 1,2 \text{ m. c. a}$$

$$\text{NPSH})_{\text{disponible}} \geq \text{NPSH})_{\text{requerido}}$$

$$21,92 \geq 1,2$$

3.2.3.5 Bomba centrífuga Pedrollo. La bomba que se requiere para la caldera de vapor es una de las siguientes características:

Pedrollo Modelo 2CP – Centrífuga

Capacidad hasta 400 l/min.

Altura útil efectiva hasta 112 m.

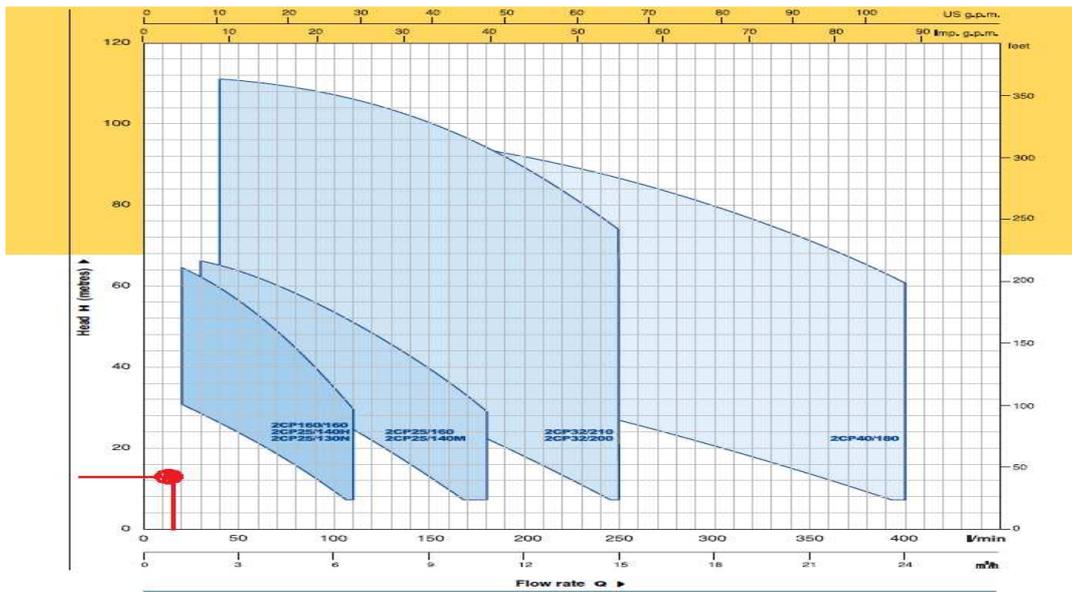
Temperaturas hasta 90°C.

3.2.3.6 Curva característica de la bomba Pedrollo 2CP

$$Q_{\text{b}} = 2,97 (10)^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

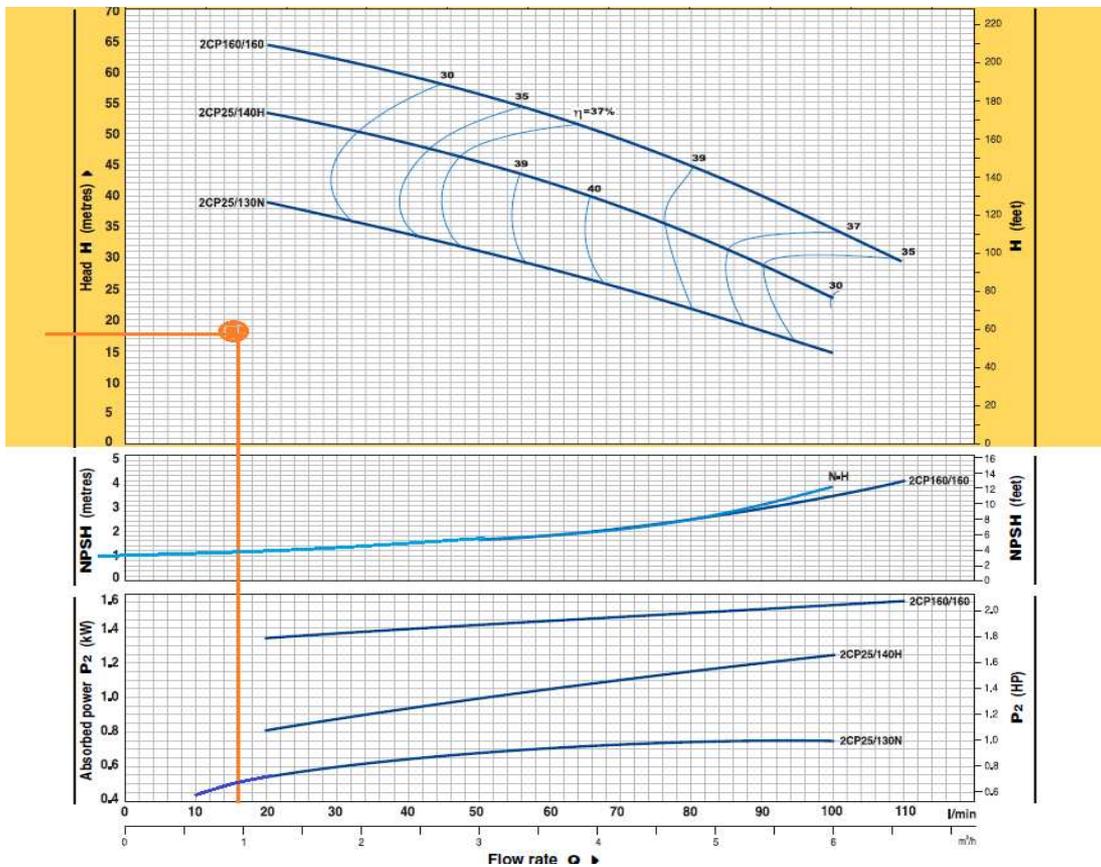
$$H = 17,53 \text{ m. c. a}$$

Figura 104 . Bomba Pedrollo 2CP – duchas



Fuente: Hydraulic Coverage Model 2CP

Figura 105. Bomba Pedrollo 2CP 25/130N – duchas



Fuente: Hydraulic Coverage Model 2CP

Eficiencia = 30%

NPSH)_{requerido} = 1,2 m. c. a

3.2.3.7 Potencia teórica de la bomba

$$P_t = \gamma Q H$$

$$\gamma = 9804,8 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$$

$$Q_b = 2,97 (10)^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H = 17,53 \text{ m. c. a}$$

$$P_t = (9804,8)[2,97 (10)^{-4}](17,53)$$

$$P_t = 51,05 \text{ w}$$

$$P_t = 0,07 \text{ hp}$$

Potencia real de la bomba

$$P_r = \frac{P_t}{n}$$

$$P_t = 0,07 \text{ hp.}$$

$$n = 30\%$$

$$P_r = \frac{0,07}{0,30}$$

$$P_r = 0,228 \text{ hp} \approx 0,23 \text{ hp}$$

$$P_r = \frac{1}{4} \text{ hp}$$

3.2.4 Bomba para suministrar agua al generador de vapor

El sistema se encuentra con cabeza estática de succión.

3.2.4.1 Cálculo de la altura dinámica de succión (hs)

$$hs = -hes + hvs + Hrs \pm hpms$$

Tabla 135. Altura dinámica de succión – generador de vapor

Cabeza estática de succión (hes).	Cabeza o columna de velocidad.	Pérdidas totales de energía en la succión (Hrs).	Cabeza o columna de presión en la succión.
hes = 1,71 m.c.a	hvs = 0,088 m. c. a	Hrs = 2,21 m. c. a	hpms = 0

Fuente: Autores

3.2.4.2 Cálculo de la altura dinámica de descarga

$$hd = hed + hvd + Hrd \pm hpms$$

Tabla 136. Altura dinámica de descarga – generador de vapor

Cabeza estática de descarga (hed).	Cabeza o columna de velocidad.	Pérdidas totales de energía en la succión (Hrd).	Cabeza o columna de presión en la descarga.
hed = 1,2 m.c.a	hvd = 4,13 (10) ⁻⁶ m. c. a	Hrd = 0,00038 m. c. a	hpmd = 0

Fuente: Autores

3.2.4.3 Cálculo de la altura útil efectiva (H), bomba para generador de vapor

$$H = hs + hd$$

$$hs = 1,19 \text{ m. c. a}$$

$$hd = 28,15 \text{ m. c. a}$$

$$H = 1,20 + 28,15$$

H = 29,35 m. c. a

3.2.4.4 Cálculo de la cabeza neta de succión positiva disponible (NPSH)_d)

$$\text{NPSH})_d = \pm \frac{P_i}{\gamma} + \text{hes} - \text{Hrs} - \frac{P_v}{\gamma}$$

$$\text{NPSH})_{\text{disponible}} \geq \text{NPSH})_{\text{requerido}}$$

La presión del lugar se selecciona con 2850 m.s.n.m.

La Presión de Vapor P_v se selecciona con la temperatura del agua a 16,3 °C .

P_{atm} = 7,29 m. c. a

P_i = 21,47 m. c. a

$$\gamma = 9804,8 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$$

hes = 1,2 m. c. a

Hrs = 1,494 m. c. a

P_v = 0,189 m. c. a

NPSH)_d = 22,48 m. c. a

NPSH)_r = 1,3 m. c. a

$$\text{NPSH})_{\text{disponible}} \geq \text{NPSH})_{\text{requerido}}$$

$$22,48 \geq 1,3$$

3.2.4.5 Bombacentrífuga Pedrollo. La bomba que se requiere para la caldera de vapor es una de las siguientes características:

Pedrollo Modelo 2CP – Centrífuga

Capacidad hasta 400 l/min.

Altura útil efectiva hasta 112 metros.

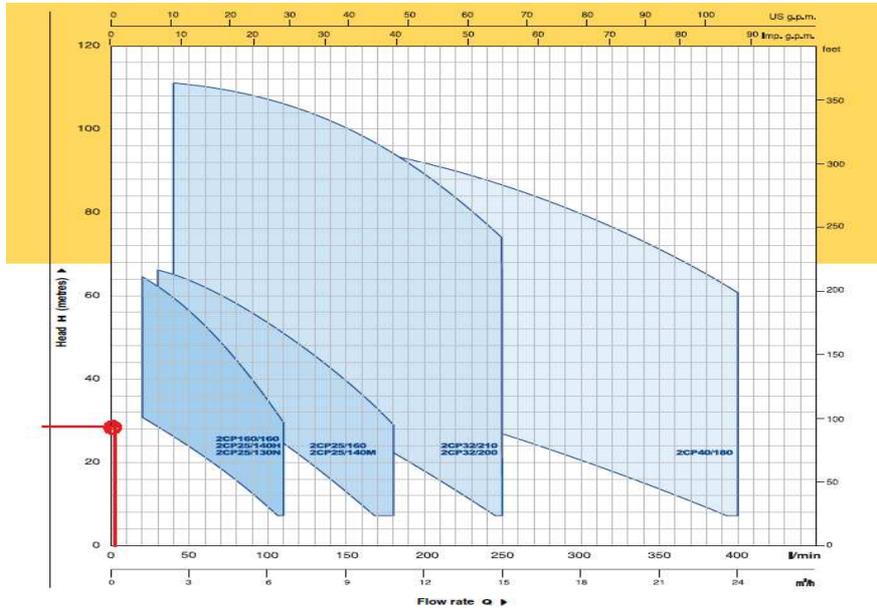
Temperaturas hasta 90°C.

3.2.4.6 Curva característica de la bomba Pedrollo 2CP

$$Q_b = 7,54 (10)^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$$

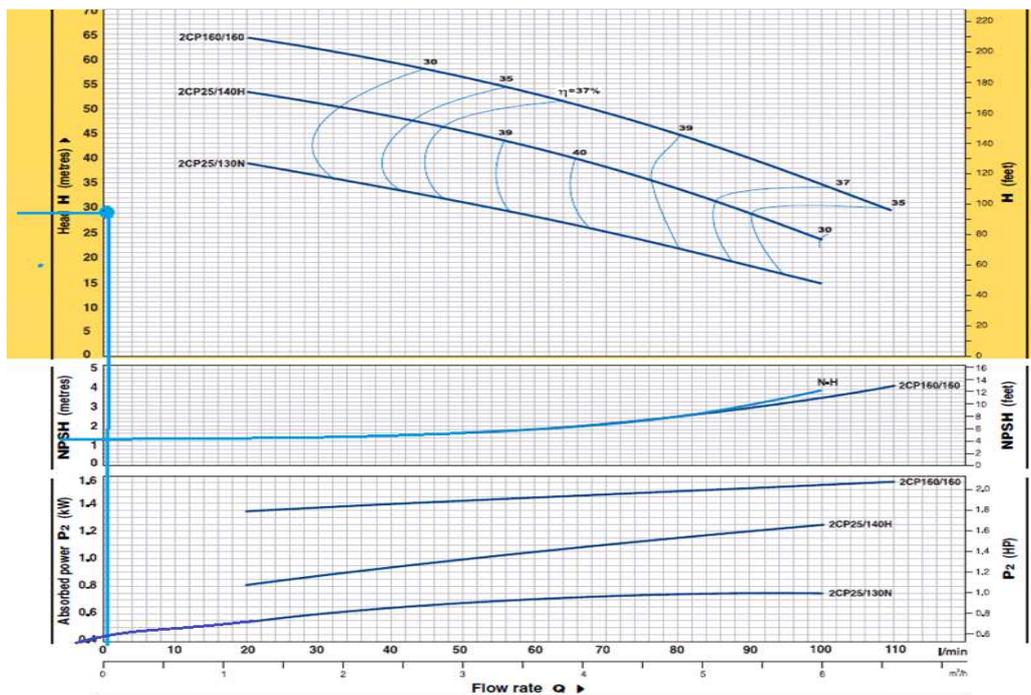
$$H = 29,35 \text{ m.c.a}$$

Figura 106. Bomba Pedrollo 2CP



Fuente: Hydraulic Coverage Model 2CP

Figura 107. Bomba Pedrollo 2CP 25/130N



Fuente: Hydraulic Coverage Model 2CP

Eficiencia = 30%

NPSH)_{requerido} = 1,3 m. c. a

3.2.4.7 Potencia teórica de la bomba para sistema duchas

$$P_t = \gamma Q H$$

$$\gamma = 9804,8 \frac{N}{m^3}$$

$$Q_b = 7,54 (10)^{-6} m^3/s$$

$$H = 29,35 \text{ m. c. a}$$

$$P_t = (9804,8)(7,54 \times 10^{-6})(29,35)$$

$$P_t = 2,17 \text{ w}$$

$$P_t = 0,003 \text{ hp}$$

Potencia real de la bomba para duchas

$$Pr = \frac{P_t}{n}$$

$$P_t = 0,003 \text{ hp.}$$

$$n = 30\%$$

$$Pr = \frac{0,003}{0,30}$$

$$Pr = 0,0097 \text{ hp} \approx \frac{1}{4} \text{ hp}$$

3.3 Análisis de las alternativas de propuestas

3.3.1 Piscina

3.3.1.1 Calentador de agua. La potencia teórica del calentador calculada en el **Capítulo II**, es de 88868,64 w.

La eficiencia de los calentadores de agua según fabricantes es del 84%. [14]

Ahora la potencia real que necesito para satisfacer las necesidades de la piscina del complejo es de:

$$P_r = \frac{P_t}{\eta}$$

$$P_r = \frac{88868,64 \text{ w}}{0,84}$$

$$P_r = 105796 \text{ w}$$

$$P_r = 105,79 \text{ kw}$$

$$P_r = 360\,990,76 \text{ BTU/h}$$

Se debe cumplir con la analogía:

$$P_{\text{real}} \leq P_{\text{equipo del fabricante}}$$

$$360\,990,76 \text{ BTU/h} \leq 400\,000 \text{ BTU/h}$$

El calentador Pentair Pool que se encuentra instalado en el complejo es de 400000 BTU/h por lo que se encuentra bien seleccionado y cumple con las expectativas y requerimientos destinados.

El calor necesario para calentar el agua por Normas, Recomendación Fabricantes, y experiencia piscina ESPOCH.

La Piscina "Carril 4" es de hormigón entonces hay que tomar en cuenta los siguientes parámetros:

Piscinas de Hormigón Normales: 1°C por cada 2 h

Piscinas de Hormigón Grandes o Pesadas: : 1°C por cada 4 h

Como la Piscina "Carril 4" entraría en el rango de Hormigón Normal el tiempo de puesta en régimen sería el siguiente:

$$\frac{1^\circ\text{C}}{(25.93^\circ\text{C} - 16.3^\circ\text{C})} = \frac{2 \text{ horas}}{t}$$

t= tiempo de puesta en régimen es 19,26 horas.

$$P_{0\text{-rec}} = \frac{V(D)(C_e)(T_{\text{ag}} - T_x)}{t}$$

$$P_{0\text{-rec}} = \frac{225 \text{ m}^3 \left(1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) (1,16 \text{ w h/kg } ^\circ\text{C}) (25,93^\circ\text{C} - 1,3^\circ\text{C})}{19,26 \text{ h}}$$

$$P_{0\text{-rec}} = 130\,500 \text{ w}$$

La Potencia Teórica:

$$P_{t\text{-rec}} = P_{0\text{-rec}} + Q_r$$

$$P_{t\text{-rec}} = 130\,500 + 59\,298,88$$

$$P_{t\text{-rec}} = 189\,798,88 \text{ w}$$

La Potencia Real:

$$P_r = \frac{P_t}{\eta}$$

$$P_r = \frac{189\,798,88 \text{ w}}{0,84}$$

$$P_r = 225\,951,04 \text{ w}$$

$$P_r = 225,95 \text{ kw}$$

$$P_r = 770976,60 \text{ BTU/h}$$

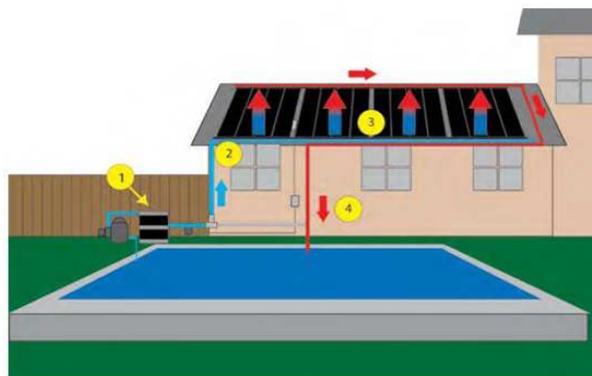
Si la piscina quiero tenerla lista en un tiempo de 19,26 horas como recomiendan las normas y fabricantes de piscinas, necesitaría un calentador de 771 kBTU/h , pero sus costo y tamaño se duplicaría.

3.3.1.2 Paneles Solares. Los paneles para piscina son captadores de polietileno, ideal para el calentamiento de piscinas, de fácil instalación y buen rendimiento, la relación rendimiento/inversión es, sin duda, la más adecuada para la climatización de piscinas. Este diseño patentado permite a los paneles soportar temperaturas bajo cero mejor que los colectores con tubos de flujo redondos que no se puede ampliar o cambiar de forma.

a) Funcionamiento

1. Bomba de la piscina mueve el agua a los colectores solares.
2. El agua fría entra en el colector solar por la parte inferior.

Figura 108. Funcionamiento paneles piscina



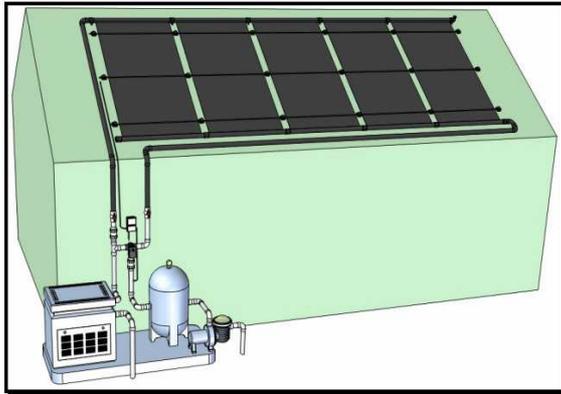
Fuente: Autores

3. El agua se calienta a medida que fluye hacia arriba a través de los tubos del colector al tubo colector superior.
4. El agua caliente se devuelve a su piscina.
5. Este proceso continúa hasta que la temperatura deseada del agua.

b) Instalación

Se pueden poner en la cubierta o techo de la piscina, aunque funcionan bien si se los instala al nivel o en el piso. Paneles debe ser montada en un ángulo mínimo de 15° para un drenaje adecuado.

Figura 109. Esquema de instalación colectores solares en techo 1



Fuente:TECHNO SOLIS. Colectores

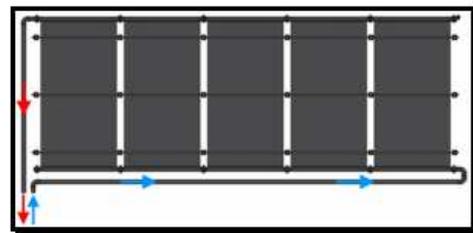
Figura 110. Esquema de instalación colectores solares en techo 2



Fuente: SALVADOR .S.Colectores

No utilice más de 12 paneles en una fila. Alimentar el agua en la parte inferior y el retorno en la esquina superior opuesta. La tubería de retorno a la piscina debe ser la más corta posible para reducir las pérdidas de calor.

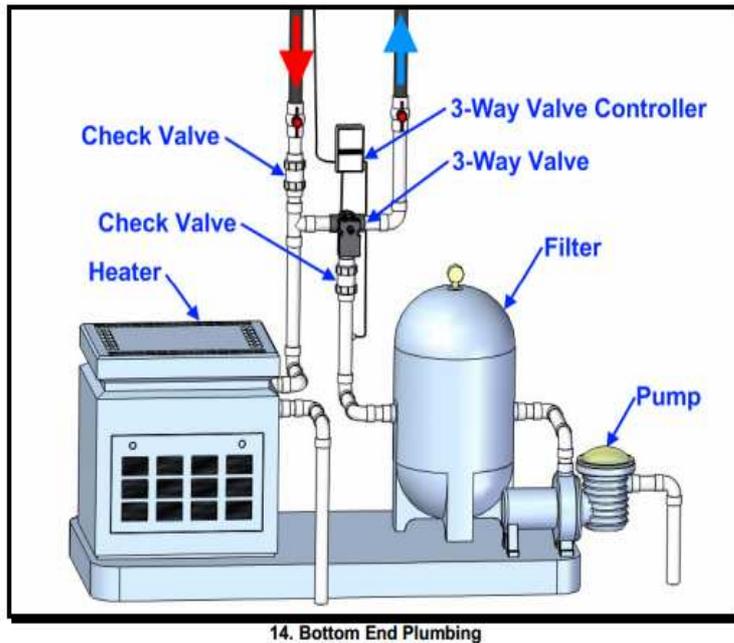
Figura 111. Entrada y salida de agua del colector



Fuente: SALVADOR.S. Colectores

Utilizar diámetro de 2 pulgadas, cédula 40, tubos de plástico PVC, los paneles deben drenar por gravedad a la piscina. Los cálculos de tamaño para determinar el número de paneles a instalar deben ser compatibles con la velocidad de flujo de la bomba de la piscina, para funcionar a la máxima eficiencia. El ideal de flujo de agua por el panel es de 3 a 5 galones por minuto.

Figura 112. Válvulas y accesorios paneles solares



Fuente: TECHNO SOLIS .Colectores

Después el sistema se llena con agua, verificar todas las accesorios, acoplamientos de las mangueras y los paneles que no haya fugas. Ajustar el reloj de tiempo para operar durante el día solar, por lo general 9am a 5pm.

Cálculo del número de paneles solares necesarios para satisfacer los requerimientos de la piscina. Para el cálculo de paneles necesarios para el calentamiento de la piscina, se recurre a dos fabricantes que disponen de los mismos.

Paneles TECHNO-SOLIS (USA)

Los paneles están disponibles en 4'x8', 4'x10', y 4'x12'.

Figura 113. Panel Techno - Solis



Fuente: TECHNO SOLIS (USA)

Del catálogo se escoge un panel de 4'x12' y para saber cuántos paneles de estas dimensiones se necesita para la piscina.

Figura 114. Hoja electrónica Techno - Solis

Sizing Calculator

Solar Panel Sizing Calculator

Step 1: Pool Size: 23.62' x 82.02' Measured in feet, (width x length).

Step 2: Shading Factor: Open Pool Type of pool.

Step 3: Roof Faces: West-South-West What direction does your roof face?

Step 4: Panel Size: 4' x 12' Select your preferred panel size.

Step 5: Established Desired Swimming Season See chart below.

Florida Residents - Using the chart to the right, find your location, then choose the corresponding factor number. If you are located between two or more numbers, use the average. When in doubt, use the larger

Region of Florida	9-10 Month	11-12 Month
North	0.64	0.80
Central	0.56	0.68
South	0.48	0.56

Outside of Florida - Using the map below, find your location, then choose the corresponding factor number. If you are located between two or more numbers, use the average. When in doubt, use the larger number. (To see the potential swimming season for your area, scroll to the bottom of the page).



Enter the swimming season factor number including the decimal point: 0.65

Calculate

Number of panels needed: 30

Fuente: TECHNO SOLIS (USA)

Con la ayuda de una hoja electrónica del fabricante Techno-Solis se determina que se necesita un número de 30 paneles.

Nota: Para el cálculo de paneles, en la hoja electrónica el fabricante recurre a un factor de corrección según la zona climática, aproximándose a nuestro país al estado de Colorado (USA) ya que tiene una altitud y características climáticas similares a la ciudad de Riobamba con factor de 0,65.

Paneles SALVADOR ESCODA (España)

Paneles con dimensiones 2000 - 1110 - 15 mm.

$$\text{PanelesSolares}_{\text{SalvadorEscoda}} = \frac{\text{piscina m}^2(\text{factor 1})(\text{factor 2})(\text{factor 3})}{2} \quad (66)$$

Donde:

Factor 1³⁰= Zona climática.

Factor 2³¹= Protección contra el viento.

Factor 3= Protección piscina, (como la piscina no tiene ningún tipo de protección el factor es 1).

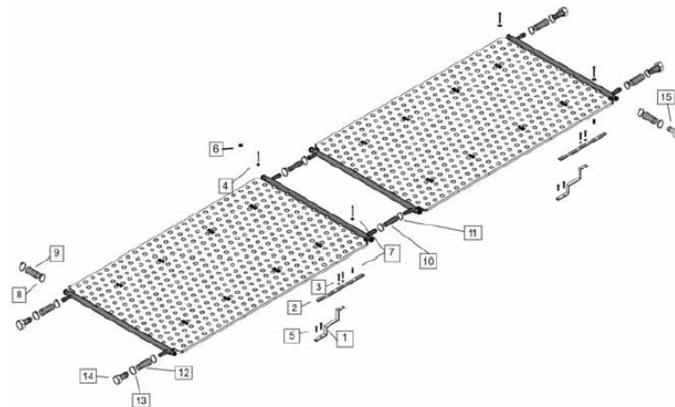
³⁰ Factor de Zonas Climáticas, refiérase al ANEXO (AA).

³¹ Factor de Protección contra el viento, refiérase al anexo (AB).

$$\text{PanelesSolares} = \frac{(180)(0,5)(1,2)(1)}{2}$$

$$\text{PanelesSolares} = 54$$

Figura 115. Detalle de Instalación SALVADOR ESCODA³²



Fuente: SCODA.S. España

3.3.1.3 Bomba de Calor. Una bomba de calor es una máquina térmica que permite transferir energía en forma de calor de un foco a otro, y según se requiera. El calor transferido por la bomba de calor es distribuido por una red de conductos de aire y rejillas o difusores (lo más usual), o mediante tubos con agua caliente a través de los cuales se hace pasar aire. Los $\frac{3}{4}$ de la energía utilizada en las bombas de calor provienen del medio ambiente mientras que solo $\frac{1}{4}$ corresponde a energía eléctrica, esto representa un 75% de ahorro energético. En pocas palabras, esto quiere decir que, en promedio, por cada 1 kw consumido por estos sistemas, se obtiene kw de energía disponible: esto representa 3 kw de energía gratuita.

³² Detalle de Instalación Paneles ESCOPOOL, refiérase al ANEXO (AC).

Figura 116. Ciclo de bomba de calor

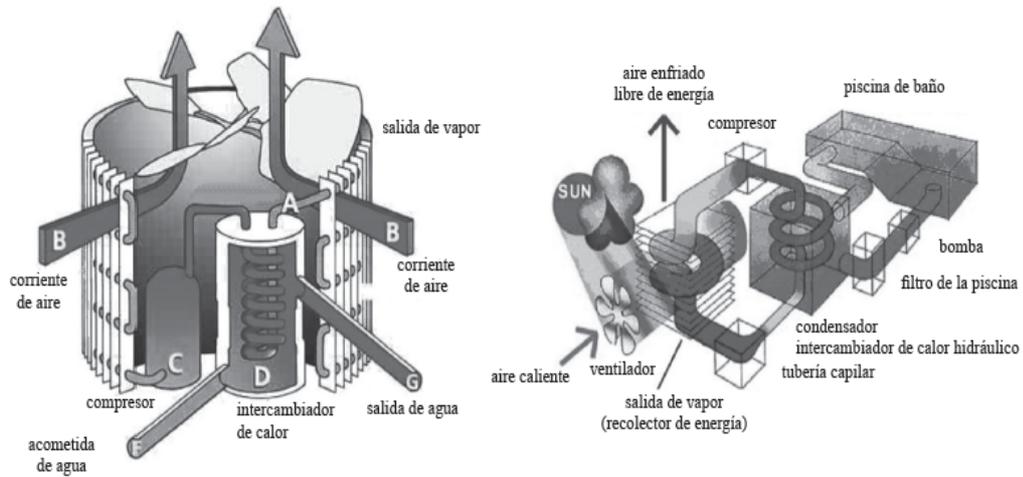


Fuente: SCODA.S.Energías limpias (España)

Funcionamiento.

- La bomba de calor aprovecha el calor solar gratis, de forma que recoge y absorbe la energía del aire circundante.
- Este equipo está compuesto por un ventilador que arrastra al aire externo y le obliga a fluir bajo el nivel del VAPORIZADOR (recolector de energía). El refrigerante líquido de la tubería del VAPORIZADOR absorbe el calor del aire exterior y a partir del refrigerante se transforma en gas.
- El gas caliente del conducto fluye a través del COMPRESOR, que concentra el calor y hace subir la temperatura para formar un gas muy caliente, que a continuación llega al CONDENSADOR (intercambiador de calor hidráulico). Este es el sitio en que se produce el intercambio de calor, cuando el gas a altas temperaturas transfiere calor al agua más fría de la piscina, que circula por el serpentín.
- El agua de la piscina se calienta y el gas caliente, en el transcurso de su fluir por la tubería del CONDENSADOR, se enfría: vuelve a su estado líquido y, tras atravesar la TUBERÍA CAPILAR, el proceso vuelve a empezar de nuevo.

Figura 117. Esquema y partes de bomba de calor

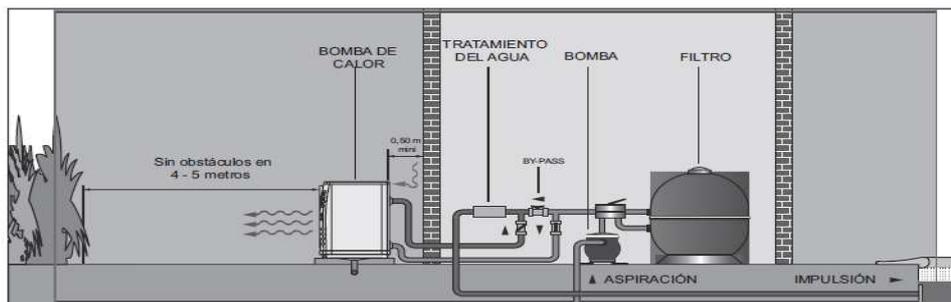


Fuente: SCODA.S.Energías limpias (España)

Instalación

- Proceda a la instalación de la bomba de calor en un sitio amplio y bien ventilado.
- Su ubicación debe garantizar una captación de aire fluida (el emplazamiento de la boca de aire se describe claramente en el esquema de la página siguiente).
- Sitúe la bomba de calor en las proximidades de un canal o boca de ventilación para facilitar la descarga del agua.

Figura 118. Esquema de instalación – bomba de calor

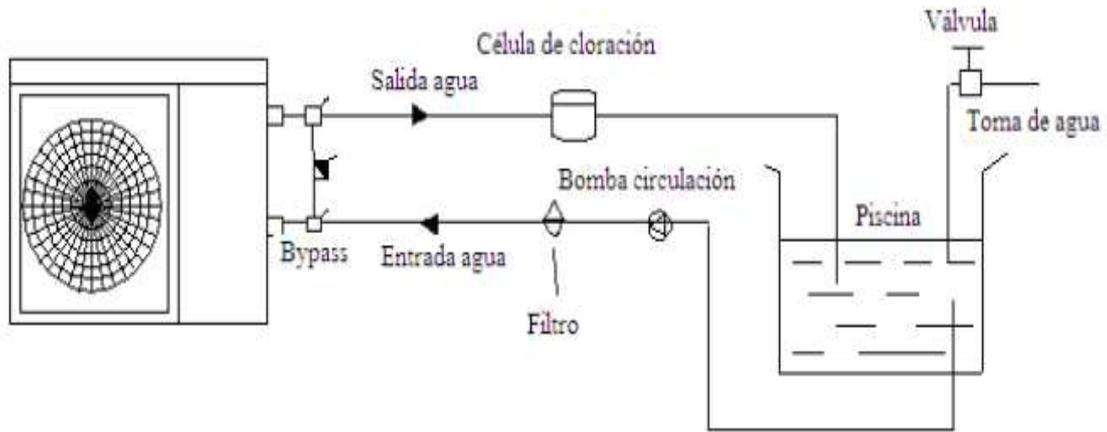


Fuente: SCODA.S.Energías limpias (España)

- La base o soporte de la instalación debe contar con la suficiente firmeza para garantizar el funcionamiento fluido del equipo.
- Asegúrese de que el equipo, tras la instalación, quede en posición vertical sin ninguna inclinación.

- No emplace el equipo en un lugar en que haya suciedad, gases corrosivos o en el que puedan acumularse suciedad o hojas caídas.
- El punto de emplazamiento no puede estar cerca de un entorno inflamable o explosivo, con riesgo de incendio.

Figura 119. Puesta en marcha de equipo – bomba de calor



Fuente: SCODA.S.Energías limpias (España)

Dimensionamiento del equipo. Para el calentamiento de la piscina se necesita una bomba de calor con la siguiente potencia:

$$P_{\text{teórica}} = \text{Calor para calentar agua} + \text{Calor por pérdidas}$$

$$P_t = P_0 + Q_r$$

$$P_t = 29\,569,76 + 100\,896,17$$

$$P_t = 88\,868,64 \text{ w}$$

$$P_t = 88,87 \text{ kw}$$

Se propone como alternativa una bomba de calor de 90 kw del catálogo de SALVADOR ESCODA³³.

³³Catálogo SALVADOR ESCODA – Bomba de calor OPTIPAC – ANEXO (AD).

3.3.1.4 Filtro de arena. Con un análisis Físico – Químico ³⁴ realizado en el agua de la piscina se pudo determinar que un problema que aquejaba a su normal y óptimo funcionamiento era la filtración.

Determinación del volumen del filtro. Para el volumen del filtro en este caso de tipo de arena se procede a tomar las dimensiones del vaso de la piscina en todas sus dimensiones:

$$V = (a)(b)(h)$$

Donde:

a: longitud de la piscina, en m

b: ancho de la piscina, en m

h: profundidad de la piscina, en m

Tiempo de filtración. Para el tiempo de filtración se tomará del “Manual de Piscinas y Normativas - Cuesa Sport, s.l .Empresa de construcción y mantenimiento de instalaciones deportivas”; en el cual se manifiesta que un ciclo de renovación para piscinas públicas no sea más de 8 horas.

Razón de filtración deseada. En nuestro caso como se trata de un filtro de arena según “la NTP 689 para piscinas de uso público .Riesgo y prevención. Se clasifican según la velocidad de filtración en:

- Lentos (8-20 m³/h/m²).
- Medios (20-40 m³/h/m²).
- Rápidos (40 m³/h/m²).

3.3.1.5 Manta térmica. Para la selección de la manta de la piscina se debe conocer el área de la misma que es:

$$A_{\text{piscina}} = 180 \text{ m}^2$$

Con esta área se propone una manta térmica de burbujas de polietileno:

³⁴ Facultad de Ciencias – ESPOCH, “Análisis Físico – Químico del agua de la piscina”, refiérase al ANEXO (AE).

Figura 120. Manta térmica de burbujas de polietileno para cubrir la piscina



Fuente: INGERCLIMA, climatización de piscinas

Es la más popular y económica de todas. Consiste en una superficie plástica con burbujas de aire (como el plástico de embalar) con un enrollador manual. Su montaje es sumamente sencillo y para ponerlo, tan solo hay que tirar del extremo de la manta e ir desenrollándolo sobre la lámina de agua de la piscina. Para recogerlo utilizamos una manivela que se encuentra en el enrollador.

Ventajas de la manta térmica

- Ayuda a conservar y eleva la temperatura del agua.
- Evita la evaporación, ahorrando grandes cantidades de agua y reduce el uso del deshumidificador.
- Económica.
- Reduce la suciedad en la piscina reduciendo el aditivo de productos químicos.

Tipo de cubierta y orillo cosido. El tipo de manta térmica que desee y si desea orillo cosido, esto se aconseja como mínimo en el lado donde va instalado el enrollador y al lado contrario, es decir, desde donde tiramos para instalar la cubierta térmica.

Tabla 137. Tipos de mantas para piscinas marca Ingerclima

Tipo	Grosor	PVP €/m2	Orillo cosido Lateral €/m lineal
Espuma	500 gr/m2	20,57	6.9 (solo en tramos rectos)
Solar reforzada	520 gr/m2 reforzada	9.1	3.75
Solar sin reforzar	520 gr/m2 sin reforzar	8	3.75
Solar basica	380 gr	6.37	3.75

Fuente: INGERCLIMA, climatización de piscinas

Para nuestro caso escogemos una Manta Solar Básica por ser la más económica; por lo tanto el precio de la manta con el orillo cosido se detalla en la tabla.

Tabla 138. Costo de la manta térmica en EUROS

Área Piscina	Perímetro Piscina	Manta térmica	
		Solar Básica	Orillo cosido
[m ²]	[m]	EUROS	EUROS
180	64,40	1146,60	241,50
PRECIO TOTAL MANTA TÉRMICA		1388,10	

Fuente: INGERCLIMA, climatización de piscinas

Por lo tanto la manta térmica para la piscina del complejo deportivo “Carril 4” tiene un costo de 1388,10 EUROS (\$ 1735,13).

3.3.1.6 Enrollador para la piscina. El complemento ideal para todas las mantas de burbujas es su enrollador manual.

Con él, podemos extender y recoger la manta térmica muy fácilmente y en tan solo unos segundos.

Características del enrollador

- Enrollador para cubiertas solares y térmicas.
- Soportes de acero inoxidable. Altura 500mm
- Eje telescópico de aluminio anodizado.
- Manivela de arrastre y freno de seguridad en ambos lados.
- Tiras de fijación a la cubierta incluidas.
- Ruedas, para facilitar el movimiento.

Figura 121. Enrolladora manta térmica piscina



Fuente: INGERCLIMA, climatización de piscinas

La elección del enrollador va en función de la medida de la piscina, la tabla indica los diferentes modelos y precios de los enrolladores para mantas térmicas para piscinas:

Tabla 139. Modelos y precios de enrolladores para mantas térmicas

Modelo	Aconsejado	Medidas	Diametro del eje	Ruedas	PVP €
Basic	Hasta piscinas de 7,5x3,5m	4 - 5,5m	75mm	Si	195
Plus	Hasta piscinas de 10x5m	4 - 4,5m	100mm	Si	350
Plus +	Piscinas de medidas superiores	5,5-7,25 m	100mm	Si	395

Fuente: INGERCLIMA, climatización de piscinas

En nuestro caso se selecciona una enrolladora marca Plus+ debido a que satisface las necesidades para nuestro sistema; cuyo precio es de 395 EUROS (\$ 493,75).

3.3.2 Sauna. Para satisfacer las necesidades de la sauna necesito un equipo calefactor de 21,23 kw.

Para ello se puede escoger del mercado un radiador para aprovechar el vapor de la caldera o y sea un calefactor eléctrico.

3.3.2.1 Radiador. Se encuentra en el mercado un radiador de aluminio marca XIAN³⁵ modelo 800N.

Figura 122. Radiador Xian



Fuente: SCODA.S.Energías limpias (España)

³⁵Catálogo Salvador Escoda – Radiadores, refiérase al ANEXO (AF).

Número de tubos necesarios para puesta a régimen

1 Tubo → 204,3 w

Tubos → 21230 w

$$\text{N}^{\circ} \text{ Tubos} = \frac{21\ 230 \text{ w}}{204,3 \text{ w}}$$

$$\text{N}^{\circ} \text{ Tubos} = 104$$

La sauna necesita un radiador de aluminio con 104 tubos.

3.3.2.2 Calefactor eléctrico. Se seleccionó un calefactor de 25 kw marca Asturgó³⁶, para un volumen máximo del cuarto de 42 m³ que cubre los requerimientos.

Figura 123. Calefactor eléctrico Asturgó



Fuente: INGERCLIMA, climatización de piscinas

Nota: Si es un calefactor eléctrico el vapor de la caldera ya no se utilizará.

³⁶ Catálogo Asturgó – Calefactores Eléctricos, refiérase al ANEXO (AG).

3.3.3 Turco

3.3.3.1 Potencia del quemador. Toda caldera estará equipada con un quemador dimensionado para suplir el poder calorífico que se requiere para generar vapor o agua caliente y en algunos casos calentar fluido térmico, dependiendo de la capacidad B.H.P. (Boiler Horse Power); BTU/h; kw o kcal.

Por regla podemos estimar el consumo de calor que requiere una caldera, multiplicando 33 475 BTU/h por cada B.H.P.

a) Cantidad de combustible que consume la caldera

Dependiendo del combustible utilizado podemos estimar el consumo nominal de cada caldera, a continuación se presenta la cantidad de energía que está presente en los combustibles más utilizados en calderas por galón:

- 1 galón de Fuel Oil No.6 contiene 150000 BTU/gl
- 1 galón de Diesel No.2 contiene 140000 BTU/gl
- 1 galón de Kerosene contiene 137000 BTU/gl [15]

b) Cantidad de combustible que consume la caldera nominalmente

$$C_o = \frac{P_{ca}}{\text{Diesel No. 2}} \quad (67)$$

Donde:

C_o = cantidad de combustible nominal consumido por la caldera; en $\frac{\text{gl}}{\text{h}}$

P_{ca} = Potencia de la caldera, en $\frac{\text{BTU}}{\text{h}}$

Diesel No. 2 = Consumo nominal de combustible, en $\frac{\text{BTU}}{\text{gl}}$

$$C_o = \frac{117508,10 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}}{140\,000 \frac{\text{BTU}}{\text{gl}}}$$

$$C_o = 0,84 \frac{\text{gl}}{\text{h}}$$

c) Cantidad de combustible que consume la caldera en forma real³⁷.

Para el cálculo de consumo de combustible de la caldera en forma real es necesario conocer la eficiencia de la combustión, por lo que se realizó un análisis de gases de la caldera con la ayuda del instrumento “TESTO”, el mismo que se realizó en el “Centro de Servicios Técnicos y Transferencia Tecnológica Ambiental (CESTA – ESPOCH)”³⁷; a continuación se indican la eficiencia de la combustión la misma que se saca un promedio:

Tabla 140. Eficiencia de gases de combustión generadora de vapor

Tomas	Eficiencia [%]
1	87,000
2	86,400
3	85,100
PROMEDIO	86,167

Fuente: Autores

El consumo real de combustible se evalúa mediante la siguiente ecuación:

$$C_r = \frac{C_o}{\eta_{Co}} \quad (68)$$

C_r = cantidad de combustible real consumido por la caldera, en $\frac{gl}{h}$

C_o = cantidad de combustible nominal consumido por la caldera, en $\frac{gl}{h}$

η_{Co} = Eficiencia de la combustión

$$C_r = \frac{0,84 \frac{gl}{h}}{0,862}$$

$$C_r = 0,974 \frac{gl}{h}$$

$$\dot{c}_r = \left(0,974 \frac{gl}{h}\right) \left(878,328 \frac{kg}{m^3}\right) \left(\frac{m^3}{264,17 gl}\right)$$

$$\dot{c}_r = 3,24 \frac{kg}{h}$$

³⁷Cesta – ESPOCH- “Análisis de gases de combustión caldera Carril 4”, refiérase al ANEXO (AH).

Figura 124. Quemador modelo CRONO 5-L de 1,3 a 5 kg/h



Fuente: Autores

Para este tipo de caldera se selecciona un quemador de la marca Baxi Roca³⁸ cuyo modelo es CRONO 5-L cuya capacidad es de 1,3 kg/h su caudal mínimo de combustible y su máximo de 5 kg/h el máximo, tiene una potencia de 180 w (1/4 hp) y tiene un precio de 686 EUROS (\$ 857,5).

3.3.4 Aislante térmico para la tubería de vapor. Básicamente los aislamientos térmicos son materiales que se utilizan con el fin de conservar el calor o controlar la temperatura. La energía en forma de calor tiene un valor monetario, representado en la economía de los combustibles. Termodinámicamente cuando la energía se utiliza para producir calor, el flujo de éste, es de dentro hacia fuera como en el caso de hornos y calderas, por este motivo el aislamiento térmico ayuda a ahorrar gran parte de la energía necesaria para este proceso y un óptimo aislamiento hace que los equipos sean más eficientes y trabajen con menores costos .

Es fácil hallar la cantidad de energía calorífica que se está salvando y por consiguiente cuánto dinero se está ahorrando, basta calcular el calor perdido o ganado sin aislamiento y con aislamiento, la diferencia entre los dos , es el calor economizado que se puede valorar en términos monetarios y con este resultado calcular el retorno de la inversión .

³⁸ Catálogo BAXIROCA- Quemadores de gasóleo, refiérase al ANEXO (AH).

a) **Cañuelas:**

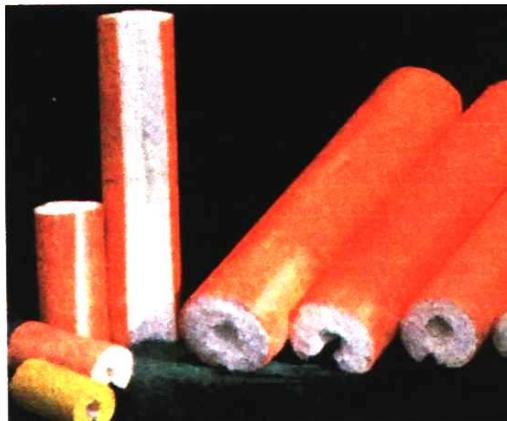
Las cañuelas son utilizadas para aislamiento térmico en tuberías de vapor o cualquier otro fluido circulante cuya temperatura esté dentro del rango de $(86 - 662^{\circ}\text{F}) \approx (30 - 350^{\circ}\text{C})$.

Las cañuelas están construidas con lana superfina de vidrio preformada con resina aglutinante y una sal de elevada resistencia a la temperatura que fortalece la incombustibilidad de la fibra, además está blindada con una hoja de aluminio calibre 0,10 mm de espesor, de fácil instalación, ver Figura 3.26.

Presentación:

Largo:		91cm \approx 36"
Diámetro:		de ½" a 25"
Espesor de pared:	de	de 1" a 5"

Figura 125. Cañuela de lana de vidrio de espesor 0,10 mm



Fuente: CALORCOL S.A.

3.3.4.1 Cálculo del espesor óptimo. El aislamiento debe aportar beneficios crecientes en lugar de gastos fijos. La medida del beneficio operacional es función directa de la cantidad de aislamiento presente dentro de las circunstancias de funcionamiento del equipo

Parámetros considerados:

- Diámetro nominal de la tubería;
- Temperatura de operación;
- Tipo de fluido y material aislante.

Teóricamente, lo que realmente se calcula es el radio crítico del aislamiento:

$$r_{cr} = K / h \quad (69)$$

Donde:

K: Coeficiente de conductividad térmica (f: temperatura y material)

H: Coeficiente de transferencia de calor por convección (f: material, fluido y temperatura)

Por lo tanto, el espesor se calcula:

$$|r_{cr} - r_{tubería}| = \text{espesor}$$

Espesor óptimo de aislante en la tubería de hierro galvanizado. Paradicho cálculo se toman tres materiales como aislantes, los mismos que son: lana de vidrio, lana de mineral de roca y silicato de calcio cuyas conductividades térmicas fueron tomadas de los ANEXOS, respectivamente; los mismos que son:

$$k_{\text{lana de vidrio}} = \text{Conductividad térmica de la lana de vidrio} = 0,034 \frac{W}{m^{\circ}C}$$

$$k_{\text{lana mineral de roca}} = \text{Conductividad térmica de la lana mineral de roca} = 0,036 \frac{W}{m^{\circ}C}$$

$$k_{\text{silicato de calcio}} = \text{Conductividad térmica del silicato de calcio} = 0,075 \frac{W}{m^{\circ}C}$$

Cálculo tipo:

$$r_c = \frac{K_{\text{aislante}}}{h_o}$$

$$r_c = \frac{0,034 \frac{W}{m^{\circ}C}}{16,31 \frac{W}{m^2^{\circ}C}}$$

$$r_c = 2,08(10)^{-3}m$$

$$r_c = 2,08(10)^{-6}mm$$

$$e = |r_c - r_{ext}|e = |r_c - r_{tubería}|$$

$$e = |2,08(10)^{-6} - 17,005|mm$$

$$e_{\text{lanadevidrio}} = 17,004 \text{ mm}$$

A continuación se detalla en una tabla los espesores de los tres aislantes antes mencionados:

Tabla 141. Espesores óptimos para aislantes -tubería de vapor hierro galvanizado

AISLANTES TÉRMICOS (CAÑUELAS)		
Material	Espesores	
	[mm]	[in]
Lana Vidrio	17,005	0,671
Lana Roca	17,005	0,669
Silicato de Ca	17,005	0,669

Fuente: Autores

Mediante este cálculo se logra obtener tres tipos de espesores de diferentes materiales, pero debido a la demanda en nuestro mercado se escoge la cañuela de lana de vidrio como aislante térmico para las diferentes tuberías que transporten vapor; por lo tanto se determinará el calor perdido con el aislante térmico en la tubería de hierro galvanizado, para posteriormente compararlo con el calor perdido sin aislamiento lo cual nos permitirá observar el ahorro de energía.

Por lo tanto el espesor óptimo como aislante para la tubería de vapor en el tramo de hierro galvanizado es una cañuela de lana de vidrio de 0,671 pulgadas de espesor; pero como comercialmente no encontramos en el mercado escogemos en el tres diferentes tipos de espesores para ver según la pérdida y su costo cuál de ellos es el más óptimo y económico para nuestro sistema³⁹.

Tabla 142. Espesores de cañuelas de lana de vidrio

Código	Diámetro interior		Metros Paquete	Espesor [mm]	Costo EUROS/m.l
	[mm]	[in]			
AI30103(A)	34	1	32,40	30	2,55
AI30123(B)	34	1	22,80	40	3,55
AI30143(C)	34	1	16,80	50	4,65

Fuente: SCODA.S. Catálogo ISOVER

³⁹ Catálogo Aislantes Térmicos, refiérase al ANEXO (AI).

El calor perdido por la tubería de hierro galvanizado con aislamiento de cañuela de lana de vidrio se ve representado en la siguiente tabla:

Tabla 143. Pérdidas de calor con diferentes espesores de cañuela de lana de vidrio en la tubería de hierro galvanizado

QA	102,687	w
QB	87,942	w
QC	78,439	w

Fuente: Autores

Por lo tanto se propone la cañuela AI30123 de espesor de 40 mm ya que con este tipo de aislante las pérdidas de calor son:

$$Q_B = 87,942 w$$

Con lo que se tiene un ahorro de energía en la tubería de hierro galvanizado; mediante la siguiente ecuación:

$$Q_{\text{AhorroEnergía}} = Q_{\text{sin aislamiento}} - Q_B \quad (71)$$

$$Q_{\text{Ahorrodeenergía}} = (685,11 - 87,942) w$$

$$Q_{\text{Ahorrodeenergía}} = 597,17 w$$

El precio de la cañuela para este tramo de tubería es:

$$\text{Precio}_{\text{cañuela}} = (L_{\text{tubería}}) \left(\frac{\text{EUROS}}{\text{m.l}} \right)$$

$$\text{Precio}_{\text{cañuela}} = (4,9 \text{ m}) \left(\frac{3,55 \text{ EUROS}}{\text{m}} \right)$$

$$\text{Precio}_{\text{cañuela}} = 17,40 \text{ EUROS}$$

$$\text{Precio}_{\text{cañuela}} = 21,74 \text{ DOLARES}$$

Espesor óptimo para tubería que conduce vapor a la sauna y al turco

Cálculo tipo:

$$r_c = \frac{K_{\text{aislante}}}{h_o}$$

$$r_c = \frac{0,034 \frac{w}{m^{\circ}C}}{21,66 \frac{w}{m^2^{\circ}C}}$$

$$r_c = 1,57(10)^{-3}m$$

$$r_c = 1,57(10)^{-6}mm$$

$$e = |r_c - r_{\text{ext}}|e = |r_c - r_{\text{tubería}}|$$

$$e = |1,57(10)^{-6} - 16,850|mm$$

$$e_{\text{lana de vidrio}} = 16,85 \text{ mm}$$

A continuación se detalla en una tabla los espesores de los tres aislantes antes mencionados:

Tabla 144. Espesores cañuelas

AISLANTES TÉRMICOS (CAÑUELAS)		
Material	Espesores	
	[mm]	[in]
Lana Vidrio	16,85	0,66
Lana Roca	16,85	0,66
Silicato de Ca	16,85	0,66

Fuente: Autores

Se determina el calor perdido con el aislante térmico en la tubería HYDRO 3, para posteriormente compararlo con el calor perdido sin aislamiento lo cual nos permitirá observar el ahorro de energía.

Por lo tanto el espesor óptimo como aislante para la tubería de vapor en el tramo que se conduce vapor hacia la sauna como al turco seleccionamos una cañuela de lana de vidrio de 0,66 pulgadas de espesor.

El calor perdido por la tubería que conduce vapor a la sauna y al turco con aislamiento de cañuela de lana de vidrio se ve representado en la tabla:

Tabla 145. Pérdidas de calor con diferentes espesores de cañuela de lana de vidrio en la tubería sauna y turco

QA	60,12	w
QB	51,74	w
QC	46,30	w

Fuente: Autores

Se propone la cañuela AI30103 de espesor de 30 mm ya que con este tipo de aislante las pérdidas de calor son:

$$Q_B = 60,12 w$$

Con lo que se tiene un ahorro de energía en la tubería que transporta vapor hacia la sauna y turco; mediante la siguiente ecuación:

$$Q_{\text{AhorroEnergía}} = Q_{\text{sin aislamiento}} - Q_B$$

$$Q_{\text{Ahorrodeenergía}} = (368,37 - 60,12) w$$

$$Q_{\text{Ahorrodeenergía}} = 308,25 w$$

El precio de la cañuela para este tramo de tubería es:

$$\text{Precio}_{\text{cañuela}} = (L_{\text{tubería}}) \left(\frac{\text{EUROS}}{\text{m.l}} \right)$$

$$\text{Precio}_{\text{cañuela}} = (3 \text{ m}) \left(\frac{2,55 \text{ EUROS}}{\text{m}} \right) (2)$$

$$\text{Precio}_{\text{cañuela}} = 15,3 \text{ EUROS}$$

$$\text{Precio}_{\text{cañuela}} = 19,13 \text{ DÓLARES}$$

3.3.5 Agua caliente sanitaria (ACS). La fabricación y comercialización de sistemas solares térmicos (SST) para calentamiento de agua para uso doméstico, tuvo sus inicios en el Ecuador en la década de 1970. Este sector ha tenido un limitado desarrollo, debido a varias causas que se describen a continuación.

Entre las principales barreras, que han limitado el desarrollo de la energía solar térmica para calentamiento de agua para uso doméstico en el Ecuador, se pueden mencionar las siguientes:

Desde el lado de la demanda:

- Costos mayores de adquisición e instalación de SST por parte del usuario, frente a otras opciones disponibles en el mercado (calefones, duchas eléctricas, etc.)
- Desconocimiento y subvaloración de las aplicaciones y ventajas de la energía solar térmica, respecto de otras tecnologías.
- Malas experiencias de ciertos usuarios, debido a falta de información, diseños inapropiados, instalación, mantenimiento o garantías inadecuados, lo que generó desconfianza en la tecnología solar.

Desde el lado de la oferta:

- Las empresas o talleres fabricantes son casi en su totalidad pequeños, con baja capacidad técnica, económica, infraestructura de tipo artesanal y producción discontinua, que difícilmente les permite fabricación en serie y de calidad constante.
- Los principales componentes de los SST son importados (tubos de cobre, planchas de aluminio y cobre, aislamiento, etc.).
- Escasa oferta de SST importados.
- Como consecuencia de lo anterior, los SST fabricados sin mayor criterio técnico resultan costosos y técnicamente poco eficientes tanto en su diseño como en su funcionamiento.
- Problemas de incumplimiento de garantías y mantenimiento en ciertos casos.
- Falta de información confiable y completa entregada por el fabricante al usuario, sobre las características, ventajas y limitaciones de la energía solar térmica, y sobre el SST en particular.

- Amplia gama de eficiencias de SST ofertados, sin homologación y estandarización única.

Desde el lado oficial:

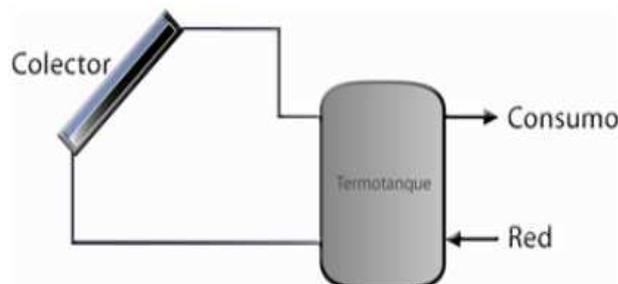
- Inexistencia de un ente autorizado para la verificación, ensayos y homologación de SST, así como de legislación específica.
- Carencia de campañas de información gubernamental, sobre la divulgación, aplicaciones y ventajas del uso de la energía solar térmica, para aplicaciones públicas o privadas.
- Costos de energéticos convencionales (GLP, electricidad, diésel, madera) relativamente bajos subsidiados por el estado, con los cuales los SST compiten en desventaja.
- Inexistencia de incentivos oficiales para el uso de la energía solar, como subsidios, reducciones tributarias, etc.
- Limitadas experiencias académicas locales.

De las deficiencias indicadas, una de las principales es la falta de una **Norma Técnica Ecuatoriana**, que defina la homologación de los SST, en cuanto a las características técnicas mínimas que deben cumplir, para ser fabricados y comercializados en el país de manera formal.

3.3.5.1 Sistema de Calentamiento Solar.

Sistema directo.- Sistema solar térmico en el cual el agua de consumo pasa directamente por los colectores.

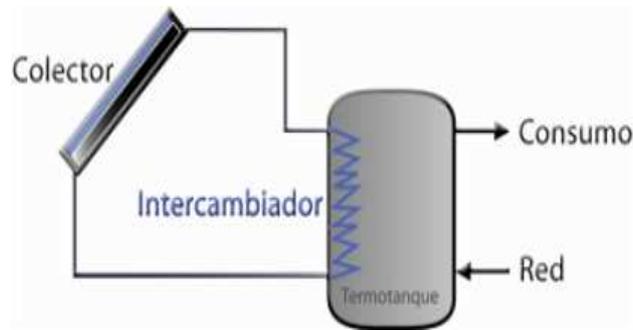
Figura 126. Sistema directo solar



Fuente: Autores

Sistema indirecto. SST en que el fluido de transferencia de calor, diferente del agua para consumo, es el que se calienta en el colector; posteriormente entrega su calor en un intercambiador, al agua de consumo.

Figura 127. Sistema indirecto solar

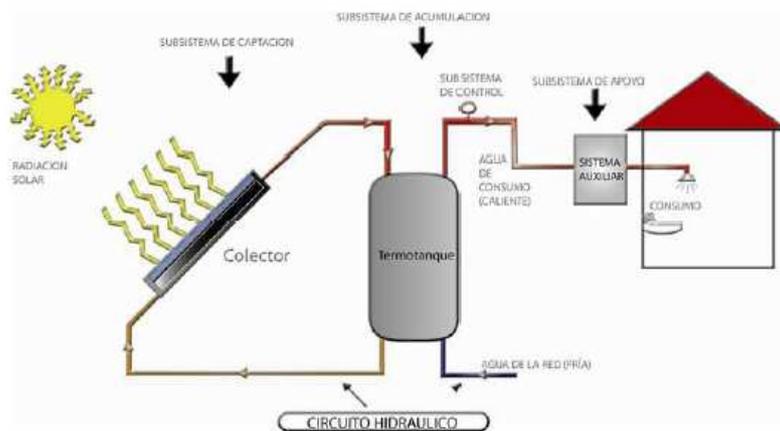


Fuente: Autores

3.3.5.2 Sistema para calentamiento de agua en uso residencial. El colector solar capta y transforma la energía radiante del sol en calor, el cual se transfiere al fluido de trabajo por conducción. Este fluido se mueve entre el tanque de reserva y el colector, por diferencia de temperatura, de forma natural o forzada. Cuando hay consumo de agua caliente, ésta es reemplazada por agua fría de la red que alimenta al tanque termo solar.

En un sistema de termosifón, para que el sistema opere de forma automática el tanque debe estar por encima de la parte más alta del colector.

Figura 128. Esquema instalación ACS



Fuente: SÁNCHEZ.S. M.E.E.

Colectores solares de tubos al vacío. La superficie del colector consiste en tubos de vidrio recubiertos en su interior de una superficie metálica colectora. Van dotados de una doble cubierta envolvente, herméticamente cerrada, aislada del interior y del exterior, y en la cual se ha hecho el vacío lo que reduce las pérdidas por convección e incrementa la eficiencia del colector.

Los tubos de vacío suelen ser más eficientes que los colectores de tipo plano especialmente en días fríos, ventosos o nubosos, donde la concentración y el aislamiento de la superficie captadora presentan ventajas sobre la mayor superficie captadora de los paneles planos. Un colector de tubo de vacío generalmente emplea entre 18 y 24 tubos.

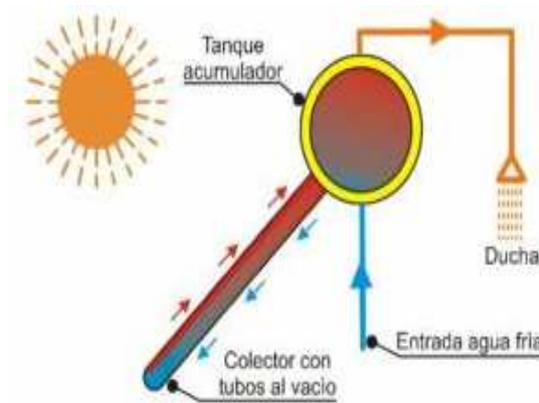
Figura 129. Colector solar de tubos al vacío



Fuente: SÁNCHEZ.S. M.E.E.

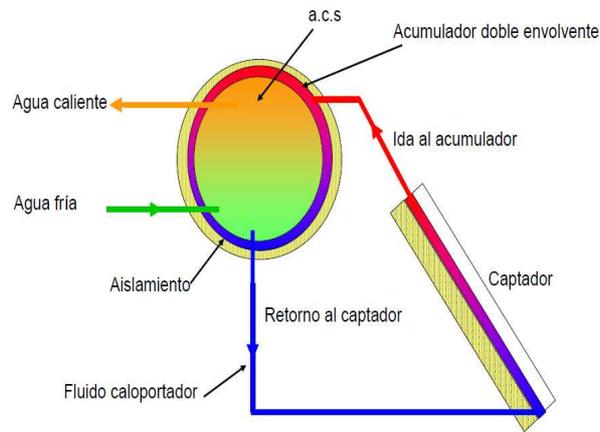
Sistema termosifón en tubos al vacío. El agua caliente va directamente al tanque. El tubo con aislamiento al vacío casi no se enfría, porque solamente permite entrar los rayos solares por el vacío, y como resultado se genera más calor.

Figura 130. Sistema termosifón



Fuente: SÁNCHEZ.S. M.E.E.

Figura 131. Elementos termosifón



Fuente: SÁNCHEZ.S. M.E.E..

3.3.5.3 Eficiencia colectores.

Tabla 146. Valores típicos de eficiencia de colectores solares

TIPO COLECTOR	RANGO T °C	EFICIENCIA COLECTOR	PÉRDIDAS TÉRMICAS COLECTOR $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$
Sin cubierta	10-40	0,9	15-25
Cubierta simple	10-60	0,8	7
Cubierta doble	10-80	0,65	5
Superficie selectiva	10-80	0,8	5
Tubos de vacío	10-130	0,7	2

Fuente: Instituto para la diversificación y Ahorro de la Energía – España

3.3.5.4 Evaluación del recurso energético disponible. Es la cantidad de radiación solar que llega a la superficie de la tierra, y se puede determinar por diferentes expresiones matemáticas, además con la ayuda del atlas solar del Ecuador, como son:

- Método de Glover y Mc Culloch
- Método de Page
- Atlas solar del Ecuador

Método de Glover y Mc Culloch

$$I_o = G_o \left[0,29 (\cos \phi) + 0,52 \left(\frac{n}{N} \right) \right] \quad (72)$$

Dónde:

I = Radiación solar incidente en la superficie terrestre.

Go = Constante solar o radiación que llega la atmósfera = $1367 \frac{W}{m^2}$, (Norma Técnica Ecuatoriana 2009 por Aprobarse). [16]

Cos θ = Coseno del ángulo de latitud geográfica, para Riobamba, 1°38'. Latitud sur = 1,64 (Dato proporcionado por Estación Meteorológica ESPOCH).

0,29 y 0,52 = Coeficientes experimentales que corrigen la radiación solar incidente, en función de la dispersión de la radiación solar al atravesar la atmósfera.

n = Número de horas de sol brillante al día (heliofanía = 4,99).

N = Número máximo de horas de sol al día en la localidad (11,8 horas), dato proporcionado por la estación agro meteorológica ESPOCH.

Tabla 147. Heliofanía promedio de Riobamba (horas sol/día)

/MES AÑOS	ENE.	FEB.	MAR.	ABR.	MAY.	JUN.	JUL.	AGO.	SEP.	OCT.	NOV.	DIC.	PROM.
1997	5,90	4,8	5,2	5,7	5,9	6,3	6,3	5,2	4,4	5,5	4,2	5,4	5,4
1998	4,90	2,7	4,5	4,9	5,1	5	4,9	5	5	5,7	6,7	7,9	5,2
1999	5,20	2,9	4,3	4,8	4,4	4,6	5,7	5	3,4	5	6,7	4,7	4,7
2000	4,90	4,2	3,8	4,7	4,5	5,2	6	4,7	3,8	6,6	7,6	6,5	5,2
2001	5,40	5,5	4,2	4,7	5,2	6,8	3,1	2,7	4,3	7,1	5,5	6,1	5,1
2002	6,30	4,8	3,6	4,6	3,8	3,4	4,2	4,8	4,7	3,8	2,6	2,9	4,1
2003	3,80	3,3	2,3	3,1	1,8	1,5	5	2,6	1,7	5,3	5,3	4,7	3,4
2004	8,10	4,8	3,4	4,2	4,9	5,5	5,5	6,3	4,5	5,2	5,3	6,1	5,3
2005	6,70	4,4	3,2	5,9	4,9	5,4	7,2	5,2	5,5	3,8	7,6	3,1	5,2
2006	4,80	6,7	4,3	3,9	6,7	5,5	5,3	4,2	4,1	5,7	5,2	4,2	5
2007	3,20	6,2	3,8	3,8	5,3	3,7	7	5,2	3,1	4,4	5	4,5	4,6
2008	5,23	3,90	4,21	4,24	4,50	5,80	5,94	5,50	5,00	4,52	5,20	5,31	4,95
2009	3,96	3,69	5,37	4,81	6,22	5,10	5,91	3,90	6,00	5,73	6,63	5,33	5,22
2010	5,87	5,06	5,73	4,60	4,81	4,21	6,83	7,40	5,80	5,85	6,40	5,32	5,66
2011		4,10	6,09	4,09	5,44	5,68	6,48	7,11	4,60	7,26	7,56	5,10	5,77
PROMEDIO	5,30	4,47	4,27	4,54	4,90	4,91	5,69	4,99	4,39	5,43	5,83	5,14	4,99

Fuente: ESPOCH.Estación Meteorológica

$$I_o = G_o \left[0,29 (\cos \emptyset) + 0,52 \left(\frac{n}{N} \right) \right]$$

$$I_o = 1367 \left[0,29 (\cos 1,64) + 0,52 \left(\frac{4,99}{11,8} \right) \right]$$

$$I_o = 696,87 \text{ W/m}^2$$

Método de día claro de Page. Este método sugiere la siguiente ecuación para el cálculo de la radiación solar global incidente sobre una superficie horizontal.

$$G = G_o \left(A + \frac{b\bar{n}}{N} \right) \quad (73)$$

Dónde:

G = Radiación solar global incidente.

Go = Constante solar.

n = Promedio de heliofanía.

N = Número máximo de horas sol.

A, b = Constantes de corrección de la radiación.

Para el caso de Ecuador se recomienda [16]:

A = 0,25

b = 0,45

N = Número máximo de horas de sol al día en la localidad (11,8 horas), (estación agro meteorológica ESPOCH).

$$G = 1367 \left(0,25 + \frac{0,45(4,99)}{11,8} \right)$$

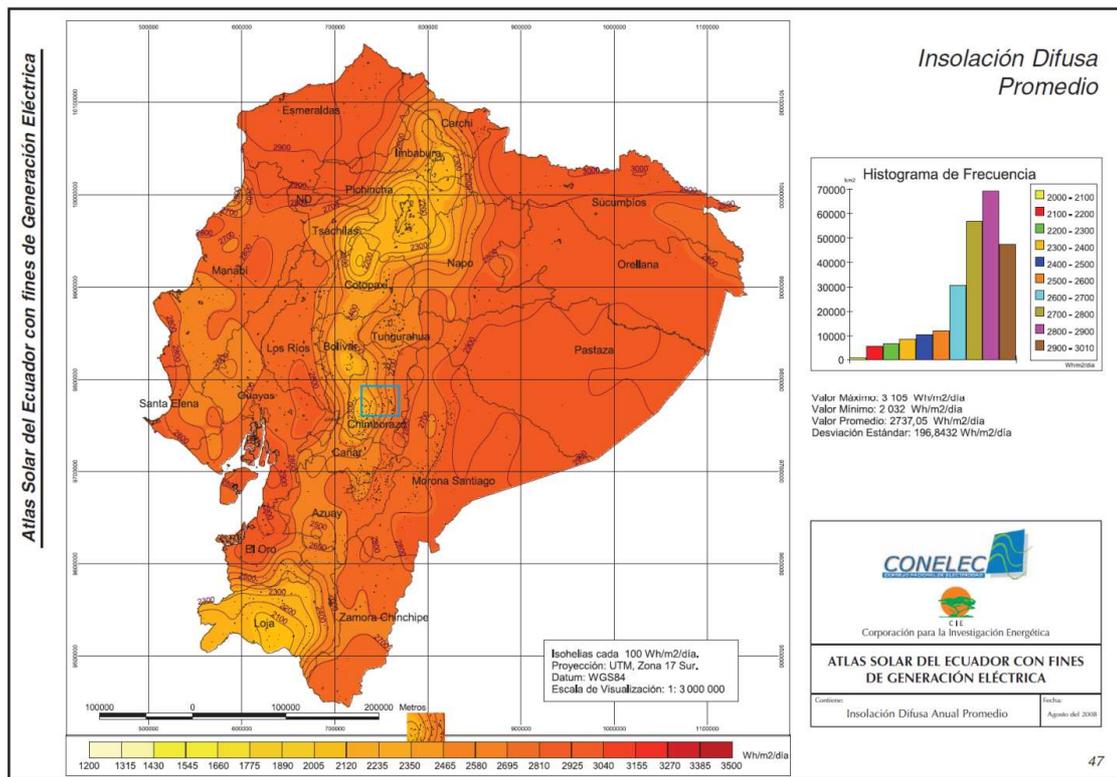
$$G = 601,88 \text{ W/m}^2$$

Atlas Solar del Ecuador. La información base que se utilizó para el desarrollo del atlas solar del Ecuador con fines de generación eléctrica, fue generada por el NREL de los Estados Unidos, cuyas acciones están orientadas a la investigación desarrollo de energías renovables y eficiencia energética.

Este atlas representa el esfuerzo institucional y profesional que utiliza la ciencia y tecnología para poner a disposición de las instituciones públicas y privadas, la comunidad científica y

público en general este valioso documento, que incluye la cuantificación del potencial solar disponible y con posibilidades de generación eléctrica, en base a mapas mensuales de insolación directa, global y sus correspondientes isohelias, con el fin de ubicar proyectos locales más específicos que permitan utilizar esta tecnología para obtener calor y electricidad para diversas aplicaciones como fabricar colectores térmicos y módulos fotovoltaicos.

Figura 132. Insolación difusa en la ciudad de Riobamba



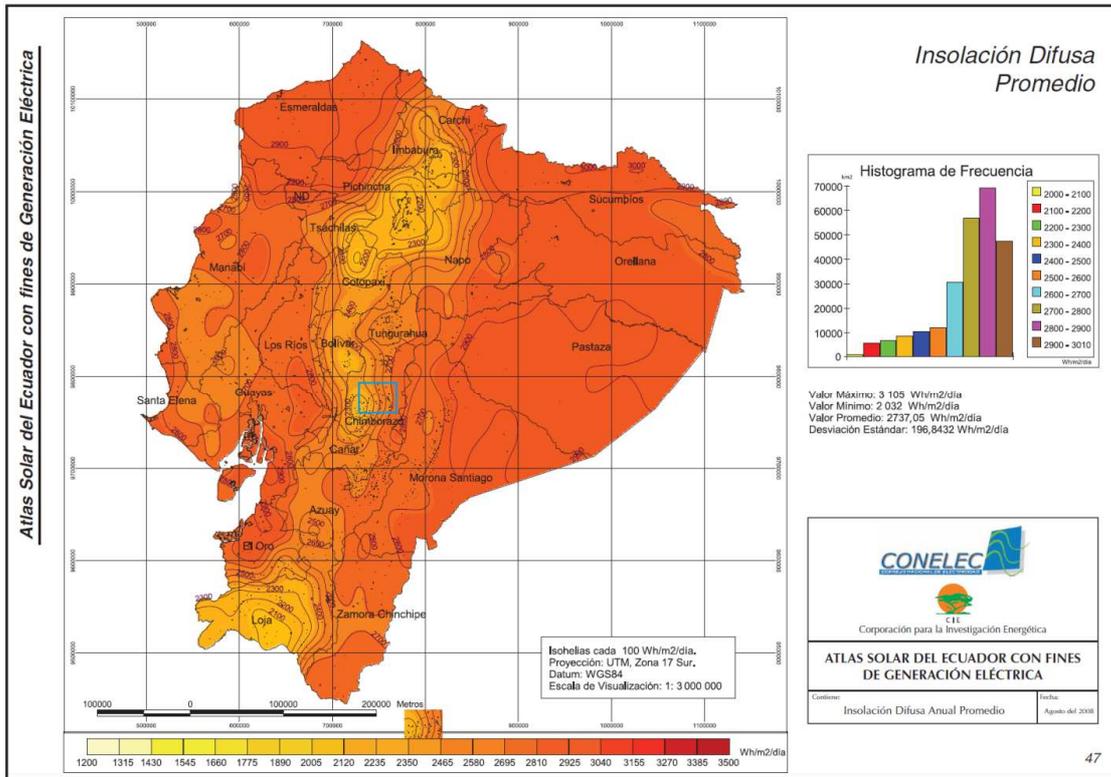
Fuente: CONELEC

Promedio de insolación difusa (G difusa). Según el Atlas Solar del Ecuador 2008, la ciudad de Riobamba tiene una Radiación difusa que está entre los rangos de 2350 y 2465 $\frac{wh}{m^2 \text{ día}}$.

$$G_{\text{difusa}_{\text{promedio}}} = \frac{2\,350 + 2\,465}{2}$$

$$G_{\text{difusa}_{\text{promedio}}} = 2\,407,5 \frac{wh}{m^2 \text{ día}}$$

Figura 133. Insolación directa en la ciudad de Riobamba



Fuente: CONELEC

Promedio de insolación directa (G directa). Según el Atlas Solar del Ecuador 2008, la ciudad de Riobamba tiene una Radiación Directa que está entre los rangos de 3040 y 3370

Energía solar incidente ()

(74)

$$G_{\text{solar}} = \frac{3205 (\cos 1,64) + 2407,5}{8}$$

$$G_{\text{solar}} = 701,4 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2} \right]$$

Dato promedio del recurso energético disponible

Tabla 148. Radiación promedio incidente ($\frac{\text{W}}{\text{m}^2}$)

a) Atlas Solar	w/m ²		701,4
b) Método Glovery Mc Culloch	w/m ²		696,8685968
c) Método día claro de Page	w/m ²		601,8854661
Radiación promedio incidente	w/m ²		666,718021

Fuente: Autores

3.3.5.5 Condiciones requeridas para obtener ACS

- Número de duchas 6.
- Número de personas diario que utilizan las instalaciones: 250 (**Según propietario Complejo.**)
- Temperatura del agua de suministro 16,3°C.
- Temperatura del agua caliente 55°C (**Dato por Centro de Investigaciones y desarrollo Tecnológico TIMEESCI – ECUADOR 2009.**)
- Radiación incidente promedio: 666,71 w/m²
- Número de horas de trabajo del sistema: 9 horas (de 08H00 a 17H00).

3.3.5.6 Caudal de servicio

- Duchas⁴⁰ 20 l/persona-día.

⁴⁰ Salvador Escoda– Manual Técnico de Energía Solar Térmica ACS – refiérase al ANEXO (AJ).

3.3.5.7 Demanda energética. La demanda energética es la cantidad de energía que se requiere para un determinado fin, en el caso que se necesite calentar agua se determinara esta demanda mediante la determinación del calor requerido para calentar el fluido.

$$Q_c = \rho(v) (C_p)(T_f - T_i)$$

Dónde:

Q = calor requerido para calentar el agua (w)

ρ = densidad del agua $1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$.

v = volumen de agua duchas = 5 m^3

C_p = Calor específico del agua ($4181,1 \text{ J/kg } ^\circ\text{K}$)

T_f, T_i = temperatura final e inicial respectivamente ($^\circ\text{K}$)

$$v = 20 \frac{\text{l}}{\text{persona} - \text{día}} (250 \text{ persona} - \text{día})$$

$$v = 5000 \text{ l} = 5 \text{ m}^3$$

$$T_i = 16,3 \text{ } ^\circ\text{C} = 289,7 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$T_f = 55 \text{ } ^\circ\text{C} = 328 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$Q_c = \rho(v) (C_p)(T_f - T_i)$$

$$Q_c = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} (5 \text{ m}^3) \left(4181,1 \frac{\text{J}}{\text{kg } ^\circ\text{K}} \right) (328 - 289,7) ^\circ\text{K}$$

$$Q_c = 8 (10)^8 \text{ J}$$

3.3.5.8 Área de calentadores solares para el calentamiento del agua

$$A = \frac{m(C_p)(T_f - T_i)}{I(n_1)(\eta)} \quad (75)$$

Donde:

A = Área de los calentadores solares (m²).

η = Eficiencia del sistema de calentamiento, (tubos al vacío 0,7).

n_1 = Número de horas que trabaja el colector solar.

I = Radiación incidente en el calentador solar.

$$A = \frac{[8 (10)^8] J}{666,71 \frac{W}{m^2} (9 h)(0,7) \left(\frac{3600 s}{1 h}\right)}$$

$$A = 52,9 \approx 53 m^2$$

Para satisfacer la necesidad de agua caliente sanitaria (duchas) en el complejo deportivo, necesito un área de captación del colector solar de 53 m².

3.3.5.9 Número de paneles solares

$$N_p = \frac{A_c}{A_p} \quad (76)$$

Donde:

N_p = Número de paneles solares de tubos al vacío.

A_c = Área de los calentadores solares (m²).

A_p ⁴¹ = Área del panel solar, (el complejo tienen 2 paneles de tubos al vacío con un área de 4,04 m²).

$$N_p = \frac{53 m^2}{4,04 m^2}$$

$$N_p = 13 \text{ paneles}$$

El complejo necesita de 13 paneles solares con un área de 4,04 m² para cubrir su demanda diaria.

Nota: Como en el complejo ya están instalados 2 paneles, necesitarían adquirir 11 paneles.

⁴¹Colector de Tubos al Vacío - EUSOLAR, refiérase al ANEXO (AK).

3.4 Selección de la(s) propuesta(s) con el juicio de uso eficiente de la energía

3.4.1 Equipo(s) para la piscina. Para calentar el agua de una piscina hay varios procedimientos: energía solar, electricidad, diesel, gas, etc.

3.4.1.1 Calentadores a gas. Son equipos que en la actualidad se utilizan con frecuencia dado su efectividad en el rendimiento calorífico, su bajo costo de mantenimiento, su control digitalmente automatizado y de función electrónica. Estos calentadores pueden además ser utilizados simultáneamente para hidromasaje, pues su doble función permite obtener temperaturas de 30°C. Para piscinas y 40°C para hidromasajes. La capacidad para estos calentadores está supeditada a la ubicación geográfica de la piscina.

El complejo cuenta con un calentador de gas cuya potencia es de $400\,000 \text{ BTU/h}$, el mismo que gasta para calentar a la piscina de 225 m^3 , tres cilindros de GLP diarios; por lo que el costo diario asciende a:

$$\text{Costo}_{\text{diario}} = \$ 6$$

3.4.1.2 Calentadores eléctricos. No son muy utilizados por su alto costo en consumo, restringiendo su uso solo en piscinas pequeñas o spa. En forma empírica la capacidad del caldero eléctrico es de 1,0 kw por cada metro cúbico de agua.

El volumen de la piscina es de 225 m^3

El costo del kw/h es de 8,3 centavos de dólar

Calentar 1 m^3 de H_2O tiene un precio de 84,2 centavos de dólar

$$1 \text{ kw} \rightarrow 1 \text{ m}^3$$

$$P_t \rightarrow 225 \text{ m}^3$$

$$P_t = \frac{(1 \text{ kw})(225 \text{ m}^3)}{1 \text{ m}^3}$$

$$P_t = 225 \text{ kw}$$

$$\text{Costo} = (225 \text{ kw}) \left(0,083 \frac{1}{\text{kw} - \text{h}} \right)$$

$$\text{Costo} = \frac{18,675}{\text{h}}$$

Costo diario si el calentador trabaja 8 horas

$$\text{Costo}_{\text{diario}} = \left(\frac{18,675}{\text{h}} \right) (8\text{h})$$

$$\text{Costo}_{\text{diario}} = \$ 149,4$$

3.4.1.3 Calentadores a diesel. Tuvieron su época de utilización en años pasados dado el costo económico del diesel a pesar de que su uso involucraba inconvenientes dados por un mantenimiento complicado, el hollín y almacenaje del combustible, el rendimiento de una caldera industrial en condiciones normales es de 80%.

La potencia teórica para calentar el agua de la piscina se determinó en el **Capítulo II**, la misma que es:

$$P_t = 88,86 \text{ kw}$$

La potencia del equipo calentador de agua debe ser:

$$P_r = \frac{88,86 \text{ kw}}{0,80}$$

$$P_r = 111,075 \text{ kw}$$

$$P_r = 11,32 \text{ BHP}$$

$$P_r = 379003,63 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

Es decir que para calentar el agua de la piscina se necesita un equipo calentador a diesel de 11,32 BHP.

Si un galón de diesel Nº 2 contiene = 140000 BTU/gl

Por lo tanto el consumo nominal de combustible es:

$$\text{Consumodecombustible}_{\text{nominal}} = \frac{379003,63 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}}{140000 \text{ BTU/gl}}$$

$$\text{Consumodecombustible}_{\text{nominal}} = 2,71 \frac{\text{gl}}{\text{h}}$$

En consecuencia el consumo en forma real de combustible se determina dividiendo el consumo nominal y la eficiencia de los gases de combustión que en este caso para calderas industriales de una forma empírica y para dar una proyección del gasto de combustible se puede decir que es de 86,4 % dato que se obtuvo en la medición de gases realizado por el CESTA.

$$\text{Consumodecombustible}_{\text{real}} = \frac{2,71 \frac{\text{gl}}{\text{h}}}{0,864}$$

$$\text{Consumodecombustible}_{\text{real}} = 3,13 \frac{\text{gl}}{\text{h}}$$

Tiempo de funcionamiento del calentador de agua 8 horas.

$$\text{Consumo}_{\text{diario}} = \left(3,13 \frac{\text{gl}}{\text{h}}\right) (8 \text{ h})$$

$$\text{Consumo}_{\text{diario}} = 25,06 \text{ gl}$$

Si el costo de un galón de diesel está a 90 centavos d dólares

$$\text{Costocombustible}_{\text{diario}} = (25,06 \text{ gl}) \frac{0,90}{1 \text{ gl}}$$

$$\text{Costocombustible}_{\text{diario}} = \$ 22,55$$

3.4.1.4 Paneles solares. Comúnmente son de fabricación nacional de forma rectangular, con dimensiones de 2,0 m, de largo - 1,20 m, de ancho y un espesor de 15 cm. Están conformados por una estructura soportante tipo cajón en lámina galvanizada de 1,0 mm de espesor. El interior del panel solar consta de un serpentín de tubería de cobre de (1/2-1) in, de diámetro embutido dentro de una base de poliuretano líquido de color negro asfáltico y sobre este como tapa se colocan planchas de vidrio de 3.0 mm, de espesor. Complementariamente se utiliza un control de temperatura solar, sensores de temperatura y caballetes que le den inclinación a los paneles, los resultados obtenidos en nuestro medio son buenos aunque su costo inicial es bastante alto.

La determinación de la cantidad de paneles está supeditada al lugar geográfico de la piscina y a su área.

Los requerimientos de la piscina son los siguientes:

$$T = 25,93 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$V = 225 \text{ m}^3$$

a) Recurso energético disponible

Es la cantidad de radiación solar que llega a la superficie de la tierra, cuyo valor es de:

$$I = 666,71 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

b) Potencia necesaria para puesta en régimen

La demanda energética para calentar el agua de la piscina se determinó anteriormente en el **Capítulo II.**

$$P_t = 88,86 \text{ kw}$$

Es la cantidad de energía que se requiere para un determinado fin, en el caso que se requiere calentar agua se determinará esta demanda se calcula mediante la determinación del calor para calentar el fluido.

De tal forma que al compatibilizar las dos ecuaciones de recurso disponible y demanda requerida, se puede encontrar el área de colectores solares para el calentamiento del agua.

Cuyo valor es:

Área de los calentadores solares

$$A_c = 119,88 \text{ m}^2$$

Área del panel solar

$$A_p = 2,22 \text{ m}^2$$

Número de paneles solares

$$N_p = 54$$

Tabla 149. Resultados del procedimiento – paneles solares piscina

P_t	I	η	A_c	N
[w]	$[\text{w}/\text{m}^2]$	0,817	$[\text{m}^2]$	[Paneles]
88860	666,71		119,88	54

Fuente: Autores

Si el precio de cada panel solar es de \$ 563,75 la inversión será igual al costo de cada panel solar multiplicado por el número de paneles solares.

$$\text{Costo} = (N_p)(\$ 563,75)$$

$$\text{Costo} = (54)(\$ 563,75)$$

$$\text{Costo} = \$ 30442,5$$

c) Ahorro de combustible al utilizar paneles solares

$$\dot{m}_{\text{combustible}} = \frac{Q_c}{(\eta)(PC)}$$

Donde:

$\dot{m}_{\text{combustible}}$ = Masa de combustible, en $\frac{\text{kg}}{\text{h}}$

η = Eficiencia del equipo calentador, en %

Q_c = Calor requerido para calentar el agua, en $\frac{\text{kJ}}{\text{s}}$

PC = Poder calorífico del combustible, en $\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

$$\dot{m}_{\text{combustible}} = \frac{Q_c}{(\eta)(PC)}$$

$$\dot{m}_{\text{combustible}} = \frac{\left(88,86 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}\right) \left(\frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}}\right)}{(0,817) \left(50400 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)}$$

$$\dot{m}_{\text{combustible}} = 7,76 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

3.4.1.5 Parámetros de valoración para la selección del equipo calentador. La siguiente tabla muestra la valoración de cada uno de las características de los sistemas de calentamiento a aplicarse, en escala del 1 al 10 valorando a la característica óptima con el más alto puntaje o sea 10. [18]

Tabla 150. Valoración de resultados de los criterios de selección del equipo calentador

Alternativas \ Características	Eléctrico	Paneles solares	Gas (GLP)
Combustible	10	9	3
Consumo eléctrico	1	10	8
Instalación	4	1	5
Mantenimiento	6	5	7
Infraestructura	4	2	8
Disponibilidad	8	4	10
Seguridad	7	9	5
Eficiencia	9	5	7
Económico	2	3	7
Total (valoración)	51	48	60

Fuente: ALDÁS S, ZURITA A.

Realizada la valoración se determina que la opción más óptima es la de los calentadores a gas (GLP), siempre y cuando se burle de la ley ya que en el complejo se emplea cilindros de uso doméstico.

3.4.2 Filtro de arena. En toda instalación de piscinas sean estas de recreación, competitivas o de uso público los factores a considerar son: químicos y físicos los cuales debe estar en condiciones óptimas.

A continuación se presenta el área de filtración de los filtros anteriores y el actual; la misma que se determinará con mayor detalle más adelante:

$$AFA_{\text{antiguos}} = 0,35 \text{ m}^2$$

$$AFA_{\text{actual}} = 1,2 \text{ m}^2$$

La ganancia de filtración de agua se determina mediante la ecuación:

$$AFA_{\text{ganada}} = (1,2 - 0,35)m^2$$

$$AFA_{\text{ganada}} = 0,85 \text{ m}^2$$

Mediante la ayuda de la siguiente ecuación se puede observar el aumento de filtración del agua de la piscina:

$$\xi = \left[100 - \frac{(0,35)(100)}{1,2} \right]$$

$$\xi = 70,83 \%$$

Por lo tanto el aumento de filtración es de un 70,83% donde el monto de construcción del nuevo filtro asciende a un valor de \$ 2800 con mano de obra incluida; este parámetro es muy importante ya que gracias a este el agua de la piscina hoy en día se encuentra en óptimas condiciones para el beneficio de su propietario y confort de los usuarios; he ahí la selección de construir de manera inmediata este nuevo filtro.

3.4.3 Manta térmica y rodillo para piscina. Uno de los principales accesorios para optimizar el buen desempeño de los parámetros físico como químicos del agua de las piscinas lo constituye sin lugar a duda las mantas térmicas; debido a:

- Ayuda a conservar y eleva la temperatura del agua.
- Evita la evaporación, ahorrando grandes cantidades de agua y reduce el uso del deshumidificador.
- Económica.
- Reduce la suciedad en la piscina reduciendo el aditivo de productos químicos.

Esto debe ir acompañado de un complemento ideal para todas las mantas de burbujas es su enrollador manual. Con él, podemos extender y recoger la manta térmica muy fácilmente y en tan solo unos segundos.

Los precios de cada uno de estos accesorios son: \$ 1735,13 y \$ 493,75 respectivamente.

3.4.4 *Paneles solares necesarios para satisfacer los requerimientos del ACS.* La demanda energética para calentar el ACS ya es conocida ya que la determinamos anteriormente, cuyo valor es:

$$P_t = 31,74 \text{ kw}$$

Es la cantidad de calor que se requiere para un determinado fin, en el caso que se requiera calentar agua se determinará esta demanda mediante la determinación del calor requerido para calentar el fluido:

De tal forma que al compatibilizar las dos ecuaciones de recurso disponible y demanda requerida, se puede encontrar el área de colectores solares para el calentamiento del agua.

El área de cada panel y de los colectores es:

Área de los calentadores solares

$$A_c = 53 \text{ m}^2$$

Área del panel solar

$$A_p = 4,04 \text{ m}^2$$

Número de paneles solares

$$N_p = 13$$

Debido a que en el complejo se cuenta con dos de estos el número de colectores solares a comprar serían:

$$N_p = 11$$

Tabla 151. Resultados del procedimiento – paneles solares ACS

P_t	I	η	A_c	N
[w]	$[w/m^2]$	0,7	$[m^2]$	[Paneles]
31740	666,71		53	11

Fuente: Autores

Si el precio de cada panel solar es de \$ 1500 la inversión será igual al costo de cada panel solar multiplicado por el número de paneles solares.

$$\text{Costo} = (N_p)(\$ 563,75)$$

$$\text{Costo} = (11)(\$ 1500)$$

$$\text{Costo} = \$ 16500$$

3.4.5 Quemador para generador de vapor. En este punto se comparará la masa de combustible que utiliza el actual quemador del generador de vapor y el que se propone dentro de las alternativas las mismas que son:

$$\dot{m}_{\text{combustible actual}} = 7,53 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$\dot{m}_{\text{combustible seleccionado}} = 3,2 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

El ahorro de combustible se determina mediante la ecuación:

$$\dot{m}_{\text{combustible ahorrada}} = (7,53 - 3,2) \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$\dot{m}_{\text{combustible ahorrada}} = 4,33 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Como se puede observar un ahorro de combustible de $3,2 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$ y el establecimiento funciona 7 horas estaríamos hablando de un ahorro de masa de combustible 22,4 kg al día es decir un

volumen de 6,73 gl en combustible; si se conoce con el actual sistema que se emplea al día volumen 15,85 gl de combustible; entonces se ahorraría 9,12 gl de combustible al día lo que representa \$ 8,2 diarios de ahorro ya que con el nuevo quemador de marca CRONO 5-L con el cual se pagaría \$ 6,057 diarios en combustible y no \$ 14,27 como se paga actualmente. Por lo tanto se selecciona un quemador marca CRONO 5-L, cuyas características se encuentran en el ANEXO AJ.

3.4.6 Aislante térmico para tubería de vapor. Se refiere al ahorro de energía que se tiene al emplear un aislante como lo es la cañuela de fibra de vidrio en la tubería de vapor.

Con lo que se tiene un ahorro de energía en la tubería de hierro galvanizado

$$Q_{\text{Ahorro Energía}} = Q_{\text{sin aislamiento}} - Q_B$$

$$Q_{\text{Ahorro de energía}} = (685,11 - 87,942) \text{ w}$$

$$Q_{\text{Ahorro de energía}} = 597,17 \text{ w}$$

El precio de la cañuela para este tramo de tubería es:

$$\text{Precio}_{\text{cañuela}} = (L_{\text{tubería}}) \left(\frac{\text{EUROS}}{\text{m.l}} \right)$$

$$\text{Precio}_{\text{cañuela}} = (4,9 \text{ m}) \left(\frac{3,55 \text{ EUROS}}{\text{m}} \right)$$

$$\text{Precio}_{\text{cañuela}} = 17,40 \text{ EUROS}$$

$$\text{Precio}_{\text{cañuela}} = 21,74 \text{ DOLARES}$$

Mientras que el ahorro de energía en la tubería que transporta vapor hacia la sauna y turco

$$Q_{\text{Ahorro Energía}} = Q_{\text{sin aislamiento}} - Q_B$$

$$Q_{\text{Ahorro de energía}} = (368,37 - 60,12) \text{ w}$$

$$Q_{\text{Ahorro de energía}} = 308,25 \text{ w}$$

El precio de la cañuela para este tramo de tubería es:

$$\text{Precio}_{\text{cañuela}} = (L_{\text{tubería}}) \left(\frac{\text{EUROS}}{\text{m.l}} \right)$$

$$\text{Precio}_{\text{cañuela}} = (3 \text{ m}) \left(\frac{2,55 \text{ EUROS}}{\text{m}} \right) (2)$$

$$\text{Precio}_{\text{cañuela}} = 15,3 \text{ EUROS}$$

$$\text{Precio}_{\text{cañuela}} = 19,13 \text{ DOLARES}$$

Por lo tanto el precio de cañuelas de lana de vidrio para ambos tipos de tuberías tiene un precio el mismo que se detalla en la tabla:

Tabla 152. Precio total de cañuela de lana de vidrio para tubería de vapor

Tubería	Precio [\$]
Sauna	9,56
Turco	9,56
Salida	21,74
TOTAL	40,87

Fuente: SCODA.S. S.A

Con lo cual se observa que una forma óptima de ahorra energía es empleando un aislante térmico como lo constituye la cañuela de fibra de vidrio, que además de minimizar las pérdidas e incrementar la eficiencia de utilización de la energía es súper económica; es por eso que se ha seleccionado este tipo de aislamiento.

3.4.7 Equipo calefactor para la sauna. Debido a que la temperatura en la sauna no alcanza los parámetros recomendados por los fabricantes de este tipo de productos se ve en la urgencia de plantear dos alternativas, las mismas que son:

a) Radiador de aluminio

Como la potencia para calentar la sauna es de 21,23 kw se selecciona un radiador de aluminio marca XIAN modelo 800N con las siguientes características:

$$P_{\text{tubo}} = 204,3 \text{ w}$$

$$\text{Costo}_{\text{tubo}} = \$ 24,9875$$

$$N^{\circ} \text{ tubos} = 104$$

El costo del radiador XIAN 800N se calcula multiplicando el número de tubos por el costo individual del mismo:

$$\text{Costo}_{\text{radiador}} = (104)(\$ 24,9875)$$

$$\text{Costo}_{\text{radiador}} = \$ 2598,7$$

Precio del combustible para generar vapor en la sauna:

$$\text{Costo}_{\text{finde semana}} = \$ 14,02$$

Esto se refiere al precio de combustible que se gasta cada fin de semana en prender la caldera para emplear el mismo vapor para calentar la sauna por medio del radiador de aluminio; este valor de consumo diario es empleando el actual quemador con el que cuenta el complejo; pero si se cambiaría tanto el quemador y el radiador el costo de producir vapor en combustible sería apenas de \$ 6,057 diarios.

b) Calefactor eléctrico

Realizando una analogía con los calentadores eléctrico de agua podemos decir en forma empírica que la capacidad del caldero eléctrico es de 1,0 kw por cada metro cúbico de agua.

El volumen de la sauna es de 24,22m³

El costo del kw/h es de 8,3 centavos de dólar

$$1 \text{ kw} \rightarrow 1 \text{ m}^3$$

$$P_t \rightarrow 24,22 \text{ m}^3$$

$$P_t = \frac{(1 \text{ kw})(24,22 \text{ m}^3)}{1 \text{ m}^3}$$

$$P_t = 24,22 \text{ kw}$$

$$\text{Costo} = (24,22 \text{ kw}) \left(0,083 \frac{1}{\text{kw} - \text{h}} \right)$$

$$\text{Costo} = \frac{2,01}{\text{h}}$$

Costo diario si el calefactor trabaja 7 horas:

$$\text{Costo}_{\text{diario}} = \left(\frac{2,01}{\text{h}} \right) (7 \text{ h})$$

$$\text{Costo}_{\text{diario}} = \$ 14,07$$

$$\text{Costo}_{\text{finde semana}} = (2)(\$ 14,07)$$

$$\text{Costo}_{\text{finde semana}} = \$ 28,14$$

Para este tipo de calefacción se cuenta con un equipo modelo SUPER – 24 marcas: Asturgócuyas características son:

$$P_{\text{calefactor}} = 24 \text{ kw}$$

$$\text{Costo}_{\text{calefactor}} = \$ 3281,25$$

Una vez realizada la valoración se determina que la opción más óptima es la de los calefactores a vapor de aluminio; debido a su precio; sin embargo técnicamente el que tiene un mayor rendimiento en cuanto al confort y temperatura de la sauna sin lugar a duda lo constituye el calefactor eléctrico, sin embargo en el momento de emplearlo su costo juega un papel muy importante, por eso, que se ha tomado en cuenta como prioridad al radiador de aluminio XIAN 800N; cabe recalcar que los precios de consumo diarios son casi iguales pero tomando en cuenta que el actual quemador con el que cuenta el complejo ya no sirve por lo que se ve en la necesidad y en la urgencia de adquirir lo más pronto posible un nuevo quemador y un radiador de aluminio para la sauna.

3.5 Diseño las propuestas

3.5.1 Diseño filtro de arena

3.5.1.1 Determinación del volumen del filtro

$$V = (a)(b)(h)$$

$$V = (25m)(7,2m)(1,2m)$$

$$V = 216 \text{ m}^3$$

3.5.1.2 Tiempo de filtración. En nuestro caso se tomará un tiempo de filtración de 6 horas, para disminuir el consumo de energía que la bomba debe permanecer encendida.

$$t_f = 6 \text{ h}$$

3.5.1.3 Razón de filtración deseada. Para nuestro caso escogemos una razón de filtración de $30 \text{ m}^3/\text{h}/\text{m}^2$, ya que se trata de una piscina de uso deportivo y según recomendación del "Personal de Mantenimiento, Piscina ESPOCH"; se selecciona una razón de filtración igual a:

$$RF = 30 \text{ m}^3/\text{h}/\text{m}^2$$

3.5.1.4 Caudal de la bomba para la piscina

(77)

—
—

Figura 134. Bomba para piscina EB 40 056 Modelo MAXI30 TRIFASICA.



Fuente: SCODA.S. S.A

Con este caudal se selecciona una bomba centrífuga de gran capacidad auto-aspirante 3 metros para piscinas de mediano y gran tamaño; del catálogo de SALVADOR ESCODA S.A; la bomba tiene un código EB 40 056 cuyo modelo es MAXI30 TRIFÁSICA⁴², con una potencia de 3hp un caudal de , bocas en la succión-descarga de y un peso de la bomba de 20,5 kg y su precio es de 594,50 EUROS.

3.5.1.5 Área filtro arena

(78)

⁴² Catálogo Salvador Escoda – Bomba Centrífuga MAXI30 TRIFASICA, refiérase al ANEXO (AF).

$$AFA = \frac{36 \text{ m}^3/\text{h}}{30 \text{ m}^3/\text{h}/\text{m}^2}$$

$$AFA = 1,2 \text{ m}^2$$

3.5.1.6 Diámetro filtro arena

$$DFA = \sqrt{\frac{4 AFA}{\pi}} \quad (79)$$

$$DFA = \sqrt{\frac{4 (1,2 \text{ m}^2)}{\pi}}$$

$$DFA = 1,24 \text{ m}$$

3.5.1.7 Altura filtro arena. Por recomendación “Personal de Mantenimiento, Piscina ESPOCH”; el área del filtro de arena debe ser 1,2 veces la altura de ahí que:

$$DFA = 1,2 \text{ HFA} \quad (80)$$

$$\text{HFA} = \frac{DFA}{1,2}$$

$$\text{HFA} = \frac{1,24 \text{ m}}{1,2}$$

$$\text{HFA} = 1,02 \text{ m} \approx 1 \text{ m}$$

Cabe mencionar que este filtro se construyó con estos datos calculados; ya que los anteriores filtros de arena no tenía la capacidad adecuada para el volumen de dicho vaso por lo que el parámetro físico estaba fallando, una vez instalado el mismo las condiciones de la piscina cambio, por lo que ahora ya no encontramos material flotante en la superficie de la piscina.

Dicho filtro fabricado es el siguiente:

Figura 135. Filtro de arena para piscina

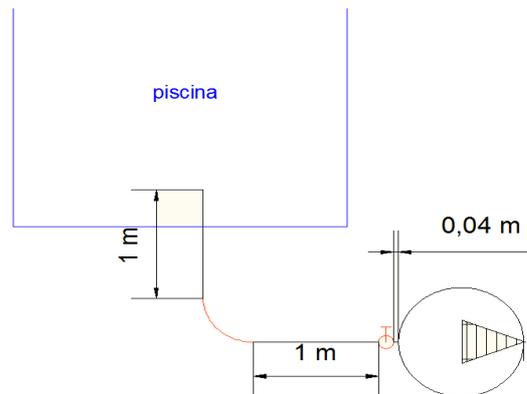


Fuente: Autores

3.5.2 *Diseño del sistema de colectores solares.* El caudal de diseño es $Q= 0,01 \text{ m}^3/\text{s}$.

3.5.2.1 *Pérdida de carga en la tubería de succión*

Figura 136. Tubería de succión – bomba paneles piscina



Fuente: Autores

Tabla 153. Tubería de succión – bomba paneles piscina

DATOS DE LA TUBERÍA				
Datos		Unidades	Valores	Referencias
Tubería de descarga PVC 2 in	Ø interior	[m]	0,06	MARK PEERLESS
Módulo de rugosidad relativa PVC	ϵ	[mm]	0,0015	CRANE A.41
Longitud de tubería	L1	[m]	2,04	Complejo " Carril 4"
Temperatura del agua		[°C]	16,3	
Viscosidad cinemática		[m ² /s]	$1,12(10)^{-6}$	
Área de la tubería		[m ²]	0,00283	
Velocidad en succión		[m/s]	3,53	

Fuente: Autores

Tabla 154. Pérdidas en tubería de succión – bomba paneles piscina

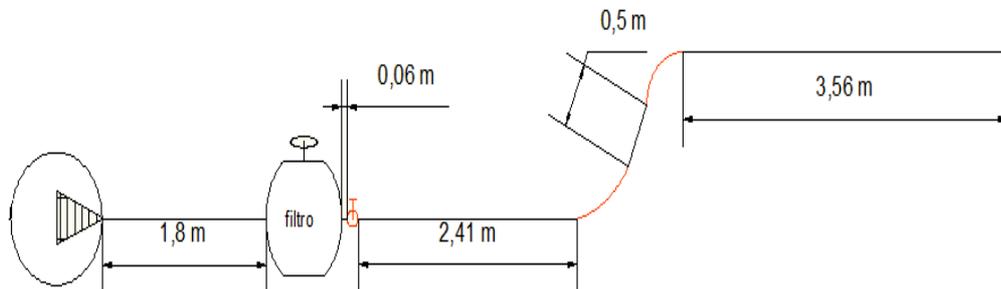
Pérdidas Primarias	Pérdidas Secundarias	Pérdidas Totales
$H_{rp} = 0,346 \text{ m. c. a}$	$H_{rs} = 7 \text{ m. c. a}$	$H_{rtotales \text{ succión}} = 0,346 + 7$
		$H_{rtotales \text{ succión}} = 7,35 \text{ m. c. a}$

Fuente: Autores

3.5.2.2 Pérdida de carga en tubería descarga paneles para piscina

Pérdida de carga en descarga – tramo 1

Figura 137. Tramo 1 – bomba paneles piscina



Fuente: Autores

Tabla 155. Tubería descarga tramo 1 – bomba paneles piscina

DATOS DE LA TUBERÍA				
Datos		Unidades	Valores	Referencias
Tubería de descarga PVC 1,5 in	Ø interior	[m]	0,05	MARK PEERLESS
Módulo de rugosidad relativa PVC	ϵ	[mm]	0,0015	CRANE A.41
Longitud de tubería	L1	[m]	8,33	Carril "4"
Temperatura del agua		[°C]	16,3	
Viscosidad cinemática		[m ² /s]	$1,12(10)^{-6}$	
Área de la tubería		[m ²]	0,00196	
Velocidad en tramo 1		[m/s]	5,09	

Fuente: Autores

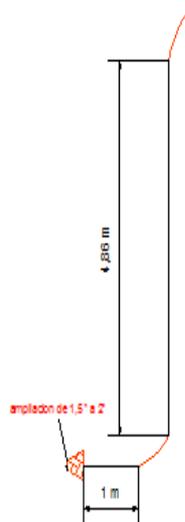
Tabla 156. Pérdidas tubería descarga tramo 1 – bomba paneles piscina

Pérdidas Primarias	Pérdidas Secundarias	Pérdidas Totales
$H_{rp} = 2,74 \text{ m. c. a}$	$H_{rs} = 17,46 \text{ m. c. a}$	$H_{rtotales \text{ DESCARGA}} = 2,74 + 17,46$
		$H_{rtotales \text{ DESCARGA}} = 20,21 \text{ m. c. a}$

Fuente: Autores

Pérdida de carga en descarga – tramo 2

Figura 138 . Tramo 2 – bomba paneles piscina



Fuente: Autores

Tabla 157. Tubería descarga tramo 2 – bomba paneles piscina

DATOS DE LA TUBERÍA				
Datos		Unidades	Valores	Referencias
Tubería de descarga PVC 2 in	Ø interior	[m]	0,06	Catálogo de MARK PEERLESS
Módulo de rugosidad relativa PVC	ϵ	[mm]	0,0015	CRANE A.41
Longitud de tubería	L1	[m]	5,86	Carril "4"
Temperatura del agua		[°C]	16,3	
Viscosidad cinemática		[m ² /s]	$1,12(10)^{-6}$	
Área de la tubería		[m ²]	0,00283	
Velocidad en tramo 1		[m/s]	3,53	

Fuente: Autores

Tabla 158. Pérdidas tubería descarga tramo 2 – bomba paneles piscina

Pérdidas Primarias	Pérdidas Secundarias	Pérdidas Totales
$H_{rp} = 0,99 \text{ m. c. a}$	$H_{rs} = 6,04 \text{ m. c. a}$	$H_{rtotales \text{ DESCARGA}} = 0,99 + 6,04$ $H_{rtotales \text{ DESCARGA}} = 7,03 \text{ m. c. a}$

Fuente: Autores

3.5.2.3 Selección de la Bomba. El sistema se encuentra con cabeza estática de succión.

Cálculo de la altura dinámica de succión (hs)

$$hs = -hes + hvs + Hrs \pm hpms$$

Tabla 159. Altura dinámica de succión – bomba paneles piscina

Cabeza estática de succión (hes).	Cabeza o columna de velocidad.	Pérdidas totales de energía en la succión (Hrs).	Cabeza o columna de presión en la succión.
$hes = 1 \text{ m.c.a}$	$hvs = 0,63 \text{ m.c.a}$	$Hrs = 7,35 \text{ m.c.a}$	$hpms = 0$

Fuente: Autores

Cálculo de la altura dinámica de descarga

$$hd = hed + hvd + Hrd \pm hpms$$

Tabla 160. Altura dinámica de descarga – Bomba paneles piscina

Cabeza estática de descarga (hed).	Cabeza o columna de velocidad.	Pérdidas totales de energía en la descarga (Hrd).	Cabeza o columna de presión en la descarga.
$hed = 1,16 \text{ m.c.a}$	$hvd = 1,32 \text{ m.c.a}$	$Hrd = 27,24 \text{ m.c.a}$	$hpmd = 0$

Fuente: Autores

Cálculo de la altura útil efectiva (H)

$$H = hs + hd$$

$$hs = 6,98 \text{ m.c.a}$$

$$hd = 27,24 \text{ m.c.a}$$

$$H = 6,98 + 27,24$$

$$H = 36,70 \text{ m.c.a}$$

BombacentrífugaPedrollo. La bomba que se requiere para la caldera de vapor es una de las siguientes características:

Pedrollo Modelo CP – Centrífuga

Capacidad hasta $900 \text{ l}/\text{min}$.

Altura útil efectiva hasta 75 metros.

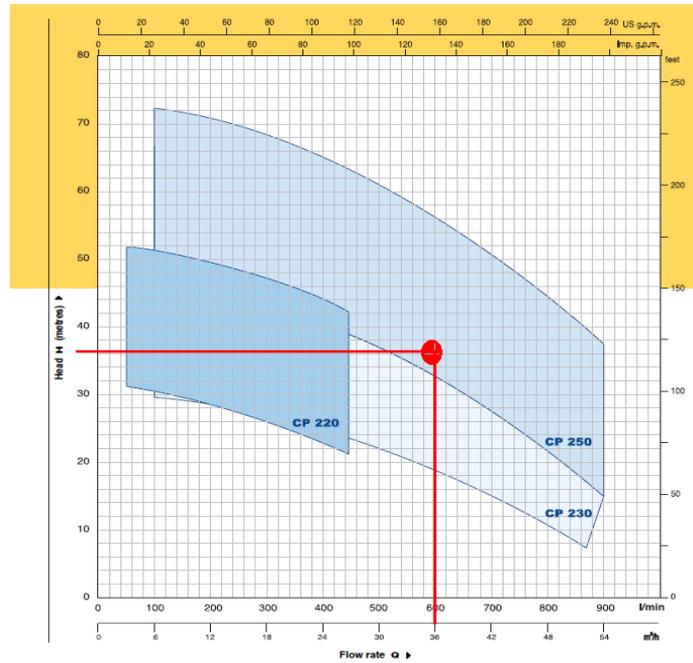
Temperaturas hasta 90°C .

Curva característica de la bomba Pedrollo 2CP

$$Q_b = 0,01 \text{ m}^3/\text{s}$$

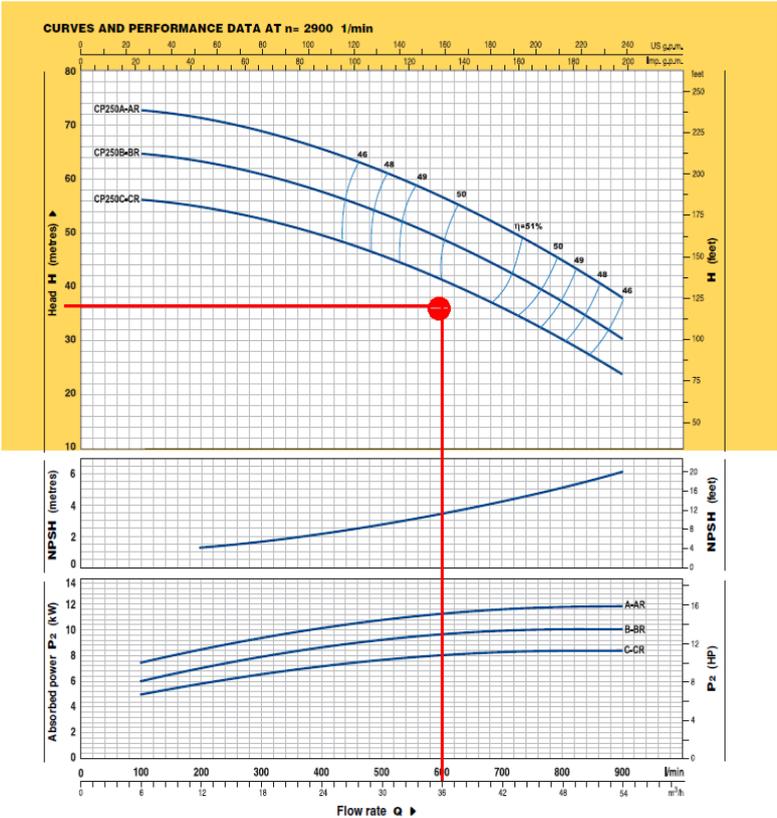
$$H = 36,70 \text{ m. c. a}$$

Figura 139. Bomba Pedrollo CP 250 – duchas – bomba paneles piscina



Fuente: Hydraulic Coverage Model CP 250

Figura 140. Bomba Pedrollo CP 250C - CR – bomba paneles piscina



Fuente: Hydraulic Coverage Model CP 250

Eficiencia = 50%

Potencia teórica de la bomba

$$P_t = \gamma Q H$$

$$\gamma = 9778,14 \frac{N}{m^3}$$

$$Q_b = 0,01 \text{ m}^3/s$$

$$H = 36,70 \text{ m.c.a}$$

$$P_t = 9778,14 (0,01)(36,70)$$

$$P_t = 3588,57 \text{ w}$$

$$P_t = 3,5 \text{ hp}$$

Potencia real de la bomba

$$Pr = \frac{P_t}{n}$$

$$P_t = 3,5 \text{ hp}$$

$$n = 50\%$$

$$Pr = \frac{3,5}{0,50}$$

$$Pr = 7 \text{ hp}$$

CAPITULO IV

4. ANÁLISIS DE LA VIABILIDAD ECONÓMICA DE LAS PROPUESTAS

Se realizan tres estudios económicos: el primero es mediante el empleo de gas doméstico el mismo que se emplea para calentar el agua en la piscina que tiene un costo de \$ 2 dólares el cilindro de 15 kg, es decir tal y como está funcionando en la actualidad; el segundo es empleando gas industrial ya que el MAE (Ministerio del Ambiente) en el Ecuador así lo exigedonde dicho cilindro tiene un precio de \$ 20 dólares el cilindro de 15 kg y finalmente mediante el análisis de propuestas que fueron discutidas en el capítulo tres donde se propone sustituir el uso de gas por diesel y a la vez emplear colectores solares así como sistemas y equipos para los diferentes servicios cuyo monto asciende a una cantidad de \$ 43948,2 dólares, a continuación se plantean cada uno de los estudios económicos:

4.1 Determinación de costos de los sistemas actuales y propuestos

4.1.1 Cilindro de gas doméstico de 15 kg

4.1.1.1 Inversión inicial

Tabla 161. Inversión inicial instalaciones

ACTIVOS FIJOS OPERATIVOS	
Terreno	35000,00
Construcción	122231,58
Equipos de piscina	6076,13
Implementos piscina	895,00
Muebles piscina	2340,00
Equipos bar piscina	2612,00
Muebles bar piscina	3310,0
Equipo de sonido piscina	350,00
ACTIVOS FIJOS ADMINISTRACIÓN Y VENTAS	
Equipo de oficina	1210,00
Muebles de oficina	860,00
SUBTOTAL	174884,71
ACTIVOS DIFERIDOS	
Gastos Preoperativos	1500,00
Estudio de Factibilidad	2500,00
SUBTOTAL	4000,00
CAPITAL DE TRABAJO	
Capital de Trabajo Operativo	7500,00
Capital de Trabajo Administración	4000,00
SUBTOTAL	11500,00
INVERSIÓN TOTAL	190384,71

Fuente: Autores

En la tabla 161 se puede observar el valor de inversión inicial de todas las instalaciones que goza hoy en día el complejo; cabe indicar que esta inversión es la misma cuando se vaya a emplear los cilindros de gas industrial para calentar el agua en la piscina, lo única que variara es su costo de operación.

A continuación se detalla cada uno de los activos que fueron tomados para la tabla 161:

Tabla 162. Construcciones

Nº	DETALLE	UNIDAD	CANTIDAD	COSTO TOTAL (dólares)
1	Piscina	m ²	40	66546,10
2	Baño turco	m ²	18,5	18500
3	Sauna	m ²	18,2	20500
4	Oficina	m ²	20	1000
5	Vestidores y camerinos	m ²	41,5	15735,48
TOTAL				122281,58

Fuente: Autores

Tabla 163. Equipos piscina

Nº	DETALLE	UNIDAD	CANTIDAD	COSTO UNITARIO (dólares)	COSTO TOTAL (dólares)
1	Calentador de agua	u	1	2099,99	2099,99
2	Filtros de arena	u	1	776,6	776,6
3	Bombas astral alaska	u	1	799,54	799,54
4	Calentadores solares	u	1	2400	2400
TOTAL				6076,13	

Fuente: Autores

Tabla 164. Implementos

Nº	DETALLE	UNIDAD	CANTIDAD	COSTO UNITARIO (dólares)	COSTO TOTAL (dólares)
1	Recogedor de objetos	u	2	125	250
2	Bomba para limpieza	u	1	225	225
3	Salvavidas	u	2	85	170
4	Manguera de agua	u	2	35	70
5	Baldes	u	4	15	60
6	Basureros	u	10	12	120
TOTAL				895	

Fuente: Autores

Tabla 165. Muebles piscina

Nº	DETALLE	UNIDAD	CANTIDAD	COSTO UNITARIO (dólares)	COSTO TOTAL (dólares)
1	Sillas pasticas	u	5	65	325
2	Mesas plásticas	u	2	55	110
3	Perchas	u	2	135	270
4	Armarios	u	2	350	700
5	Escritorio	u	1	235	235
6	Archivador	u	1	180	180
7	Silla giratoria	u	1	220	220
8	Sillas	u	4	75	300
				TOTAL	2340

Fuente: Autores

Tabla 166. Equipos bar piscina

Nº	DETALLE	UNIDAD	CANTIDAD	COSTO UNITARIO (dólares)	COSTO TOTAL (dólares)
1	Cocina industrial	u	1	385	385
2	Juego de ollas y utensilios	u	1	500	500
3	Juego de pailas y sartenes	u	1	50	50
4	Licuadaora	u	1	125	125
5	Campana extractores de olores	u	1	250	250
7	Mantenedor de comida caliente	u	4	192	192
8	Refrigeradora	u	1	860	860
9	Extractor de jugos	u	1	100	100
10	Dispensador de agua y jugos	u	1	150	150
				TOTAL	2612

Fuente: Autores

Tabla 167. Muebles bar piscina

Nº	DETALLE	UNIDAD	CANTIDAD	COSTO UNITARIO (dólares)	COSTO TOTAL (dólares)
1	Muebles varios (mesas, sillas, taburetes)	1	1	1500	1500
3	Mini componente Sony	1	1	310	310
4	Barra	1	1	1000	1000
5	Exhibidores	1	1	500	500
				TOTAL	3310

Fuente: Autores

Tabla 168. Equipos de piscina

Nº	DETALLE	UNIDAD	CANTIDAD	COSTO UNITARIO (dólares)	COSTO TOTAL (dólares)
1	Equipo de sonido	u	1	350	350
				TOTAL	350

Fuente: Autores

Tabla 169. Equipo de oficina de administración

Nº	DETALLE	UNIDAD	CANTIDAD	COSTO UNITARIO (dólares)	COSTO TOTAL (dólares)
1	Grabadora	u	1	120	120
2	Teléfono	u	1	120	120
3	Computadora	u	1	850	850
4	Impresora	u	1	120	120
				TOTAL	1210

Fuente: Autores

Tabla 170. Muebles administración

Nº	DETALLE	UNIDAD	CANTIDAD	COSTO UNITARIO (dólares)	COSTO TOTAL (dólares)
1	Escritorios	u	1	235	235
2	Silla giratoria	u	1	220	220
3	Sillas	u	3	75	225
4	Archivador	u	1	180	180
				TOTAL	860

Fuente: Autores

Tabla 171. Herramientas

Nº	DETALLE	UNIDAD	CANTIDAD	COSTO UNITARIO (dólares)	COSTO TOTAL (dólares)
1	Destornilladores	Juego	1	15	15
2	Playos	Juego	1	15	15
3	Llaves	Juego	1	45	45
4	Herramientas varias	Juego	1	45	45
				TOTAL	120

Fuente: Autores

Tabla 172. Suministros de oficina

Nº	DETALLE	UNIDAD	CANTIDAD	COSTO UNITARIO (dólares)	COSTO TOTAL (dólares)
1	Lápices y esferos	u	10	0,5	5
2	Resaltadores	u	6	0,8	4,8
3	Perforadora	u	1	5	5
4	Grapadora	u	1	5	5
5	Cuadernos	u	3	2	6
6	Talonarios boletos	u	4	15	60
7	Recibera	u	3	10	30
8	Facturero	u	4	10	40
1	Lápices y esferos	u	10	0,5	5
2	Resaltadores	u	6	0,8	4,8
3	Perforadora	u	1	5	5
4	Grapadora	u	1	5	5
				TOTAL	155,8

Fuente: Autores

Tabla 173. Útiles de aseo

Nº	DETALLE	UNIDAD	CANTIDAD	COSTO UNITARIO (dólares)	COSTO TOTAL (dólares)
1	Escobas	Unidad	6	3,5	21
2	Paños de limpieza	Unidad	5	1,5	7,5
3	Toallas	Unidad	4	2,5	10
4	Trapeador	Unidad	4	3,5	14
5	Baldes	Unidad	2	15	30
				TOTAL	82,5

Fuente: Autores

Tabla 174. Material de aseo

Nº	DETALLE	UNIDAD	CANTIDAD	COSTO UNITARIO (dólares)	COSTO TOTAL (dólares)
1	Ac muriático (galón)	u	3	13,5	486
2	Sulfato de aluminio - Saco de 5 kg.	u	16	6,16	1182,72
3	Cloro granulado HTH 45 kg EEUU	u	8	4,28	410,88
4	Detector ph y cloro	u	12	8,8	1267,2
5	Detergente	u	1	2,5	30
6	Desinfectante	u	1	3,5	42
7	Papel higiénico	u	2	4,5	108
8	Jabón de tocador	u	1	1,8	21,6
				TOTAL	3548,4

Fuente: Autores

Tabla 175. Ropa de trabajo

Nº	DETALLE	UNIDAD	CANTIDAD	COSTO UNITARIO (dólares)	COSTO TOTAL (dólares)
1	Overol	u	3	24	72
2	Guantes	u	12	1,5	18
3	Zapatos	u	3	50	150
TOTAL					240

Fuente: Autores

Capital de operación. El capital de operación está constituido por mano de obra directa e indirecta, gastos administrativos y ventas.

Tabla 176. Capital de operación

RUBRO	VALOR ANUAL
Capital de Trabajo Operativo	7500,00
Administración y Ventas	4000,00
TOTAL	11500,00

Fuente: Autores

Tabla 177. Mano de obra directa

CARGO	VALOR MENSUAL	VALOR ANUAL
Entrenador 1	180	2160,00
Entrenador 2	180	2160,00
TOTAL		4320

Fuente: Autores

Tabla 178. Mano de obra indirecta

CARGO	VALOR MENSUAL	VALOR ANUAL
Técnico	80	960
TOTAL		960

Fuente: Autores

Tabla 179. Personal de administración

CARGO	VALOR MENSUAL	VALOR ANUAL
Gerente	600,00	7200,00
Secretaria Contadora	350,00	4200,00
Personal de Limpieza	290,00	3480,00
TOTAL		14880

Fuente: Autores

Financiamiento de la inversión

Tabla 180. Financiamiento de la inversión

DENOMINACIÓN	TOTAL	CRÉDITO	PROPIO
ACTIVOS FIJOS OPERATIVOS			
Terreno	35000,00		35000,00
Construcción	122231,58	104000	18231,58
Equipos de piscina	6076,13	6000	76,13
Implementos piscina	895		895,00
Muebles piscina	2340,00	1000	1340,00
Equipos bar piscina	2612,00		2612,00
Muebles bar piscina	3310,00	1000	2310,00
Equipo de sonido piscina	350		350,00
Equipo de oficina	1210,00		1210,00
Muebles de oficina	860		860,00
SUBTOTAL	174884,71		62884,71
ACTIVOS DIFERIDOS			
Gastos Preoperativos	1500,00		1500,00
Estudio de Factibilidad	2500,00		2500,00
SUBTOTAL	4000,00		4000,00
CAPITAL DE TRABAJO			
Capital de Trabajo Operativo	7500,00	5000	2500,00
Capital de Trabajo Administración y Ventas	4000,00	3000	1000,00
SUBTOTAL	11500,00		3500,00
INVERSIÓN TOTAL	190384,71	120000	70384,71

Fuente: Autores

Como se puede observar el dueño del complejo para las instalaciones actuales debió haber contado con un capital de \$ 70384,71 dólares para posteriormente realizar un crédito de \$ 120 000 dólares para de esta manera poder contar con el dinero suficiente para iniciar el negocio en óptimas condiciones; por lo que a continuación se detalla el crédito que se realizó para un periodo de 4 años, el mismo que se lo detalla en la tabla 181.

Tabla 181. Crédito bancario

MONTO:	120.000,00
PLAZO	48
INTERÉS NOMINAL	1,17%
ANUAL	14,00%
CUOTA	3.279,18
PERIODO DE PAGO	Mensual

PERIODO	PRINCIPAL	INTERÉS	AMORTIZ.	CUOTA
1	120000,00	1400,00	1879,18	3279,18
2	118120,82	1378,08	1901,10	3279,18
3	116219,72	1355,90	1923,28	3279,18
4	114296,44	1333,46	1945,72	3279,18
5	112350,72	1310,76	1968,42	3279,18
6	110382,30	1287,79	1991,38	3279,18
7	108390,92	1264,56	2014,62	3279,18
8	106376,30	1241,06	2038,12	3279,18
9	104338,18	1217,28	2061,90	3279,18
10	102276,29	1193,22	2085,95	3279,18
11	100190,33	1168,89	2110,29	3279,18
12	98080,04	1144,27	2134,91	3279,18
13	95945,13	1119,36	2159,82	3279,18
14	93785,31	1094,16	2185,02	3279,18
15	91600,30	1068,67	2210,51	3279,18
16	89389,79	1042,88	2236,30	3279,18
17	87153,50	1016,79	2262,39	3279,18
18	84891,11	990,40	2288,78	3279,18
19	82602,33	963,69	2315,48	3279,18
20	80286,84	936,68	2342,50	3279,18
21	77944,35	909,35	2369,83	3279,18
22	75574,52	881,70	2397,47	3279,18
23	73177,05	853,73	2425,44	3279,18
24	70751,60	825,44	2453,74	3279,18
25	68297,86	796,81	2482,37	3279,18
26	65815,49	767,85	2511,33	3279,18
27	63304,16	738,55	2540,63	3279,18
28	60763,53	708,91	2570,27	3279,18
29	58193,26	678,92	2600,26	3279,18
30	55593,01	648,59	2630,59	3279,18
31	52962,42	617,89	2661,28	3279,18
32	50301,13	586,85	2692,33	3279,18
33	47608,80	555,44	2723,74	3279,18
34	44885,06	523,66	2755,52	3279,18
35	42129,54	491,51	2787,67	3279,18
36	39341,88	458,99	2820,19	3279,18
37	36521,69	426,09	2853,09	3279,18
38	33668,60	392,80	2886,38	3279,18
39	30782,22	359,13	2920,05	3279,18
40	27862,17	325,06	2954,12	3279,18
41	24908,05	290,59	2988,58	3279,18
42	21919,47	255,73	3023,45	3279,18
43	18896,02	220,45	3058,72	3279,18
44	15837,29	184,77	3094,41	3279,18
45	12742,89	148,67	3130,51	3279,18
46	9612,38	112,14	3167,03	3279,18
47	6445,34	75,20	3203,98	3279,18
48	3241,36	37,82	3241,36	3279,18

Fuente: Autores

4.1.1.2 Depreciaciones, mantenimiento de activos. A continuación se detalla en las siguientes tablas las depreciaciones de activos fijos: operativos, administrativos; y costos de producción.

Tabla 182. Condiciones de los activos fijos: nuevas inversiones

ACTIVOS FIJOS OPERATIVOS	VIDA ÚTIL AÑOS	MANTENIM %
Terreno	---	---
Construcción	20	2,00%
Equipos de piscina	10	5,00%
Implementos piscina	10	10,00%
Muebles piscina	10	0,00%
Equipos bar piscina	10	0,00%
Muebles bar piscina	10	0,00%
Equipo de sonido piscina	10	0,00%
ACTIVOS FIJOS ADMINISTRACIÓN		
Equipo de oficina	5	0,00%
Muebles de oficina	10	0,00%

Fuente: Autores

Tabla 183. Cálculo de depreciaciones, mantenimiento y seguro (valor de adquisición)

COSTO DE PRODUCCIÓN:	PORCENTAJE		VALOR	
	DEPREC	MANTENIM	DEPREC.	MANT.
Construcción	5,00%	2,00%	6111,58	2444,63
Equipos de piscina	10,00%	5,00%	607,61	303,81
Implementos piscina	10,00%	10,00%	89,50	89,50
Muebles piscina	10,00%	0,00%	234,00	0,00
Equipos bar piscina	10,00%	0,00%	261,20	0,00
Muebles bar piscina	10,00%	0,00%	331,00	0,00
Equipo de sonido piscina	10,00%	0,00%	35,00	0,00
Subtotal			7669,89	2837,94
GASTOS ADMINISTRATIVOS				
Equipo de oficina	20,00%	0,00%	242,00	0,00
Muebles de oficina	10,00%	0,00%	86,00	0,00
Subtotal			328,00	0,00
TOTAL			7997,89	2837,94

Fuente: Autores

4.1.1.3 Costos y gastos. En la tabla 184 se presenta los costos y gastos los mismos que nos permiten obtener el gasto financiero:

Tabla 184. Costos y gastos

PERIODO:	1	2	3	4	5
COSTOS DIRECTOS DE PRODUCCIÓN					
Entrenadores	4320,00	4320,00	4320,00	4320,00	4320,00
Subtotal	4320,00	4320,00	4320,00	4320,00	4320,00
COSTOS INDIRECTOS DE PRODUCCIÓN					
Costos que representan desembolso:					
Técnico de mantenimiento	960,00	960,00	960,00	960,00	960,00
Suministros y servicios	8326,56	9181,53	10099,69	11109,65	12220,62
Mantenimiento y seguros	2837,94	2837,94	2837,94	2837,94	2837,94
Material de aseo	3548,40	3548,40	3548,40	3548,40	3548,40
Útiles de aseo	82,50	82,50	82,50	82,50	82,50
Ropa de trabajo	240,00	240,00	240,00	240,00	240,00
Parcial	15995,40	16850,37	17768,52	18778,49	19889,46
Costos que no representan desembolso:					
Depreciaciones	7669,89	7669,89	7669,89	7669,89	7669,89
Subtotal	23665,29	24520,26	25438,42	26448,38	27559,35
GASTOS DE ADMINISTRACIÓN					
Gastos que representan desembolso:					
Remuneraciones	14880,00	14880,00	14880,00	14880,00	14880,00
Suministros de oficina	155,80	155,80	155,80	155,80	155,80
Parcial	15035,80	15035,80	15035,80	15035,80	15035,80
Gastos que no representan desembolso:					
Depreciaciones	295,20	295,20	295,20	295,20	295,20
Amortizaciones	800,00	800,00	800,00	800,00	800,00
Subtotal	16131,00	16131,00	16131,00	16131,00	16131,00
GASTOS DE VENTAS					
Gastos que representan desembolso:					
Depreciaciones	32,80	32,80	32,80	32,80	32,80
Subtotal	32,80	32,80	32,80	32,80	32,80
GASTOS FINANCIEROS	15295,26	11702,85	7573,96	2828,44	0,00
TOTAL	59444,34	56706,92	53496,17	49760,62	48043,15

Fuente: Autores

Suministros y servicios, cantidad consumida para cinco años. En la tabla 185y186 Se puede observar la cantidad y el costo de suministro de energía para cinco años.

Tabla 185. Cantidad consumida energía y servicios

DETALLE	UNIDAD	COSTO	UNIDADES				
			1	2	3	4	5
Agua	m ³	0,37	6698,96	7368,85	8105,74	8916,31	9807,95
Luz	kw	0,083	32411,57	24827,23	27309,95	30040,95	33045,04
Gas	kg	0,13	16240,60	24948,00	27442,80	30187,08	33205,79
Diesel	gl	1,05	1028,57	1131,43	1244,57	1369,03	1505,93

Fuente: Autores

Tabla 186. Valor de suministros y servicios

DETALLE	1	2	3	4	5
Agua	2445,12	2689,63	2958,60	3254,45	3579,90
Luz	2690,16	2060,66	2266,73	2493,40	2742,74
Gas	2111,28	3243,24	3567,56	3924,32	4316,75
Diesel	1080,00	1188,00	1306,80	1437,48	1581,23
TOTAL	8326,56	9181,53	10099,69	11109,65	12220,62

Fuente: Autores

4.1.1.4 Ingreso anuales. Una vez que se conocen los gastos financieros es importante saber con qué ingresos se cuenta para solventar de esta forma los pagos para los diversos servicios que brinda las instalaciones; por lo que en la tabla 4.26, se detallan los ingresos para cinco años los mismos que año tras año deberán ir aumentando para cubrir deudas; estos ingresos se tomarán para todas las tres inversiones a considerar debido a que el complejo no tiene más entradas de dinero.

Tabla 187. Ingreso anuales

SEGMENTOS	1	2	3	4	5
NIÑOS					
Ingresos por período	25200,0	27720,00	30492,00	33541,00	36895,00
Precios de entrada	2,0	2,20	2,42	2,66	2,93
Valor recaudado	50400,00	60984,00	73790,64	89286,14	108035,94
ADULTOS					
Ingresos por período	5400,0	5940,00	6534,00	7187,00	7906,00
Precios de entrada	3,0	3,30	3,63	3,99	4,39
Valor recaudado	16200,00	19602,00	23718,42	28697,69	34725,52
TOTAL RECAUDADO	66600,00	80586,00	97509,06	117983,83	142761,46

Fuente: Autores

Una vez que se tiene claro los ingresos y gastos del complejo se puede determinar el estado de pérdidas y ganancias en el mismo; el cual se tabula en la tabla 188.

Tabla 188. Estado de pérdidas y ganancias

VALORES	AÑOS				
	1	2	3	4	5
Ventas Netas	66600,00	80586,00	97509,06	117983,83	142761,46
Costo de servicio	27985,29	28840,26	29758,42	30768,38	31879,35
UTILIDAD BRUTA EN VENTAS	38614,71	51745,74	67750,64	87215,45	110882,11
Gastos de ventas	32,80	32,80	32,80	32,80	32,80
Gastos de administración	16131,00	16131,00	16131,00	16131,00	16131,00
UTILIDAD OPERACIONAL	22450,91	35581,94	51586,84	71051,65	94718,31
Gastos financieros	15295,26	11702,85	7573,96	2828,44	0,00
UTILIDAD ANTES PARTICIPACIÓN	7155,66	23879,08	44012,89	68223,21	94718,31
Participación utilidades	1073,35	3581,86	6601,93	10233,48	14207,75
UTILIDAD ANTES IMP. RENTA	6082,31	20297,22	37410,96	57989,73	80510,57
Impuesto a la renta	1520,58	5074,31	9352,74	14497,43	20127,64
UTILIDAD NETA	4561,73	15222,92	28058,22	43492,30	60382,92

Fuente: Autores

Como se puede observar tenemos una utilidad desde el primer año de \$ 4561,73 dólares a un gasto en servicio de \$ 27985,29 dólares lo cual es realmente falso, ya que el combustible a utilizar es el gas de uso doméstico con lo cual corre el riesgo el complejo de ser clausurado ya que según el MAE para este tipo de servicios se debe emplear cilindros industriales.

A continuación se presenta un balance general y el flujo de caja en la tabla 189 y190.

Tabla 189. Balance general

	Saldos iniciales	1	2	3	4	5
ACTIVO CORRIENTE						
Caja y bancos	11500,00	2549,01	1809,87	2530,81	5156,62	39781,17
Inversiones temporales		849,67	603,29	843,60	1718,87	13260,39
TOTAL ACTIVOS CORRIENTES	11500,00	3398,68	2413,16	3374,42	6875,50	53041,56
ACTIVOS FIJOS OPERATIVOS						
Terreno	35000,00	35000,00	35000,00	35000,00	35000,00	35000,00
Construcción	122231,58	122231,58	122231,58	122231,58	122231,58	122231,58
Equipos de piscina	6076,13	6076,13	6076,13	6076,13	6076,13	6076,13
Implementos piscina	895,00	895,00	895,00	895,00	895,00	895,00
Muebles piscina	2340,00	2340,00	2340,00	2340,00	2340,00	2340,00
Equipos bar piscina	2612,00	2612,00	2612,00	2612,00	2612,00	2612,00
Muebles bar piscina	3310,00	3310,00	3310,00	3310,00	3310,00	3310,00
Equipo de sonido piscina	350,00	350,00	350,00	350,00	350,00	350,00
ACTIVOS FIJOS ADMINISTRACIÓN						
Equipo de oficina	1210,00	1210,00	1210,00	1210,00	1210,00	1210,00
Muebles de oficina	860,00	860,00	860,00	860,00	860,00	860,00
Subtotal activos fijos	174884,71	174884,71	174884,71	174884,71	174884,71	174884,71
(-) Depreciaciones		7997,89	15995,78	23993,68	31991,57	39989,46
TOTAL ACTIVOS FIJOS NETOS	174884,71	166886,82	158888,93	150891,03	142893,14	134895,25
ACTIVO DIFERIDO	4000,00	4000,00	4000,00	4000,00	4000,00	4000,00
Amortización acumulada		800,00	1600,00	2400,00	3200,00	4000,00
TOTAL ACTIVO DIFERIDO NETO	4000,00	3200,00	2400,00	1600,00	800,00	0,00

TOTAL DE ACTIVOS	190384,71	173485,50	163702,09	155865,45	150568,64	187936,81
PASIVO CORRIENTE						
Porción corriente deuda largo plazo	0,00	27647,27	31776,17	36521,69	0,00	0,00
Gastos acumulados por pagar	0,00	2593,92	8656,17	15954,67	24730,91	34335,39
TOTAL DE PASIVOS CORRIENTES	0,00	30241,20	40432,34	52476,36	24730,91	34335,39
PASIVO LARGO PLAZO	120000,00	68297,86	36521,69	0,00	0,00	0,00
TOTAL DE PASIVOS	120000,00	98539,06	76954,03	52476,36	24730,91	34335,39
PATRIMONIO						
Capital social pagado	70384,71	70384,71	70384,71	70384,71	70384,71	70384,71
Reserva legal	0,00	0,00	456,17	1978,46	4784,29	9133,52
Utilidad (pérdida) retenida	0,00	0,00	684,26	2967,70	7176,43	13700,27
Utilidad (pérdida) neta	0,00	4561,73	15222,92	28058,22	43492,30	60382,92
TOTAL PATRIMONIO	70384,71	74946,44	86748,06	103389,09	125837,72	153601,43
TOTAL PASIVO Y PATRIMONIO	190384,71	173485,50	163702,09	155865,45	150568,64	187936,81

Fuente: Autores

Tabla 190. Flujo de caja

	PREOP.	1	2	3	4	5
A. INGRESOS OPERACIONALES						
Recuperación por ventas	0,00	66600,00	80586,00	97509,06	117983,83	142761,46
Parcial	0,00	66600,00	80586,00	97509,06	117983,83	142761,46
B. EGRESOS OPERACIONALES						
Pago a proveedores	0,00	8326,56	9181,53	10099,69	11109,65	12220,62
Mano de obra directa e imprevistos		4320,00	4320,00	4320,00	4320,00	4320,00
Mano de obra indirecta		960,00	960,00	960,00	960,00	960,00
Gastos de administración		15035,80	15035,80	15035,80	15035,80	15035,80
Costos de fabricación		6708,84	6708,84	6708,84	6708,84	6708,84
Parcial	0,00	35351,20	36206,17	37124,32	38134,29	39245,26
C. FLUJO OPERACIONAL (A - B)	0,00	31248,80	44379,83	60384,74	79849,54	103516,21
D. INGRESOS NO OPERACIONALES						
Créditos Instituciones Financieras 1	120000,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Aportes de capital	70384,71	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Parcial	190384,71	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
E. EGRESOS NO OPERACIONALES						
Pago de intereses		15295,26	11702,85	7573,96	2828,44	0,00
Pago de principal (capital) de los pasivos	0,00	24054,87	27647,27	31776,17	36521,69	0,00
Pago participación de trabajadores		0,00	1073,35	3581,86	6601,93	10233,48
Pago de impuesto a la renta	0,00	0,00	1520,58	5074,31	9352,74	14497,43
Reparto de dividendos		0,00	3421,30	11417,19	21043,66	32619,22
Reposición y nuevas inversiones						
ACTIVOS FIJOS OPERATIVOS						
Terreno	35000,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Construcción	122231,58	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Equipos de piscina	6076,13	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Implementos piscina	895,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Muebles piscina	2340,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Equipos bar piscina	2612,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Muebles bar piscina	3310,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Equipo de sonido piscina	350,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Activos fijos administración						
Equipo de oficina	1210,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Muebles de oficina	860,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Activos diferidos	4000,00					
Parcial	178884,71	39350,13	45365,35	59423,48	76348,46	57350,14
F. FLUJO NO OPERACIONAL (D-E)	11500,00	-39350,13	-45365,35	-59423,48	-76348,46	-57350,14
G. FLUJO NETO GENERADO (C+F)	11500,00	-8101,32	-985,52	961,26	3501,08	46166,07
H. SALDO INICIAL DE CAJA	0,00	11500,00	3398,68	2413,16	3374,42	6875,50
I. SALDO FINAL DE CAJA (G+H)	11500,00	3398,68	2413,16	3374,42	6875,50	53041,56
REQUERIMIENTOS DE CAJA		2945,93	3017,18	3093,69	3177,86	3270,44
NECESIDADES EFECTIVO (CREDITO CORTO PLAZO)		0,00	604,02	0,00	0,00	0,00

Fuente: Autores

4.1.1.5 Evaluación financiera. La evaluación financiera del proyecto mide el efecto del proyecto desde el punto de vista de la empresa, valorando sus ingresos y egresos a precios de mercado, esto significa que permite proveer información a quien decida sobre el proyecto, con la conveniencia o no de ejecutarlo.

Valor actual neto. El valor actual neto (VAN) para cinco años se detalla en la tabla 191.

Tabla 191. Valor actual neto (VAN)

FLUJO DE FONDOS	PREOPE	1	2	3	4	5
Inversión fija	174884,71	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Inversión diferida	-4000,00					
Capital de operación	-11500,00					
Participación de trabajadores		0,00	-1073,35	-3581,86	-6601,93	-10233,48
Impuesto a la renta		0,00	-1520,58	-5074,31	-9352,74	-14497,43
Flujo operacional (ingresos - egresos)	0,00	31248,80	44379,83	60384,74	79849,54	103516,21
Valor de recuperación:						
Inversión fija		0,00	0,00	0,00	0,00	134895,25
Capital de trabajo		0,00	0,00	0,00	0,00	7500,00
Flujo Neto (precios constantes)	190384,71	31248,80	41785,90	51728,57	63894,87	221180,54

AÑOS	FLUJO NETO	FACTOR DE DESCUENTO 14 %	VAN
0	-190384,71	1	-190384,71
1	31248,80	0,87719	27411,23
2	41785,90	0,76947	32152,89
3	51728,57	0,67497	34915,31
4	63894,87	0,59208	37830,89
5	22.180,54	0,51937	114874,24
			56799,86

Fuente: Autores

Tasa interna de retorno. La tasa interna de retorno (TIR), que no es nada menos sino que el promedio geométrico de los rendimientos futuros esperados de dicha inversión, y que implica por cierto el supuesto de una oportunidad para "reinvertir"; por ello se detalla en la tabla 192 dicho cálculo.

Tabla 192. Tasa interna de retorno (TIR)

FLUJO DE FONDOS	PREOPE	1	2	3	4	5
Inversión fija	-174884,71	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Inversión diferida	-4000,00					
Capital de operación	-11500,00					
Participación de trabajadores		0,00	-1073,35	-3581,86	-6601,93	-10233,48
Impuesto a la renta		0,00	-1520,58	-5074,31	-9352,74	-14497,43
Flujo operacional (ingresos - egresos)	0,00	31248,80	44379,83	60384,74	79849,54	103516,21
Valor de recuperación:						
Inversión fija		0,00	0,00	0,00	0,00	134895,25
Capital de trabajo		0,00	0,00	0,00	0,00	7500,00
Flujo Neto (precios constantes)	-190384,71	31248,80	41785,90	51728,57	63894,87	221180,54

AÑOS	FLUJO NETO	FACTOR DE DESCUENTO	VAN 14%	FACTOR DE DESCUENTO	VAN 23%
0	-190384,7	1	-190384,7	1	-190384,7
1	31248,8	0,87719	27411,2	0,81301	25405,5
2	41785,9	0,76947	32152,9	0,66098	27619,7
3	51728,6	0,67497	34915,3	0,53738	27798,1
4	63894,9	0,59208	37830,9	0,43690	27915,5
5	221180,5	0,51937	114874,2	0,35520	78563,6
			56799,9		-3082,2

Fuente: Autores

$$TIR = i1 + (i2 - i1) \left(\frac{VAN1}{VAN1 - VAN2} \right)$$

$$TIR = 14 + (23 - 14) \left(\frac{56799,9}{56799,9 - (-3082,2)} \right)$$

$$TIR = 14 + (9) \left(\frac{56799,9}{59882,1} \right)$$

$$TIR = 14 + (9)(0,48)$$

$$TIR = 14 + 8,3$$

$$TIR = 22,53\%$$

Punto de equilibrio. Es aquel punto de actividad (volumen de ventas) en donde los ingresos son iguales a los costos, es decir, es el punto de actividad en donde no existe utilidad ni pérdida, para esto nos servimos de una hoja electrónica que se ven reflejados en la tabla 193.

Tabla 193. Punto de equilibrio

COSTOS Y GASTOS	COSTO	1	2	3	4	5
Mano de obra directa	Fijo	4320,0	4320,0	4320,0	4320,0	4320,0
Mano de obra indirecta	Fijo	960,0	960,0	960,0	960,0	960,0
Mantenimiento y seguros	Fijo	2837,9	2837,9	2837,9	2837,9	2837,9
Depreciaciones	Fijo	7997,9	7997,9	7.997,9	7997,9	7997,9
Amortizaciones	Fijo	800,0	800,0	800,0	800,0	800,0
Gastos administrativos	Fijo	15035,8	15035,8	15035,8	15035,8	15035,8
TOTAL FIJOS		31951,6	31951,6	31951,6	31951,6	31951,6
Suministros y servicios	Variable	8326,6	9181,5	10099,7	11109,7	12220,6
Costos indirectos	Variable	3870,9	3870,9	3870,9	3870,9	3870,9
Gastos financieros	variables	15295,3	11702,9	7574,0	2828,4	0,0
TOTAL VARIABLES		27492,7	24755,3	21544,5	17809,0	16091,5
VENTAS		66600,0	80586,0	97509,1	117983,8	142761,5

Fuente: Autores

Punto de equilibrio en porcentaje

$$PE = \frac{CF}{V - CV} (100)$$

$$PE = \frac{31951,60}{66600 - 27492,8} (100)$$

$$PE = \frac{31951,6}{39107,2} (100)$$

$$PE = 0,8170(100)$$

$$PE = 81,70\%$$

Punto de equilibrio en dólares

$$PE = \frac{CF}{1 - \frac{CV}{V}}$$

$$PE = \frac{31951,6}{1 - \frac{27492,8}{66600}}$$

$$PE = \frac{31951,6}{1 - 0,413}$$

$$PE = \frac{31951,6}{0,587}$$

$$PE = 54413,93$$

Para que no exista pérdidas ni ganancias los ingresos no deberán superar ni disminuir en \$ 54413,93 dólares al año.

Relación beneficio costo. La relación costo beneficio toma los ingresos y egresos presentes netos del estado de resultado, para determinar cuáles son los beneficios por cada peso que se sacrifica en el proyecto.

Tabla 194. Relación beneficio costo

INGRESOS	EGRESOS	FACTOR DE ACTUALIZACIÓN	INGRESOS ACTUALIZADOS	EGRESOS ACTUALIZADOS
66600,00	59444,35	0,87719	58421,1	52144,2
80586,00	56706,91	0,76947	62008,3	43634,1
97509,06	53496,18	0,67497	65815,8	36108,4
117983,83	49760,62	0,59208	69855,9	29462,3
142761,46	48043,15	0,51937	74145,8	24952,1
			330246,9	186301,1

Fuente: Autores

$$B/C = \frac{INGRESOS \text{ ACTUALIZADOS}}{EGRESOS \text{ ACTUALIZADOS}}$$

$$B/C = \frac{330246,9}{186301,1}$$

$$B/C = 1,77$$

La relación beneficio costo nos da como resultado 1,77 dólares. En donde por cada dólar invertido genera un beneficio de 0,77 dólares.

Período de recuperación de la inversión

Tabla 195. Recuperación de la inversión cilindro 15 kg doméstico

AÑOS	FLUJO NETO	FACTOR DE DESCUENTO 14 %	FLUJO NETO ACTUALI	FLUJO NETO ACUMULA
0	-190384,7	1	-190384,7	-190384,7
1	31248,8	0,877	27411,2	-162973,5
2	41785,9	0,769	32152,9	-130820,6
3	51728,6	0,675	34915,3	-95905,3
4	63894,9	0,592	37830,9	-58074,4
5	221180,5	0,519	114874,2	56799,9

Fuente: Donoso J, Álvarez P

Consiste en el número de períodos necesarios para recuperar la inversión inicial.

$$PRI = \text{AÑO ÚLTIMO DE ACTUALIZACIÓN NEGA} + \frac{\text{INGRESOS ACTUALIZAD POSIT}}{\text{INEVRSIÓN INICIAL}}$$

$$PRI = 4\text{AÑO} + \frac{37830,9}{190384,7}$$

$$PRI = 4\text{AÑO} + 0,34$$

$$PRI = 4,34\text{años}$$

4.1.2 Cilindro de gas industrial de 15 kg. La inversión es la misma al igual que las depreciaciones, lo que se pretende es resaltar en el caso de que en realidad se emplee el cilindro industrial como lo exige la ley; es decir lo que cambiaría es la cantidad y el costo de suministros y servicios.

4.1.2.1 Suministros y servicios cantidad consumida con gas industrial de 15 kg

Tabla 196. Cantidad consumida con gas industrial de 15 kg para cinco años

DETALLE	UNIDAD	COSTO	UNIDADES				
			1	2	3	4	5
Agua	m ³	0,37	6698,96	7368,85	8105,74	8916,31	9807,95
Luz	kw	0,08	32411,57	24827,23	27309,95	30040,95	33045,04
Gas	kg	1,33	16240,60	24948,00	27442,80	30187,08	33205,79
Diesel	gl	1,05	1028,57	1131,43	1244,57	1369,03	1505,93

DETALLE	1	2	3	4	5
Agua	2445,12	2689,63	2958,60	3254,45	3579,90
Luz	2690,16	2060,66	2266,73	2493,40	2742,74
Gas	21600,00	33180,84	36498,92	40148,82	44163,70

Diesel	1080,00	1188,00	1306,80	1437,48	1581,23
TOTAL	27815,28	39119,13	43031,05	47334,15	52067,56

Fuente: Autores

Como se nota claramente la diferencia es muy amplia comparada con la anterior ya que en caso de emplear cilindros domésticos el costo por kilogramo era de \$ 0,33 / kilo pero esto no es lo adecuado ya que corremos el riesgo que tarde o temprano nos decomisen el lugar en cambio al emplear los cilindros industriales el costo por kilogramo es de \$ 1,33/ kilo lo que representa al año un gasto de \$ 27 815,28 dólares.

En cuanto a lo que se refiere a pérdidas y ganancias se lo puede observar en la tabla 197.

Tabla 197. Estado de pérdidas y ganancias con cilindro industrial de 15 kg

VALORES	AÑOS				
	1	2	3	4	5
Ventas Netas	66600,00	80586,00	97509,06	117983,83	142761,46
Costo de servicio	47474,01	58777,86	62689,78	66992,88	71726,29
UTILIDAD BRUTA EN VENTAS	19125,99	21808,14	34819,28	50990,95	71035,17
Gastos de ventas	32,80	32,80	32,80	32,80	32,80
Gastos de administración	16131,00	16131,00	16131,00	16131,00	16131,00
UTILIDAD OPERACIONAL	2962,19	5644,34	18655,48	34827,15	54871,37
Gastos financieros	15295,26	11702,85	7573,96	2828,44	0,00
UTILIDAD ANTES PARTICIPACIÓN	-12333,06	-6058,52	11081,53	31998,72	54871,37
Participación utilidades	0,00	0,00	1662,23	4799,81	8230,71
UTILIDAD ANTES IMP. RENTA	-12333,06	-6058,52	9419,30	27198,91	46640,66
Impuesto a la renta	0,00	0,00	2354,83	6799,73	11660,17
UTILIDAD NETA	-12333,06	-6058,52	7064,48	20399,18	34980,50

Fuente: Autores

En este caso tenemos una utilidad neta negativa es decir que en vez de tener un valor a favor tenemos pérdidas de \$ 12 333,06 dólares y esto se debe al alto costo que implica mantener los servicios cuyo valor es de \$ 47 474 ,01 dólares al año, realmente es una cantidad muy alta; he ahí la necesidad de implantar un nuevo sistema al mismo tiempo que se mucho más económico y sobre todo de calidad para el medio ambiente.

A continuación se presenta en una tabla un balance general de este estudio como su flujo de caja los mismos que se ven reflejados en la tabla 198y199.

Tabla 198. Balance general de estudio con gas de 15 kg industrial

	Saldos iniciales	1	2	3	4	5
ACTIVO CORRIENTE						
Caja y bancos	11500,00	-16090,04	-40997,94	-52894,69	-57935,18	-21164,84
Inversiones temporales		0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
TOTAL ACTIVOS CORRIENTES	11500,00	-16090,04	-40997,94	-52894,69	-57935,18	-21164,84
ACTIVOS FIJOS OPERATIVOS						
Terreno	35000,00	35000,00	35000,00	35000,00	35000,00	35000,00
Construcción	122231,58	122231,58	122231,58	122231,58	122231,58	122231,58
Equipos de piscina	6076,13	6076,13	6076,13	6076,13	6076,13	6076,13
Implementos piscina	895,00	895,00	895,00	895,00	895,00	895,00
Muebles piscina	2340,00	2340,00	2340,00	2340,00	2340,00	2340,00
Equipos bar piscina	2612,00	2612,00	2612,00	2612,00	2612,00	2612,00
Muebles bar piscina	3310,00	3310,00	3310,00	3310,00	3310,00	3310,00
Equipo de sonido piscina	350,00	350,00	350,00	350,00	350,00	350,00
ACTIVOS FIJOS ADMINISTRACIÓN						
Equipo de oficina	1210,00	1210,00	1210,00	1210,00	1210,00	1210,00
Muebles de oficina	860,00	860,00	860,00	860,00	860,00	860,00
Subtotal activos fijos	174884,71	174884,71	174884,71	174884,71	174884,71	174884,71
(-) Depreciaciones		7997,89	15995,78	23993,68	31991,57	39989,46
TOTAL ACTIVOS FIJOS NETOS	174884,71	166886,82	158888,93	150891,03	142893,14	134895,25
ACTIVO DIFERIDO	4000,00	4000,00	4000,00	4000,00	4000,00	4000,00
Amortización acumulada		800,00	1600,00	2400,00	3200,00	4000,00

TOTAL ACTIVO DIFERIDO NETO	4000,00	3200,00	2400,00	1600,00	800,00	0,00
TOTAL DE ACTIVOS	190384,71	173485,50	163702,09	155865,45	150568,64	187936,81
PASIVO CORRIENTE						
Porción corriente deuda largo plazo	0,00	27647,27	31776,17	36521,69	0,00	0,00
Gastos acumulados por pagar	0,00	2593,92	8656,17	15954,67	24730,91	34335,39
TOTAL DE PASIVOS CORRIENTES	0,00	30241,20	40432,34	52476,36	24730,91	34335,39
PASIVO LARGO PLAZO	120000,00	68297,86	36521,69	0,00	0,00	0,00
TOTAL DE PASIVOS	120000,00	98539,06	76954,03	52476,36	24730,91	34335,39
PATRIMONIO						
Capital social pagado	70384,71	70384,71	70384,71	70384,71	70384,71	70384,71
Reserva legal	0,00	0,00	456,17	1978,46	4784,29	9133,52
Utilidad (pérdida) retenida	0,00	0,00	684,26	2967,70	7176,43	13700,27
Utilidad (pérdida) neta	0,00	4561,73	15222,92	28058,22	43492,30	60382,92
TOTAL PATRIMONIO	70384,71	74946,44	86748,06	103389,09	125837,72	153601,43
TOTAL PASIVO Y PATRIMONIO	190384,71	173485,50	163702,09	155865,45	150568,64	187936,81

Fuente: Autores

Tabla 199. Flujo de caja empleando gas industrial de 15 kg

	PREOP.	1	2	3	4	5
A. INGRESOS OPERACIONALES						
Recuperación por ventas	0,00	66600,00	80586,00	97509,06	117983,83	142761,46
Parcial	0,00	66600,00	80586,00	97509,06	117983,83	142761,46
B. EGRESOS OPERACIONALES						
Pago a proveedores	0,00	27815,28	39119,13	43031,05	47334,15	52067,56
Mano de obra directa e imprevistos		4320,00	4320,00	4320,00	4320,00	4320,00
Mano de obra indirecta		960,00	960,00	960,00	960,00	960,00
Gastos de administración		15035,80	15035,80	15035,80	15035,80	15035,80
Costos de fabricación		6708,84	6708,84	6708,84	6708,84	6708,84
Parcial	0,00	54839,92	66143,77	70055,68	74358,79	79092,20
C. FLUJO OPERACIONAL (A - B)	0,00	11760,08	14442,23	27453,38	43625,05	63669,26
D. INGRESOS NO OPERACIONALES						
Créditos Instituciones Financieras 1	120000,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Aportes de capital	70384,71	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Parcial	190384,71	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
E. EGRESOS NO OPERACIONALES						
Pago de intereses		15295,26	11702,85	7573,96	2828,44	0,00
Pago de principal (capital) de los pasivos	0,00	24054,87	27647,27	31776,17	36521,69	0,00
Pago participación de trabajadores		0,00	0,00	0,00	1662,23	4799,81
Pago de impuesto a la renta	0,00	0,00	0,00	0,00	2354,83	6799,73
Reparto de dividendos		0,00	0,00	0,00	5298,36	15299,39
ACTIVOS FIJOS OPERATIVOS						
Terreno	35000,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Construcción	122231,58	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Equipos de piscina	6076,13	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Implementos piscina	895,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Muebles piscina	2340,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Equipos bar piscina	2612,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Muebles bar piscina	3310,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Equipo de sonido piscina	350,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Activos fijos administración						
Equipo de oficina	1210,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Muebles de oficina	860,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Activos diferidos	4000,00					
Parcial	178884,71	39350,13	39350,13	39350,13	48665,54	26898,92
F. FLUJO NO OPERACIONAL (D-E)	11500,00	-39350,13	-39350,13	-39350,13	-48665,54	-26898,92
G. FLUJO NETO GENERADO (C+F)	11500,00	-27590,04	-24907,90	-11896,75	-5040,49	36770,34
H. SALDO INICIAL DE CAJA	0,00	11500,00	-16090,04	-40997,94	-52894,69	-57935,18
I. SALDO FINAL DE CAJA (G+H)	11500,00	-16090,04	-40997,94	-52894,69	-57935,18	-21164,84
REQUERIMIENTOS DE CAJA		4569,99	5511,98	5837,97	6196,57	6591,02
NECESIDADES EFECTIVO (CREDITO CORTO PLAZO)		20660,03	46509,92	58732,66	64131,74	27755,86

Fuente: Autores

De igual manera una se puede ver claramente que a partir del primer año se debería realizar un nuevo préstamo para poder seguir funcionando y cuya cifra es muy alta incluso al transcurrir el tiempo.

4.1.2.2 Evaluación financiera para gas de 15 kg industrial

Valor actual neto (VAN)

Tabla 200. Valor actual neto (VAN) para gas de 15 kg industrial

FLUJO DE FONDOS	PREOPE	1	2	3	4	5
Inversión fija	-174884,71	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Inversión diferida	-4000,00					
Capital de operación	-11500,00					
Participación de trabajadores		0,00	0,00	0,00	-1662,23	-4799,81
Impuesto a la renta		0,00	0,00	0,00	-2354,83	-6799,73
Flujo operacional (ingresos - egresos)	0,00	11760,08	14442,23	27453,38	43625,05	63669,26
Valor de recuperación:						
Inversión fija		0,00	0,00	0,00	0,00	134895,25
Capital de trabajo		0,00	0,00	0,00	0,00	7500,00
Flujo Neto (precios constantes)	-190384,71	11760,08	14442,23	27453,38	39607,99	194464,98

AÑOS	FLUJO NETO	FACTOR DE DESCUENTO 10 %	VAN
0	-190384,71	1	-190384,71
1	11760,08	0,90909	10690,98
2	14442,23	0,82645	11935,73
3	27453,38	0,75131	20626,13
4	39607,99	0,68301	27052,79
5	194464,98	0,62092	120747,45
			668,37

Fuente: Autores

Tasa interna de retorno (TIR)

Tabla 201. Tasa interna de retorno (TIR) para gas de 15 kg industrial

FLUJO DE FONDOS	PREOPE	1	2	3	4	5
Inversión fija	-174884,71	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Inversión diferida	-4000,00					
Capital de operación	-11500,00					
Participación de trabajadores		0,00	0,00	0,00	-1662,23	-4799,81
Impuesto a la renta		0,00	0,00	0,00	-2354,83	-6799,73
Flujo operacional (ingresos - egresos)	0,00	11760,08	14442,23	27453,38	43625,05	63669,26
Valor de recuperación:						
Inversión fija		0,00	0,00	0,00	0,00	134895,25
Capital de trabajo		0,00	0,00	0,00	0,00	7500,00
Flujo Neto (precios constantes)	-190384,71	11760,08	14442,23	27453,38	39607,99	194464,98

AÑOS	FLUJO NETO	FACTOR DE DESCUENTO 10%	VAN 1	FACTOR DE DESCUENTO 13%	VAN 2
0	-190384,7	1	-190384,7	1	-190384,7
1	11760,1	0,90909	10691,0	0,88496	10407,2
2	14442,2	0,82645	11935,7	0,78315	11310,4
3	27453,4	0,75131	20626,1	0,69305	19026,6
4	39608,0	0,68301	27052,8	0,61332	24292,3
5	194465,0	0,62092	120747,5	0,54276	105547,8
			668,4		-19800,5

Fuente: Autores

$$TIR = i1 + (i2 - i1) \left(\frac{VAN_1}{VAN_1 - VAN_2} \right)$$

$$TIR = 10 + (13 - 10) \left(\frac{668,4}{668,4 - (-19800,5)} \right)$$

$$TIR = 10 + (13 - 10) \left(\frac{668,4}{20468,9} \right)$$

$$TIR = 10 + (3)(0,032)$$

$$TIR = 10 + 0,097$$

$$TIR = 10,097 \%$$

En esta caso la tasa interna de retorno es muy baja apenas supera en un 0,097 % la confiabilidad del proyecto por lo que definitivamente es proyecto no es fiable; en estas condiciones.

Punto de equilibrio

Tabla 202. Punto de equilibrio con gas de 15 kg industrial

COSTOS Y GASTOS	COSTO	1	2	3	4	5
Mano de obra directa	Fijo	4320,0	4320,0	4320,0	4320,0	4320,0
Mano de obra indirecta	Fijo	960,0	960,0	960,0	960,0	960,0
Mantenimiento y seguros	Fijo	2837,9	2837,9	2837,9	2837,9	2837,9
Depreciaciones	Fijo	7997,9	7997,9	7997,9	7997,9	7997,9
Amortizaciones	Fijo	800,0	800,0	800,0	800,0	800,0
Gastos administrativos	Fijo	15035,8	15035,8	15035,8	15035,8	15035,8
TOTAL FIJOS		31951,6	31951,6	31951,6	31951,6	31951,6
Suministros y servicios	Variable	27815,3	39119,1	43031,0	47334,1	52067,6
Costos indirectos	Variable	3870,9	3870,9	3870,9	3870,9	3870,9
Gastos financieros	variables	15295,3	11702,9	7574,0	2828,4	0,0
TOTAL VARIABLES		46981,4	54692,9	54475,9	54033,5	55938,5
VENTAS		66600,0	80586,0	97509,1	117983,8	142761,5

Fuente: Autores

Punto de equilibrio en porcentaje

$$PE = \frac{CF}{V - CV} (100)$$

$$PE = \frac{31951,60}{66600 - 46981,5} (100)$$

$$PE = \frac{31951,6}{19618,5} (100)$$

$$PE = 1,6286 (100)$$

$$PE = 162,86\%$$

Punto de equilibrio en dólares

$$PE = \frac{CF}{1 - \frac{CV}{V}}$$

$$PE = \frac{31951,6}{1 - \frac{46981,5}{69160}}$$

$$PE = \frac{31951,6}{1 - 0,705}$$

$$PE = \frac{31951,6}{0,295}$$

$$PE = 108467,8$$

El punto de equilibrio es demasiado alto por lo que se vuelve a comprobar que emplear gas definitivamente no es la solución al problema tanto desde el punto de vista económico como energético ya que esto implicaría comprar un mayor número de cilindros y con esto estaríamos consumiendo en mayor cantidad uno de los recursos que es una energía no renovable y está próxima agotarse no mañana sino en un futuro.

Relación beneficio costo

Tabla 203. Relación beneficio costo con gas de 15 kg industrial

INGRESOS	EGRESOS	FACTOR DE ACTUALIZACIÓN	INGRESOS ACTUALIZADOS	EGRESOS ACTUALIZADOS
66600,00	78933,07	0,90909	60545,5	71757,3
80586,00	86644,51	0,82645	66600,0	71607,0
97509,06	86427,54	0,75131	73260,0	64934,3
117983,83	85985,12	0,68301	80584,5	58729,0
142761,46	87890,09	0,62092	88643,6	54572,8
			369633,6	321600,5

Fuente: Autores

$$B/C = \frac{\text{INGRESOS ACTUALIZADOS}}{\text{EGRESOS ACTUALIZADOS}}$$

$$B/C = \frac{369633,6}{321600,5}$$

$$B/C = 1,149$$

La relación beneficio costo nos da como resultado 1,14 dólares. En donde por cada dólar invertido genera un beneficio de 0,14 dólares.

Período de recuperación de la inversión

Tabla 204. Recuperación de la inversión cilindro industrial 15 kg

AÑOS	FLUJO NETO	FACTOR DE DESCUENTO 14 %	VAN	VAN ACUMULADO
0	-190384,7	1	-190384,7	-190384,7
1	11760,1	0,909	10691,0	-179693,7
2	14442,2	0,826	11935,7	-167758,0
3	27453,4	0,751	20626,1	-147131,9
4	39608,0	0,683	27052,8	-120079,1
5	194465,0	0,621	120747,5	668,4

Fuente: Autores

Consiste en el número de períodos necesarios para recuperar la inversión inicial.

$$PRI = \text{AÑO ÚLTIMO DE ACTUALIZACIÓN NEGA} + \frac{\text{INGRESOS ACTUALIZAD POSIT}}{\text{INEVRSIÓN INICIAL}}$$

$$PRI = 5 \text{ AÑO} + \frac{120747,5}{190384,7}$$

$$PRI = 5 \text{ años}$$

4.1.3 Sistema colectores solares – calentador a diesel y varios equipos. Analizando la problemática tanto desde el punto de vista económico como energético surge la necesidad de diseñar un sistema híbrido y al mismo tiempo seleccionar accesorios y equipos que ayuden a consumir la menor cantidad de energía posible es por esto que se debe plantear el siguiente estudio energético – económico tanto para el beneficio del propietario, confort de los usuarios y garantía de preservar el medio ambiente mediante el empleo de energía limpia.

A continuación se detalla en la tabla 205 la inversión que se debe tomar en cuenta para mejorar las instalaciones mediante el uso racional de energía.

Tabla 205. Inversión inicial empleando energía alternativa

ACTIVOS FIJOS OPERATIVOS	
Terreno	35000,00
Construcción	122231,58
Equipos de piscina	6076,13
Implementos piscina	895,00
Muebles piscina	2340,00
Equipos bar piscina	2612,00
Muebles bar piscina	3310,0
Equipo de sonido piscina	350,00
Equipo nuevo (propuesta)	43948,20
ACTIVOS FIJOS ADMINISTRACIÓN Y VENTAS	
Equipo de oficina	1210,00
Muebles de oficina	860,00
SUBTOTAL	174884,71
ACTIVOS DIFERIDOS	
Gastos Preoperativos	1500,00
Estudio de Factibilidad	2500,00
SUBTOTAL	4000,00
CAPITAL DE TRABAJO	
Capital de Trabajo Operativo	7500,00
Capital de Trabajo Administración	4000,00
SUBTOTAL	11500,00
INVERSIÓN TOTAL	234332,91

Fuente: Autores

Dentro de la nueva propuesta se ha diseñado un sistema híbrido el mismo que va a funcionar para calentar el agua de la piscina por medio de energía tradicional como lo es a través de combustible fósil (Calentador a diesel) y al mismo tiempo empleando colectores solares los mismo que hacen que disminuya notablemente el consumo del primer combustible antes mencionado; para mejora la calidad de agua en la piscina se construyó un filtro de arena de acero de 1m de diámetro logrando así que no exista material flotante en la piscina.

Se considera el uso de una manta térmica de polietileno como su rodillo para de esta forma mantener el agua a temperatura óptima durante la noche y finalmente en la sauna y turco se seleccionó aislante térmico para las tuberías de vapor como un nuevo quemador y una estufa para calentar la sauna y así lograr las temperatura que están bajo norma para este tipo de servicios; por lo que cuyo monto asciende a un valor de \$ 43 948, 2 dólares por lo que el monto total de la inversión es de \$ 234 332,91 dólares.

4.1.3.1 Financiamiento de la inversión. En la tabla 206 se muestra el financiamiento de la nueva inversión.

Tabla 206. Inversión con sistema híbrido

DENOMINACIÓN	TOTAL	CRÉDITO	PROPIO
Terreno	35000,00		35000,00
Construcción	122231,58	104000	18231,58
Equipos de piscina	6076,13	6000	76,13
Implementos piscina	895		895,00
Muebles piscina	2340,00	1000	1340,00
Equipos bar piscina	2612,00		2612,00
Muebles bar piscina	3310,00	1000	2310,00
Equipo de sonido piscina	350		350,00
Equipo nuevo (propuesta)	43948,20		43948,20
Activos fijos administración y ventas			
Equipo de oficina	1210,00		1210,00
Muebles de oficina	860		860,00
SUBTOTAL	218832,91		106832,91
			0,00
ACTIVOS DIFERIDOS			0,00
Gastos Preoperativos	1500,00		1500,00
Estudio de Factibilidad	2500,00		2500,00
SUBTOTAL	4000,00		4000,00
CAPITAL DE TRABAJO			
Capital de Trabajo Operativo	7500,00	5000	2500,00
Capital de Trabajo Administración y Ventas	4000,00	3000	1000,00
SUBTOTAL	11500,00		3500,00
INVERSIÓN TOTAL	234332,91	120000	114332,91

Fuente: Autores

Debido a que el dueño de la piscina tiene ya un préstamo de \$ 120 000 dólares ya no puede realizar ningún otro préstamo en ninguna entidad bancaria ya que el complejo apenas bien funcionando no más de un año y medio, por lo que el dinero para la nueva inversión asumimos que lo tiene.

4.1.3.2 Depreciaciones, mantenimiento de activos con nuevos equipos.

En la tabla

4.47 se indican las depreciaciones para la nueva inversión

Tabla 207. Condiciones de los activos fijos nuevas inversiones

ACTIVOS FIJOS OPERATIVOS	VIDA ÚTIL AÑOS	MANTENIM %
Terreno		
Construcción	20	2,00%
Equipos de piscina	10	5,00%
Implementos piscina	10	10,00%
Muebles piscina	10	0,00%
Equipos bar piscina	10	0,00%
Muebles bar piscina	10	0,00%
Equipo de sonido piscina	10	0,00%
Equipo nuevo (Propuesta)	10	0,00%
ACTIVOS FIJOS ADMINISTRACIÓN		
Equipo de oficina	5	0,00%
Muebles de oficina	10	0,00%

Fuente: Autores

Tabla 208. Cálculo de depreciaciones, mantenimiento de la nueva inversión

COSTO DE PRODUCCIÓN:	PORCENTAJE		VALOR	
	DEPREC	MANTENIM	DEPREC.	MANT.
Construcción	5,00%	2,00%	6111,58	2444,63
Equipos de piscina	10,00%	5,00%	607,61	303,81
Implementos piscina	10,00%	10,00%	89,50	89,50
Muebles piscina	10,00%	0,00%	234,00	0,00
Equipos bar piscina	10,00%	0,00%	261,20	0,00
Muebles bar piscina	10,00%	0,00%	331,00	0,00
Equipo de sonido piscina	10,00%	0,00%	35,00	0,00
Equipo nuevo (Propuesta)	10,00%	0,00%	4394,82	
Subtotal			12064,71	2837,94
GASTOS ADMINISTRATIVOS				
Equipo de oficina	20,00%	0,00%	242,00	0,00
Muebles de oficina	10,00%	0,00%	86,00	0,00
Subtotal			328,00	0,00
TOTAL			12392,71	2837,94

Fuente: Autores

4.1.3.3 Costos y gastos. Los costos y gastos de la nueva inversión se detallan en la tabla 209.

Tabla 209. Costos y gastos de la nueva inversión

PERIODO:	1	2	3	4	5
COSTOS DIRECTOS DE SERVICIO					
Mano de obra directa	4320,00	4320,00	4320,00	4320,00	4320,00
Subtotal	4320,00	4320,00	4320,00	4320,00	4320,00
COSTOS INDIRECTOS DE PRODUCCIÓN					
Costos que representan desembolso:					
Mano de obra indirecta	960,00	960,00	960,00	960,00	960,00
Suministros y servicios	6215,28	5938,29	6532,12	7185,33	7903,87
Mantenimiento y seguros	2837,94	2837,94	2837,94	2837,94	2837,94
Material de aseo	3548,40	3548,40	3548,40	3548,40	3548,40
Útiles de aseo	82,50	82,50	82,50	82,50	82,50
Ropa de trabajo	240,00	240,00	240,00	240,00	240,00
Parcial	13884,12	13607,13	14200,96	14854,17	15572,70
Costos que no representan desembolso:					
Depreciaciones	12064,71	12064,71	12064,71	12064,71	12064,71
Subtotal	25948,83	25671,84	26265,67	26918,88	27637,42
GASTOS DE ADMINISTRACIÓN					
Gastos que representan desembolso:					
Remuneraciones	14880,00	14880,00	14880,00	14880,00	14880,00
Suministros de oficina	155,80	155,80	155,80	155,80	155,80
Parcial	15035,80	15035,80	15035,80	15035,80	15035,80
Gastos que no representan desembolso:					
Depreciaciones	295,20	295,20	295,20	295,20	295,20
Amortizaciones	800,00	800,00	800,00	800,00	800,00
Subtotal	16131,00	16131,00	16131,00	16131,00	16131,00
GASTOS DE VENTAS					
Gastos que representan desembolso:					
Depreciaciones	32,80	32,80	32,80	32,80	32,80
Subtotal	32,80	32,80	32,80	32,80	32,80
GASTOS FINANCIEROS	15295,26	11702,85	7573,96	2828,44	0,00
TOTAL	61727,89	57858,50	54323,43	50231,12	48121,22

Fuente: Autores

Tabla 210. Suministros y servicios cantidad consumida nuevas instalaciones

DETALLE	UNIDAD	COSTO	UNIDADES				
			1	2	3	4	5
Agua	m ³	0,37	6698,96	7368,85	8105,74	8916,31	9807,95
Luz	kw	0,08	32411,57	24827,23	27309,95	30040,95	33045,04
Gas	kg	1.33	0	0	0	0	0
Diesel	gl	1,05	1028,57	1131,43	1244,57	1369,03	1505,93

Fuente: Autores

Tabla 211. Valor de suministros y servicios nuevas instalaciones

DETALLE	1	2	3	4	5
Agua	2445,12	2689,63	2958,60	3254,45	3579,90
Luz	2690,16	2060,66	2266,73	2493,40	2742,74
Gas					
Diesel	1080,00	1188,00	1306,80	1437,48	1581,23
TOTAL	6215,28	5938,29	6532,12	7185,33	7903,87

Fuente: Autores

4.1.3.4 Estado de pérdidas y ganancias en nuevas instalaciones

Tabla 212. Pérdidas y ganancias en nuevas instalaciones

VALORES	AÑOS				
	1	2	3	4	5
Ingresos Netas	66600,00	80586,00	97509,06	117983,83	142761,46
Costo de servicio	30268,83	29991,84	30585,67	31238,88	31957,42
UTILIDAD BRUTA EN VENTAS	36331,17	50594,16	66923,39	86744,95	110804,05
Gastos de ventas	32,80	32,80	32,80	32,80	32,80
Gastos de administración	16131,00	16131,00	16131,00	16131,00	16131,00
UTILIDAD OPERACIONAL	20167,37	34430,36	50759,59	70581,15	94640,25
Gastos financieros	15295,26	11702,85	7573,96	2828,44	0,00
UTILIDAD ANTES PARTICIPACIÓN	4872,11	22727,50	43185,63	67752,71	94640,25
Participación utilidades 15%	730,82	3409,13	6477,85	10162,91	14196,04
UTILIDAD ANTES IMP. RENTA	4141,30	19318,38	36707,79	57589,81	80444,21
Impuesto a la renta	1035,32	4829,59	9176,95	14397,45	20111,05
UTILIDAD NETA	3105,97	14488,78	27530,84	43192,35	60333,16

Fuente: Autores

El costo para producir los servicios es de \$ 30 268,83 dólares al año con una utilidad neta de \$ 3105,97 la misma que año tras año va incrementando; a diferencia de las dos anteriores esta es real y lo más importante es que estamos produciendo energía pura y limpia como lo es la solar y además estamos promoviendo a uso racional de la energía.

A continuación mediante dos tablas se presenta un balance general del diseño y como su flujo de caja mediante la tabla 213 y 214.

Tabla 213. Balance general nueva inversión

	Saldos iniciales	1	2	3	4	5
ACTIVO CORRIENTE						
Caja y bancos	11500,00	4132,47	7265,46	11388,11	17478,72	55637,47
Inversiones temporales		1377,49	2421,82	3796,04	5826,24	18545,82
TOTAL ACTIVOS CORRIENTES	11500,00	5509,96	9687,28	15184,15	23304,96	74183,29
ACTIVOS FIJOS OPERATIVOS						
Terreno	35000,00	35000,00	35000,00	35000,00	35000,00	35000,00
Construcción	122231,58	122231,58	122231,58	122231,58	122231,58	122231,58
Equipos de piscina	6076,13	6076,13	6076,13	6076,13	6076,13	6076,13
Implementos piscina	895,00	895,00	895,00	895,00	895,00	895,00
Muebles piscina	2340,00	2340,00	2340,00	2340,00	2340,00	2340,00
Equipos bar piscina	2612,00	2612,00	2612,00	2612,00	2612,00	2612,00
Muebles bar piscina	3310,00	3310,00	3310,00	3310,00	3310,00	3310,00
Equipo de sonido piscina	350,00	350,00	350,00	350,00	350,00	350,00
Equipo nuevo (Propuesta)	43948,20	43948,20	43948,20	43948,20	43948,20	43948,20
ACTIVOS FIJOS ADMINISTRACIÓN						
Equipo de oficina	1210,00	1210,00	1210,00	1210,00	1210,00	1210,00
Muebles de oficina	860,00	860,00	860,00	860,00	860,00	860,00
Subtotal activos fijos	218832,91	218832,91	218832,91	218832,91	218832,91	218832,91
(-) Depreciaciones		12392,71	24785,42	37178,14	49570,85	61963,56
TOTAL ACTIVOS FIJOS NETOS	218832,91	218832,91	218832,91	218832,91	218832,91	218832,91

ACTIVO DIFERIDO	4000,00	4000,00	4000,00	4000,00	4000,00	4000,00
Amortización acumulada		800,00	1600,00	2400,00	3200,00	4000,00
TOTAL ACTIVO DIFERIDO NETO	4000,00	3200,00	2400,00	1600,00	800,00	0,00
TOTAL DE ACTIVOS	234332,91	215150,15	206134,77	198438,92	193367,02	231052,64
PASIVO CORRIENTE						
Porción corriente deuda largo plazo	0,00	27647,27	31776,17	36521,69	0,00	0,00
Gastos acumulados por pagar	0,00	1766,14	8238,72	15654,79	24560,36	34 307,09
TOTAL DE PASIVOS CORRIENTES	0,00	29413,41	40014,89	52176,48	24560,36	34307,09
PASIVO LARGO PLAZO	120000,00	68297,86	36521,69	0,00	0,00	0,00
TOTAL DE PASIVOS	120000,00	97711,27	76536,58	52176,48	24560,36	34307,09
PATRIMONIO						
Capital social pagado	114332,91	114332,91	114332,91	114332,91	114332,91	114332,91
Reserva legal	0,00	0,00	310,60	1759,48	4512,56	8831,80
Utilidad (pérdida) retenida	0,00	0,00	465,90	2639,21	6768,84	13247,69
Utilidad (pérdida) neta	0,00	3105,97	14488,78	27530,84	43192,35	60333,16
TOTAL PATRIMONIO	114332,91	117438,88	129598,19	146262,44	168806,66	196745,55
TOTAL PASIVO Y PATRIMONIO	234332,91	215150,15	206134,77	198438,92	193367,02	231052,64

Fuente: Autores

Tabla 214. Flujo de caja en la nueva inversión

	PREOP.	1	2	3	4	5
A. INGRESOS OPERACIONALES						
Recuperación por ventas	0,00	66600,00	80586,00	97509,06	117983,83	142761,46
Parcial	0,00	66600,00	80586,00	97509,06	117983,83	142761,46
B. EGRESOS OPERACIONALES						
Pago a proveedores	0,00	6215,28	5938,29	6532,12	7185,33	7903,87
Mano de obra directa e imprevistos		4320,00	4320,00	4320,00	4320,00	4320,00
Mano de obra indirecta		960,00	960,00	960,00	960,00	960,00
Gastos de administración		15035,80	15.035,80	15035,80	15035,80	15035,80
Costos de fabricación		6708,84	6.708,84	6708,84	6708,84	6708,84
Parcial	0,00	33239,92	32962,93	33556,76	34209,97	34928,50
C. FLUJO OPERACIONAL (A - B)	0,00	33360,08	47623,07	63952,30	83773,86	107832,96
D. INGRESOS NO OPERACIONALES						
Créditos Instituciones Financieras 1	120000,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Aportes de capital	114332,91	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Parcial	234332,91	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
E. EGRESOS NO OPERACIONALES						
Pago de intereses		15295,26	11702,85	7573,96	2828,44	0,00
Pago de principal (capital) de los pasivos	0,00	24054,87	27647,27	31776,17	36521,69	0,00
Pago participación de trabajadores		0,00	730,82	3409,13	6477,85	10162,91
Pago de impuesto a la renta	0,00	0,00	1035,32	4829,59	9176,95	14397,45
Reparto de dividendos		0,00	2329,48	10866,59	20648,13	32394,27
ACTIVOS FIJOS OPERATIVOS						
Terreno	35000,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Construcción	122231,58	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Equipos de piscina	6076,13	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Implementos piscina	895,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Muebles piscina	2340,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Equipos bar piscina	2612,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Muebles bar piscina	3310,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Equipo de sonido piscina	350,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Equipo nuevo (Propuesta)	43948,20					
Activos fijos administración						
Equipo de oficina	1210,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Muebles de oficina	860,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Activos diferidos	4000,00					
Parcial	222832,91	39350,13	43445,75	58455,43	75653,05	56954,62
F. FLUJO NO OPERACIONAL (D-E)	11500,00	-39350,13	-43445,75	-58455,43	-75653,05	-56954,62
G. FLUJO NETO GENERADO (C+F)	11500,00	-5990,04	4177,32	5496,87	8120,81	50878,33
H. SALDO INICIAL DE CAJA	0,00	11500,00	5509,96	9687,28	15184,15	23304,96
I. SALDO FINAL DE CAJA (G+H)	11500,00	5509,96	9687,28	15184,15	23304,96	74183,29
REQUERIMIENTOS DE CAJA		2769,99	2746,91	2796,40	2850,83	2910,71
NECESIDADES EFECTIVO (CREDITO CORTO PLAZO)		0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Fuente: Autores

4.1.3.5 Evaluación financiera

Valor actual neto (VAN) nueva propuesta

Tabla 215. Valor actual neto (VAN) nuevo sistema y equipos

FLUJO DE FONDOS	PREOPE	1	2	3	4	5
Inversión fija	-218832,91	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Inversión diferida	-4000,00					
Capital de operación	-11500,00					
Participación de trabajadores		0,00	-730,82	-3409,13	-6477,85	-10162,91
Impuesto a la renta		0,00	-1035,32	-4829,59	-9176,95	-14397,45
Flujo operacional (ingresos - egresos)	0,00	33360,08	47623,07	63952,30	83773,86	107832,96
Valor de recuperación:						
Inversión fija		0,00	0,00	0,00	0,00	156869,35
Capital de trabajo		0,00	0,00	0,00	0,00	7500,00
Flujo Neto (precios constantes)	-234332,91	33360,08	45856,93	55713,58	68119,07	247641,95

AÑOS	FLUJO NETO	FACTOR DE DESCUENTO 14 %	VAN
0	-234332,91	1	-234332,91
1	33360,08	0,87719	29263,23
2	45856,93	0,76947	35285,42
3	55713,58	0,67497	37605,08
4	68119,07	0,59208	40331,96
5	247641,95	0,51937	128617,47
			36770,24

Fuente: Autores

Tasa interna de retorno (TIR) nueva propuesta

Tabla 216. Tasa interna de retorno (TIR) nuevo sistema y equipos

FLUJO DE FONDOS	PREOPE	1	2	3	4	5
Inversión fija	-218832,91	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Inversión diferida	-4000,00					
Capital de operación	-11500,00					
Participación de trabajadores		0,00	-730,82	-3409,13	-6477,85	-10162,91
Impuesto a la renta		0,00	-1035,32	-4829,59	-9176,95	-14397,45
Flujo operacional (ingresos - egresos)	0,00	33360,08	47623,07	63952,30	83773,86	107832,96
Valor de recuperación:						
Inversión fija		0,00	0,00	0,00	0,00	156869,35
Capital de trabajo		0,00	0,00	0,00	0,00	7500,00
Flujo Neto (precios constantes)	-234332,91	33360,08	45856,93	55713,58	68119,07	247641,95

AÑOS	FLUJO NETO	FACTOR DE DESCUENTO 14%	VAN 1	FACTOR DE DESCUENTO 20%	VAN 2
0	-190384,7	1	-190384,7	1	-190384,7
1	11760,1	0,90909	10691,0	0,88496	10407,2
2	14442,2	0,82645	11935,7	0,78315	11310,4
3	27453,4	0,75131	20626,1	0,69305	19026,6
4	39608,0	0,68301	27052,8	0,61332	24292,3
5	194465,0	0,62092	120747,5	0,54276	105547,8
			668,4		-19800,5

Fuente: Autores

$$TIR = i1 + (i2 - i1) \left(\frac{VAN 1}{VAN 1 - VAN 2} \right)$$

$$TIR = 14 + (20 - 14) \left(\frac{36770,2}{36770,2 - (-10073,7)} \right)$$

$$TIR = 14 + (6) \left(\frac{36770,2}{46844} \right)$$

$$TIR = 14 + (6)(0,784)$$

$$TIR = 14 + 4,7$$

$$TIR = 18,7\%$$

El proyecto es factible ya que la tasa interna de retorno es del 18,7%.

Punto de equilibrio

Tabla 217. Punto de equilibrio nueva inversión

COSTOS Y GASTOS	COSTO	1	2	3	4	5
Mano de obra directa	Fijo	4320,0	4320,0	4320,0	4320,0	4320,0
Mano de obra indirecta	Fijo	960,0	960,0	960,0	960,0	960,0
Mantenimiento y seguros	Fijo	2837,9	2837,9	2837,9	2837,9	2837,9
Depreciaciones	Fijo	7997,9	7997,9	7997,9	7997,9	7997,9
Amortizaciones	Fijo	800,0	800,0	800,0	800,0	800,0
Gastos administrativos	Fijo	15035,8	15035,8	15035,8	15035,8	15035,8
TOTAL FIJOS		31951,6	31951,6	31951,6	31951,6	31951,6
Suministros y servicios	Variable	6215,3	5938,3	6532,1	7185,3	7903,9
Costos indirectos	Variable	3870,9	3870,9	3870,9	3870,9	3870,9
Gastos financieros	variables	15295,3	11702,9	7574,0	2828,4	0,0
TOTAL VARIABLES		25381,4	21512,0	17977,0	13884,7	11774,8
VENTAS		66600,0	80586,0	97509,1	117983,8	142761,5

Fuente: Autores

Punto de equilibrio en porcentaje

$$PE = \frac{CF}{V - CV} (100)$$

$$PE = \frac{31951,6}{66600 - 25381,5} (100)$$

$$PE = \frac{31951,6}{41218,5} (100)$$

$$PE = 0,7751 (100)$$

$$PE = 77,51\%$$

Punto de equilibrio en dólares

$$PE = \frac{CF}{1 - \frac{CV}{V}}$$

$$PE = \frac{31951,6}{1 - \frac{25381,5}{66660}}$$

$$PE = \frac{31951,6}{1 - 0,381}$$

$$PE = \frac{31951,6}{0,619}$$

$$PE = 51626,73$$

Relación beneficio costo

Tabla 218. Relación beneficio costo nueva inversión

INGRESOS	EGRESOS	FACTOR DE ACTUALIZACIÓN	INGRESOS ACTUALIZADOS	EGRESOS ACTUALIZADOS
66600,00	61727,89	0,87719	58421,1	54147,3
80586,00	57858,49	0,76947	62008,3	44520,2
97509,06	54323,43	0,67497	65815,8	36666,8
117983,83	50231,12	0,59208	69855,9	29740,9
142761,46	48121,22	0,51937	74145,8	24992,7
			330246,9	190067,8

Fuente: Autores

$$B/C = \frac{INGRESOS \text{ ACTUALIZADOS}}{EGRESOS \text{ ACTUALIZADOS}}$$

$$B/C = \frac{330246,9}{186301,1}$$

$$B/C = 1,77$$

La relación beneficio costo nos da como resultado 1,77 dólares. En donde por cada dólar invertido genera un beneficio de 0,77 dólares.

Período de recuperación de la inversión

Tabla 219. Recuperación nueva inversión

AÑOS	FLUJO NETO	FACTOR DE DESCUENTO 14 %	VAN	VAN ACUMULADO
0	-234332,9	1	-234332,9	-234332,9
1	33360,1	0,877	29263,2	-205069,7
2	45856,9	0,769	35285,4	-169784,3
3	55713,6	0,675	37605,1	-132179,2
4	68119,1	0,592	40332,0	-91847,2
5	247642,0	0,519	128617,5	36770,2

Fuente: Autores

Consiste en el número de períodos necesarios para recuperar la inversión inicial.

$$PRI = \text{AÑO ÚLTIMO DE ACTUALIZACIÓN NEGA} + \frac{\text{INGRESOS ACTUALIZADOS POSIT}}{\text{INVERSIÓN INICIAL}}$$

$$PRI = 4 \text{ AÑO} + \frac{128617,5}{234332,9}$$

$$PRI = 4,54 \text{ años}$$

4.2 Índices e indicadores financieros

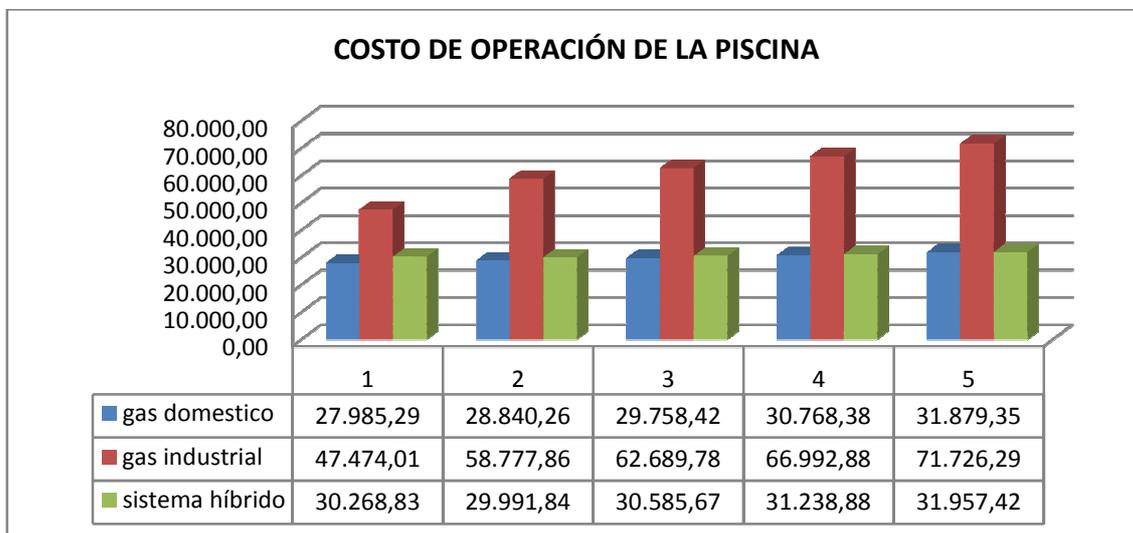
Esta parte se refiere al porque se seleccionó como mejor alternativa al sistema híbrido y esto se lo puede demostrar a través de cuatro gráficas: Costos de servicios, Utilidad neta y recuperación de la inversión.

Tabla 220. Costo servicios para cinco años

VALORES	AÑOS				
	1	2	3	4	5
Ventas Netas	66600,00	80586,00	97509,06	117983,83	142761,46
Costo de servicio gas doméstico	27985,29	28840,26	29758,42	30768,38	31879,35
Costo gas industrial	47474,01	58777,86	62689,78	66992,88	71726,29
Costo Propuesta	30268,83	29991,84	30585,67	31238,88	31957,42

Fuente: Autores

Figura 141. Comparación de precios en costo de servicios



Fuente: Autores

En la gráfica se puede ver claramente que el costo de servicio por año la más cara sin lugar a duda resulta al emplear gas industrial de 15 kg, aparentemente la más barata sería calentar el agua con cilindros de 15 kg domésticos pero sin lugar a duda se corre el riesgo de ser clausurado el lugar he incluso decomisado todas las instalaciones que funcionen con este combustible; por lo que la opción más acertada y coherente es emplear la nueva propuesta mediante la utilización de colectores solares con combustible fósil.

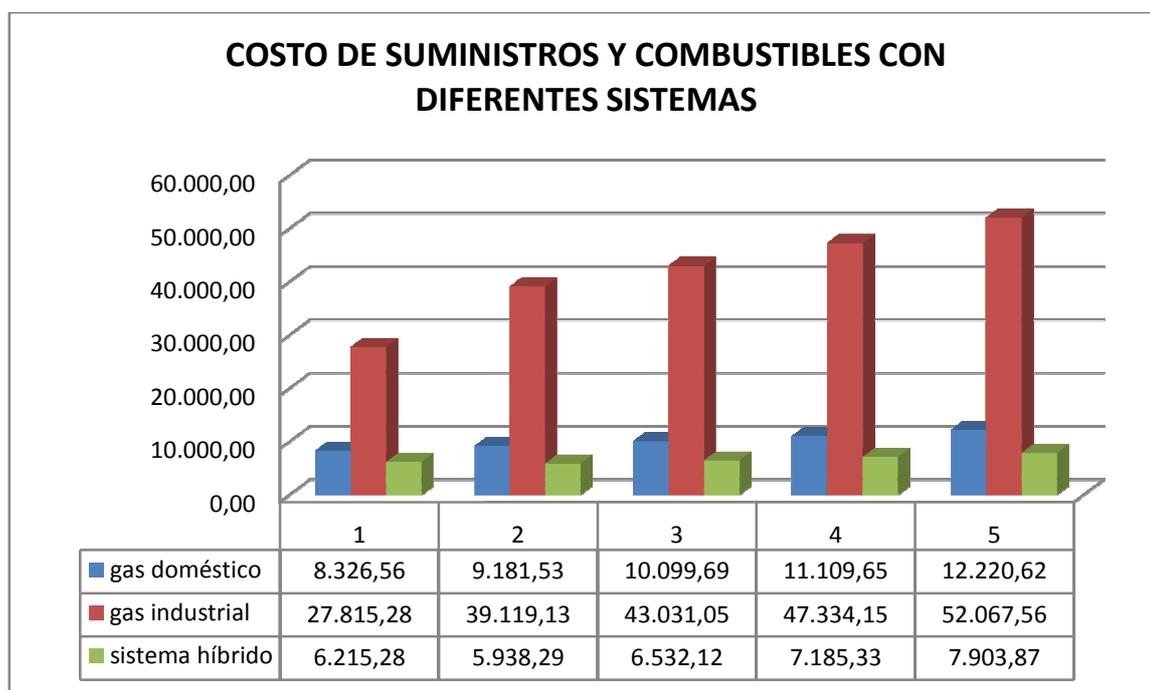
A continuación se realiza una comparación entre los suministros y combustibles para el funcionamiento de los diferentes sistemas:

Tabla 221. Costo de suministros y combustible con diferentes sistema

VALORES	AÑOS				
	1	2	3	4	5
Sistema actual	8326,56	9181,53	10099,69	11109,65	12220,62
Al emplear gas industrial	27815,28	39119,13	43031,05	47334,15	52067,56
Sistema híbrido	6215,28	5938,29	6532,12	7185,33	7903,87

Fuente: Autores

Figura 142. Suministros y combustibles



Fuente: Autores

Como se puede observar el costo de suministros y combustibles con el sistema híbrido es muy bajo incluso comparado con el actual ya que con lo planteado no solo se ahorra energía sino que cuidamos y protegemos al medio ambiente y por supuesto promovemos el uso racional de combustibles.

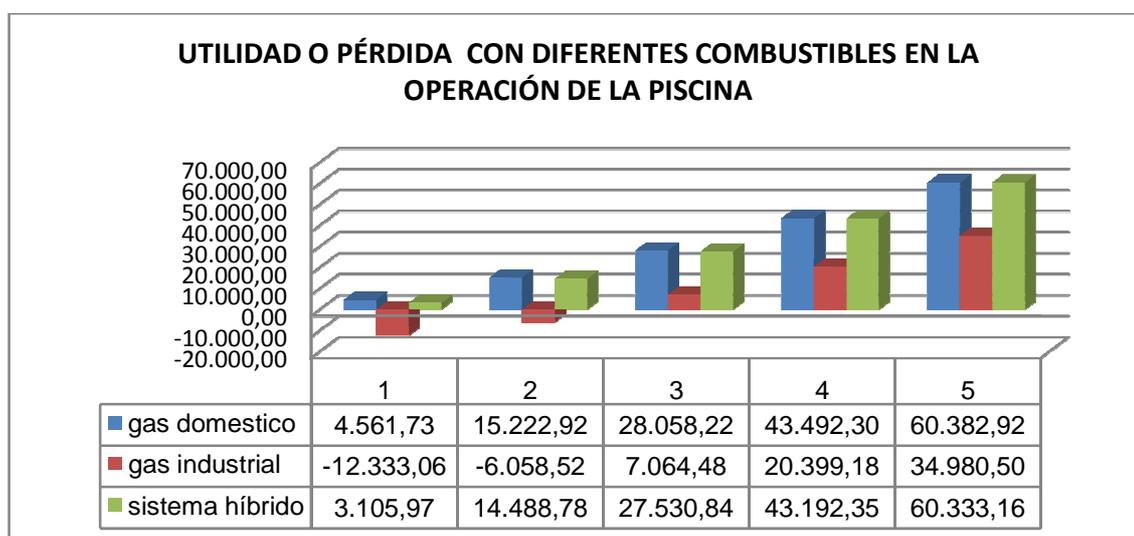
Una vez que se analizó tanto el costo de operación para mantener funcionando la piscina para un periodo de cinco años y ver la variación en cuanto a los suministros y combustibles para emplear en dicho funcionamiento, se presenta la utilidad neta la misma que se ve reflejada en la figura 222.

Tabla 222. Utilidad Neta quinto año con propuestas planteadas

VALORES	AÑOS				
	1	2	3	4	5
UTILIDAD O PÉRDIDA GAS DOMÉSTICO	4561,73	15222,92	28058,22	43492,30	60382,92
UTILIDAD O PÉRDIDA GAS INDUSTRIAL	-12333,06	-6058,52	7064,48	20399,18	34980,50
UTILIDAD O PÉRDIDA PROPUESTA	3105,97	14488,78	27530,84	43192,35	60333,16

Fuente: Autores

Figura 143. Utilidad o pérdida para los diferentes sistemas



Fuente: Autores

La utilidad en cada año se va incrementando tanto con el actual sistema como con el sistema híbrido pero teniendo en cuenta que si se sigue calentando el agua de la piscina con el cilindro de uso doméstico se está yendo en contra de la ley y tarde o temprano se corre el riesgo de pagar todo el combustible que actualmente se está perjudicando al estado, mientras que al emplear el tanque industrial desde el primer año nos resulta solo pérdidas, he ahí que resulta factible emplear el sistema propuesto tanto desde el punto de vista de ahorro de la energía como ayudar al medio ambiente en contaminarlo menos.

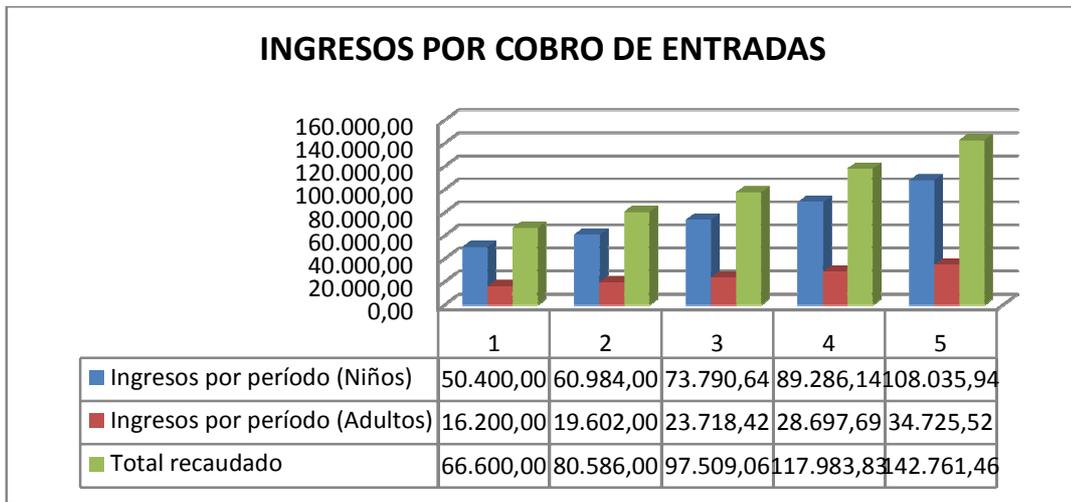
En cuanto al precio de las entradas estas se van a ir incrementado en 10% al año para de esta forma tener las utilidades antes mencionadas; las mismas que se pueden observar en la figura 223.

Tabla 223. Costo de entradas

SEGMENTOS	1	2	3	4	5
NIÑOS					
Ingresos por período (Niños)	25200	27720,00	30492,00	33541,00	36895,00
Precios de entrada	2	2,2	2,42	2,66	2,93
Valor recaudado	50400,00	60984,00	73790,64	89286,14	108035,94
ADULTOS					
Ingresos por período (Adultos)	5400	5940,00	6534,00	7187,00	7906,00
Precios de entrada	3	3,3	3,63	3,99	4,39
Valor recaudado	16200,00	19602,00	23718,42	28697,69	34725,52
Total recaudado	66600,00	80586,00	97509,06	117983,83	142761,46

Fuente: Autores

Figura 144. Ingreso cobro de entradas para cinco años



Fuente: Autores

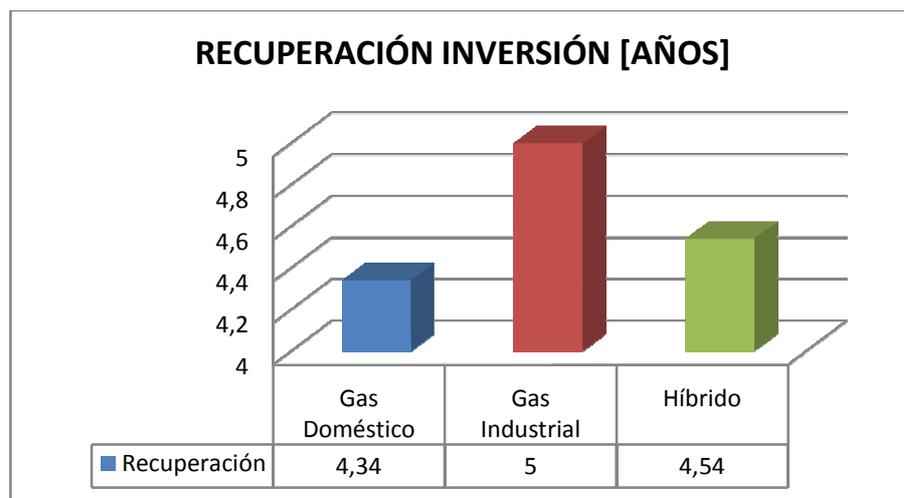
Finalmente se realiza un índice de recuperación de la inversión

Tabla 224. Recuperación inversión sistema actual y propuesta

Propuesta	Sistema	RECUPERACIÓN INVERSIÓN [AÑOS]
1	Gas Doméstico	4,34
2	Gas Industrial	5
3	Híbrido	4,54

Fuente: Autores

Figura 145. Recuperación de la inversión en años



Fuente: Autores

CAPÍTULO V

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 Conclusiones

Mediante la toma de mediciones sistematizadas realizadas en el complejo, se verifica el estado de los equipos y sistemas, donde se detecta los puntos de ahorro energético para su evaluación cuantitativa.

Cada sistema tiene su recurso para puesta en marcha de las instalaciones siendo: GLP, agua, diesel, energía eléctrica, que con la cuantificación de los mismos se evalúa el desempeño de las unidades en relación a la eficiencia energética.

Las pérdidas de calor más influyentes en el vaso de la piscina son las de evaporación con una tasa del 81,24% debido a la demanda de usuarios.

Para el cálculo del coeficiente de transmisión de muros y solería se toma en cuenta las características constructivas de la piscina siendo de $1,28 \frac{w}{m^2 \cdot ^\circ C}$, que comparado con $1,50 \frac{w}{m^2 \cdot ^\circ C}$ recomendado por normas, el cual varía, para el desarrollo del estudio se toma el primer valor que se ajusta a nuestra realidad.

En el sistema hidráulica las caídas de presión en el tramo 3 y 8 se elevan considerablemente al igual que la velocidad del fluido por el cambio brusco de sección en la tubería.

El análisis físico-químico que se realiza al agua de la piscina revela que hay turbiedad y material flotante, el mismo que se contrarresta con el cambio del sistema de filtración.

El filtro de arena se diseña bajo el concepto de ahorro energético, disminuyendo las horas de servicio y aumentando la eficiencia a un 70,83 %.

Con el análisis de gases de combustión se determina que en el generador de vapor hay un desperdicio de combustible, por lo que se debe cambiar a un quemador Baxi Roca de 3,2 kg/h teniendo un ahorro de 8,2 dólares diarios.

El espesor para las tuberías que transportan vapor hacia sauna y turco debe varían entre 40 y 30, el material a emplear por facilidad de adquisición es de lana de vidrio.

Para el calentamiento de la piscina se plantea cuatro alternativas: paneles solares, bomba de calor, calentador eléctrico y calentador a diesel, los mismos que con el estudio de factibilidad se escoge un sistema híbrido que acoge los colectores solares y calentador diesel.

Según los indicadores financieros se determina que la propuesta del sistema híbrido es la más rentable, con un tiempo de recuperación de la inversión de 4,54 años y una reducción de contaminación al ambiente.

Riobamba tiene una radiación incidente de $666,72 \text{ W/m}^2$, para producir agua caliente sanitaria en el complejo se necesita de 13 paneles solares.

5.2 Recomendaciones

Medir pH y cloro del agua diariamente para verificar parámetros permisibles.

Los paneles solares con los que cuenta el complejo deben ser destinados para el calentamiento de las duchas.

En la piscina se pierde de 0,75 a 1 °C por las noches, se debe adquirir una manta térmica de polietileno para evitar la evaporación y ayudar a conservar la temperatura del agua.

La tubería que transporta vapor debe ser de acero al carbono ASTM 103, para evitar la destrucción por efectos de la corrosión.

Instalar un sensor de temperatura en la sauna y turco, para saber en qué intervalos varía el calor dentro de la habitación y así poder evitar el desperdicio de energía.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] **CIATESA**, Compañía Industrial de Aplicaciones Térmicas (España) S.A.Pág.50.
- [2] **TABLAS DE VAPOR**, “Propiedades Termodinámicas del agua y el vapor”.Pág.70.
- [3] **VALENZUELA, R.** “Apuntes de Transferencia de Calor”. Riobamba, s.n., 2003.Pág.110.
- [4] **MANRIQUE, José A G.** “Fundamentos y Aplicaciones Fototérmicas”, Capítulo 8.Pág.320.
- [5] **LÓPEZ, Jesús E**, Universidad Autónoma de Sinaloa, Hidráulica. Septiembre 2007, Capítulo V.Pág. 44.
- [6] **HOLGUÍN**, Pérdidas de presión en tuberías de vapor. Vol. XIII. Septiembre 2007,, Cuba.Pág.245.
- [7] **THERAPY.**, Association, Centro Internacional de vapor.Pág.79.
- [8] **SIGUENCIA.N** y Ligna D. Tesis “Estudio de factibilidad del Sistema de Combustión para el Sistema Generador de Vapor de la empresa INTERQUIMEC AKZONOBEL”, Pág.66.
- [9] **PORTALANZA, JIMÉNEZ.**, Tesis: “Estandarización de sistemas de calentamiento de agua con energía solar en la ciudad de Riobamba”, Ingeniería Mecánica. Pág. 76.
- [10] **Termorregulación en el cuerpo humano**,<http://www.livestrong.com>
- [11] **Espesor lámina de cinc**.<http://www.polymetaal.nl>
- [12] **UNAM**, Facultad de química, Laboratorio de ingeniería química.
- [13] **ISO TEST**, Instrumentación electrónica y Metodología.
- [14] **Eficiencia calentadores de agua**.<http://www.pentirpool.com>
- [15] **Environmental Technologies**, – L.A.
- [16] **Norma Técnica Ecuatoriana**, por Aprobarse (Primera revisión 2009) – Sistemas de calentamiento de agua con energía solar para uso sanitario en el Ecuador.Pág.25.

[17] **PAZMIÑO, M.** "Uso de la radiación solar". Guayaquil – Ecuador: ESPOL 1982. Pág. 31-44.

[18] **ALDÁS S. D.** "Estudio técnico económico para la mejora de la eficiencia de los calentadores de agua. Pág.86.

BIBLIOGRAFÍA

- ALDÁS S. D.** Estudio Técnico Económico para la Mejora de la Eficiencia de los Calentadores de Agua utilizados en la Piscina de la ESPOCH de la Ciudad de Riobamba. Riobamba. 2009. (tesis).
- BLANK, L.** Ingeniería Económica. 4ta ed. Colombia: McGraw-Hill, 2000.
- GILES, R.** Mecánica de los Fluidos e Hidráulica. 6ta ed. México: McGraw-Hill, 1999.
- GOULDS PUMP.** Manual de Bombas. Estados Unidos, 1995.
- HOLMAN, J.** Transferencia de Calor. 10ma ed. México: McGraw-Hill, 1999.
- INCROPERA, F.** Fundamentos de Transferencia de Calor. 4ta ed. México: Prentice Hall, 1999.
- MOTT, R.** Mecánica de Fluidos. 6ta ed. México: Pearson Educación, 2006.
- PEDROLLO.** Catálogo General 60 Hz. Italia, 2004.
- SANTILLAN, R.** Tecnología y Medio Ambiente. Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, 2003.
- SAPAG CHAIN, N.** "Preparación y Evaluación de Proyectos", McGrawill, Colombia 2000.
- VALENZUELA, R.** Apuntes de Transferencia de Calor. Riobamba: Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, 2003.

LINKOGRAFÍA

PROPIEDADES TÉRMICAS DE MATERIALES

<http://www.millarium.com>

2012-03- 20

TERMORREGULACIÓN EN EL CUERPO HUMANO

<http://www.livestrong.com>

2012-05-22

ESPESOR LÁMINA DE CINC

<http://www.polymetaal.nl>

2012-08-21

EFICIENCIA CALENTADORES DE AGUA

[http:// www.pentirpool.com](http://www.pentirpool.com)

2012-07-03

MANUAL TÉCNICO DE ENERGÍA SOLAR TÉRMICA, SALVADOR ESCODA

<http://www.salvadroescoda.com>

2012-08-27