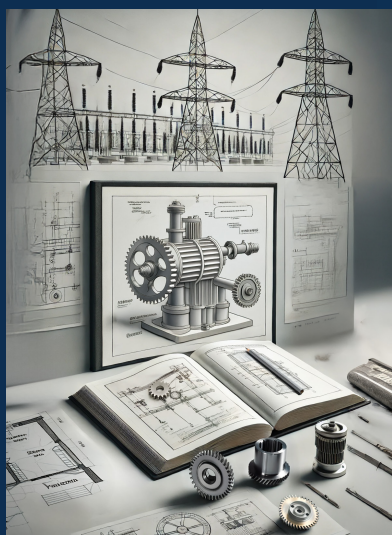




Universidad
Nacional
de Loja

Casos prácticos de ingeniería electromecánica



Jorge Luis Maldonado Correa
Edwin Bladimir Paccha Herrera
Fernando Vicente Ramírez Cabrera
Darwin Giovanni Tapia Peralta
Cristian Vinicio Ortega Reyes
Marco Vinicio Rojas Moncayo
Lenin Alexander Martínez Tamayo
Carlos Raúl Barreto Calle
Iván Alberto Coronel Villavicencio
Raúl Alberto Chávez Romero
José Fabricio Cuenca Granda
Byron Agustín Solórzano Castillo
Miguel Ángel Caraballo Núñez
Thuesman Estuardo Montaña Peralta
Bryan Santiago Jiménez Cueva
Jairo Darío Castillo Calderón

Casos Prácticos de Ingeniería Electromecánica

Casos Prácticos de Ingeniería Electromecánica

Jorge Luis Maldonado Correa
Edwin Bladimir Paccha Herrera
Fernando Vicente Ramírez Cabrera
Darwin Giovanny Tapia Peralta
Cristian Vinicio Ortega Reyes
Marco Vinicio Rojas Moncayo
Lenin Alexander Martínez Tamayo
Carlos Raúl Barreto Calle
Iván Alberto Coronel Villavicencio
Raúl Alberto Chávez Romero
José Fabricio Cuenca Granda
Byron Agustín Solórzano Castillo
Miguel Ángel Caraballo Núñez
Thuesman Estuardo Montaña Peralta
Bryan Santiago Jiménez Cueva
Jairo Darío Castillo Calderón

UNL



Universidad
Nacional
de Loja

Nikolay Aguirre, Ph.D
Rector UNL

Elvia Zhapa Amay, Ph.D
Vicerrectora Académica

Max Encalada, Ph.D
Director de Investigación

Casos Prácticos de Ingeniería Electromecánica

Autores:

Jorge Luis Maldonado Correa
Edwin Bladimir Paccha Herrera
Fernando Vicente Ramírez Cabrera
Darwin Giovanni Tapia Peralta
Cristian Vinicio Ortega Reyes
Marco Vinicio Rojas Moncayo
Lenin Alexander Martínez Tamayo
Carlos Raúl Barreto Calle
Iván Alberto Coronel Villavicencio
Raúl Alberto Chávez Romero
José Fabricio Cuenca Granda
Byron Agustín Solórzano Castillo
Miguel Ángel Caraballo Núñez
Thuesman Estuardo Montaña Peralta
Jairo Darío Castillo Calderón
Bryan Santiago Jiménez Cueva

Revisión Par Académico:

Manuel Ignacio Ayala Chauvin, Ph.D
Sergio Alfredo Marrero Osorio, Ph.D

ISBN: 978-9942-671-15-8

Editorial Universitaria

Universidad Nacional de Loja
Ciudad Universitaria Guillermo Falconí, Loja - Ecuador
Contacto: comision.editorial@unl.edu.ec
Teléfono: +59372593550
www.unl.edu.ec
Junio, 2025
Loja, Ecuador



Índice General

Prólogo.....	xvii
Agradecimientos	xix
Caso práctico 1	21
1. Cálculo y selección de un sistema de generación eólico autónomo para una vivienda.....	21
1.1. Introducción.....	21
1.2. Descripción del problema.....	22
1.3. Simbología.....	23
1.3.1. Marco conceptual	25
1.3.2. Variación de la velocidad del viento y densidad del aire con la altura.....	25
1.3.3. Análisis estadístico del viento	26
1.3.4. Transformación energética en el aerogenerador.....	27
1.4. Desarrollo	30
1.4.1. Los parámetros k y c de distribución de Weibull	30
1.4.2. La densidad de aire para el lugar en el que se emplazará el aerogenerador. Considere una altitud de 2100 m.s.n.m, y una temperatura ambiente promedio de 13 °C.....	32
1.4.3. La velocidad de viento media anual	32
1.4.4. La densidad de potencia eólica.....	34
1.4.5. La energía anual producida por el aerogenerador seleccionado	34
1.4.6. El número de baterías. Estime 2 días de autonomía y 50 % de profundidad de descarga.....	35
1.4.7. La corriente máxima del controlador de carga	38
1.4.8. La potencia del inversor	38
1.4.9. El costo del kilovatio hora generado	39
1.5. Discusión y análisis de resultados	42
Bibliografía	44
Caso práctico 2	45
2. Cálculo de la carga térmica de climatización para un auditorio mediante el uso del software HAP	45
2.1. Introducción.....	45
2.2. Descripción del problema.....	46
2.3. Simbología.....	47

2.4. Acrónimos.....	48
2.5. Marco conceptual.....	49
2.5.1. Cálculo de carga térmica mediante el método de funciones de transferencia	49
2.5.2. Software HAP.....	53
2.6. Desarrollo	55
2.6.1. Primera parte. Creación de un espacio, definición de cargas térmicas y características constructivas	55
2.6.2. Segunda parte. Creación del sistema.....	61
2.7. Discusión y análisis de resultados	63
Bibliografía	68
Caso práctico 3	69
3. Cálculo y dimensionamiento de dispositivo de refrigeración para convertidor Buck.....	69
3.1. Introducción.....	69
3.2. Descripción del problema.....	70
3.3. Simbología.....	71
3.4. Marco conceptual.....	72
3.4.1. Semiconductores de Potencia.....	72
3.4.2. Diodos de potencia	73
3.4.3. IGBT (Transistor Bipolar de Puerta Aislada).....	77
3.4.4. Sistema de refrigeración	85
3.5. Desarrollo	87
3.5.1. Metodología de cálculo	87
3.5.2. Cálculo de las pérdidas del diodo.....	88
3.5.3. Cálculo de pérdidas en el IGBT	91
3.5.4. Pérdidas en conmutación	92
3.5.5. Cálculo del radiador	94
3.6. Discusión y análisis de resultados	97
Bibliografía	99
Caso práctico 4	100
4. Metodología para el dimensionamiento térmico de un recipiente de almacenamiento de agua	100
4.1. Introducción.....	100
4.2. Descripción del problema.....	102
4.3. Simbología.....	103

4.4. Marco conceptual.....	105
4.4.1. Transferencia de calor por conducción en paredes planas y circulares.....	105
4.4.2. Transferencia de calor en paredes compuestas	105
4.4.3. Circuito térmico equivalente	106
4.4.4. Transferencia de calor por convección.....	106
4.4.5. Correlaciones para el cálculo del coeficiente de convección	107
4.4.6. Propuesta metodológica general en el cálculo del coeficiente de convección.....	107
4.5. Desarrollo	108
4.5.1. Análisis técnico.....	108
4.5.2. Análisis térmico de la superficie longitudinal (Dirección radial).....	111
4.5.3. Cálculo de coeficiente de convección interna h_a	112
4.5.4. Cálculo de coeficiente de convección externa h_b	113
4.5.5. Cálculo de resistencias térmicas.....	115
4.5.6. Cálculo de la potencia calorífica en el área longitudinal (q_l)	115
4.5.7. Cálculo de la temperatura superficial del tanque interna T_a	115
4.5.8. Cálculo de temperatura superficial del tanque externa (T_{bi}).....	116
4.5.9. Cálculo del error relativo.....	116
4.5.10. Análisis térmico de la superficie transversal (dirección axial)	117
4.5.11. Cálculo de coeficiente de convección externa h_c	117
4.5.12. Cálculo de coeficiente de convección externa h_d	118
4.5.13. Simulación térmica.....	121
4.5.14. Análisis térmico del espesor del aislante en la transferencia de calor	125
4.6. Discusión y análisis de resultados	127
Bibliografía	129
Caso práctico 5	131
5. Dimensionamiento y producción de un biodigestor en una granja tipo B2 de ganado porcino.....	131
5.1. Introducción.....	131
5.2. Descripción del problema.....	132

5.3. Simbología.....	133
5.4. Marco conceptual	134
5.4.1. Digestión anaeróbica y tipos de granjas porcinas.....	134
5.4.2. Concepto de la cantidad de biogás y combustible fósil	136
5.5. Desarrollo	137
5.5.1. Análisis de Componentes en una tonelada de purín	137
5.5.2. Cálculo y tabulación de la producción total de purín ..	139
5.5.3. Cálculos para proyección anual y densidad del purín .	139
5.5.4. Proyección de la producción de Purín	139
5.5.5. Cálculo y presentación de la producción de sólidos volátiles y agua.....	140
5.5.6. Cálculo de las dimensiones del biodigestor.....	143
5.6. Discusión y análisis de resultados	145
Bibliografía	147
Caso práctico 6	148
6. Metodología de eficiencia eléctrica aplicada a usuarios residenciales del barrio Ciudad Victoria de la ciudad de Loja, considerando la norma ISO 50001-2018.....	148
6.1. Introducción.....	148
6.2. Descripción del problema	149
6.3. Simbología.....	150
6.4. Marco conceptual.....	150
6.4.1. Eficiencia energética.....	150
6.4.2. Eficiencia energética en el sector residencial	151
6.4.3. Sistemas de gestión energética (SGE).....	152
6.4.4. Norma UNE-EN ISO 50001:2018	152
6.4.5. Planificación energética.....	153
6.4.6. Clusterización de datos medidos	156
6.4.7. Dashboard.....	158
6.5. Desarrollo	159
6.5.1. Caracterización de usuarios residenciales	159
6.5.2. Clusterización de perfiles de carga	161
6.5.3. Planificación energética: ciclo PHVA.....	163
6.5.4. Implementación del dashboard: panel de control.....	172
6.6. Discusión y análisis de resultados	173
Bibliografía	175

Caso práctico 7	176
7. Programa de repotenciación del sistema de distribución de la EERSSA para el suministro eléctrico de calidad.	176
7.1. Introducción.....	176
7.2. Descripción del problema	177
7.3. Simbología.....	179
7.4. Marco conceptual.....	179
7.4.1. Proyección de la demanda.....	179
7.5. Desarrollo	183
7.5.1. Ampliación de la capacidad de los puntos de interconexión con el Sistema Nacional de Transmisión	183
7.5.2. Estudios y diseños	187
7.5.3. Repotenciación del sistema de subtransmisión	188
7.5.4. Repotenciación de primarios	189
7.5.5. Repotenciación de redes de distribución	190
7.5.6. Proyectos de mejora de la calidad del servicio técnico.....	191
7.6. Discusión y análisis de resultados	192
7.6.1. Calidad de servicio técnico.....	193
7.6.2. Pérdidas de energía	194
7.6.3. Satisfacción del cliente.....	195
7.6.4. Costos de Distribución	196
7.6.5. Margen de operación	197
7.7. Conclusiones y recomendaciones	198
Bibliografía	199
Caso práctico 8	200
8. Diseño, construcción de la red subterránea de media tensión, baja tensión y alumbrado público de la calle Atahualpa y Sucre del cantón Chordeleg.....	200
8.1. Introducción.....	200
8.1.1. Antecedentes.....	200
8.1.2. Descripción de la zona caso de estudio.	202
8.1.3. Infraestructura eléctrica existente.....	203
8.2. Descripción del problema.	204
8.3. Simbología.....	205
8.4. Desarrollo.	206
8.4.1. Descripción del sistema proyectado.	206

8.5. Discusión y análisis de resultados.	220
Bibliografía	221
Caso práctico 9	222
9. Guía de instalación del caldero de vapor: WNS 0.5-1.0-Y.Q	222
9.1. Introducción.....	222
9.2. Descripción del problema	223
9.3. Simbología.....	224
9.4. Marco conceptual.....	226
9.4.1. Caldero de vapor:	226
9.4.2. Componentes principales de un caldero	226
9.5. Desarrollo	236
9.5.1. Indicaciones Generales para la instalación del caldero	236
9.5.2. Funcionamiento del sistema del caldero.....	250
9.5.3. Principio de control del sistema	253
9.5.4. Inspección rutinaria, monitoreo y operación del caldero	261
9.5.5. Eliminación de aguas residuales.....	267
9.5.6. Caso práctico: Dimensionamiento de la bomba de recirculación	268
9.6. Discusión y análisis de resultados	280
Bibliografía	282
Caso práctico 10	283
10. Aplicación interactiva para el análisis de viscosidad cinemática y cálculo del índice de viscosidad de lubricantes.....	283
10.1. Introducción.....	283
10.2. Descripción del problema	284
10.3. Simbología.....	284
10.4. Marco conceptual.....	286
10.4.1. Clasificación de lubricantes por el tipo de servicio...286	
10.4.2. Cálculo de la viscosidad mediante la norma ASTM D341	287
10.4.3. Índice de viscosidad	288
10.5. Desarrollo	293
10.5.1. Cálculo de la viscosidad con la norma ASTM D341	293
10.5.2. Cálculo del índice de viscosidad con la norma ASTM D2270.....	294

10.6. Discusión y análisis de resultados	298
10.6.1. Casos de estudio.	298
Bibliografía	305
Caso práctico 11	307
11. Cálculo práctico de transmisiones de potencia por correas, cadenas de rodillos y engranajes.....	307
11.1. Introducción	307
11.2. Descripción del problema	308
11.3. Simbología	312
11.4. Marco conceptual.....	313
11.4.1. Transmisión de potencia mecánica.....	313
11.4.2. Relación de transmisión mecánica	314
11.4.3. Factor de servicio	315
11.4.4. Potencia mecánica	315
11.4.5. Rendimiento mecánico	316
11.4.6. Diseño de transmisiones de potencia por correas trapezoidales	316
11.4.7. Diseño de transmisiones de potencia por cadenas de rodillos	321
11.4.8. Diseño de transmisiones de potencia por engranajes cilíndricos rectos	324
11.4.9. Tratamiento superficial de endurecimiento.....	329
11.5. Desarrollo.....	330
11.5.1. Determinación de la potencia a transmitir y requerimiento de velocidad	330
11.5.2. Selección básica de componentes de las transmisiones de potencia	334
11.5.3. Diseño de capacidad de potencia de las transmisiones configuradas	338
11.5.4. Estudio de tratamiento superficial para endurecimiento de los dientes del engranaje menor (piñón)	359
11.6. Discusión y análisis de resultados	362
Bibliografía	365
Caso práctico 12	368
12. Metodología para auditar una red de vapor. Caso práctico: hospital Manuel Ygnacio Montero	368
12.1. Introducción.....	368

12.2. Descripción del problema.....	371
12.3. Simbología.....	372
12.4. Desarrollo	373
12.4.1. Identificación de los principales portadores energéticos.....	373
12.4.2. Pérdidas de vapor en la red.....	373
12.4.3. Metodología de cálculo tramo caldera- colector de vapor	375
12.4.4. Resultados: Red Caldera - Colector de vapor.....	376
12.4.5. Red Colector de vapor – Central de esterilización ...	379
12.4.6. Pérdidas por fugas en orificios	379
12.4.7. Red Colector de vapor – cocina.....	380
12.4.8. Red Colector de vapor – lavandería	381
12.4.9. Red Colector de vapor – Calentador de agua	382
12.4.10. Resumen de pérdidas.....	382
12.4.11. Costo del vapor con referencia al combustible utilizado y a la energía contenida en el agua de alimentación.....	383
12.5. Discusión y análisis de resultados	384
Bibliografía	386
Caso práctico 13	387
13. Diseño de un sistema de bombeo de agua con corrección del efecto hidrodinámico de cavitación.....	387
13.1. Introducción.....	387
13.2. Descripción del problema.....	388
13.3. Simbología.....	390
13.4. Marco conceptual.....	390
13.4.1. Sistema de bombeo	391
13.4.2. Bomba centrífuga	392
13.4.3. Potencia hidráulica	393
13.4.4. Eficiencia de una bomba	393
13.4.5. Potencia de accionamiento	394
13.4.6. Potencia interna	394
13.4.7. Ecuación de Bernoulli	394
13.4.8. Número de Reynolds	395
13.4.9. Pérdidas primarias y secundarias en una instalación hidráulica	396
13.4.10. Pérdidas de energía por fricción.....	397

13.4.11. Cavitación.....	398
13.5. Desarrollo	400
13.5.1. Cálculo del caudal volumétrico	400
13.5.2. Cálculo del diámetro de la tubería de descarga de agua.....	401
13.5.3. Cálculo de la velocidad del agua para la tubería seleccionada	401
13.5.4. Cálculo de pérdidas menores.....	402
13.5.5. Cálculo de pérdidas primarias	404
13.5.6. Cálculo de la carga total de la bomba.....	406
13.5.7. Cálculo de la potencia suministrada por una bomba al fluido	407
13.5.8. Cálculo de la potencia de entrada a una bomba	408
13.5.9. Selección de bomba.....	408
13.5.10. Cómputo del $NPSH_D$	411
13.5.11. Recálculo del tramo de succión	412
13.6. Discusión y análisis de resultados	414
Bibliografía	417

Prólogo

Con profunda satisfacción, me complace presentar este libro titulado “Casos Prácticos de Ingeniería Electromecánica” en nombre de la Carrera de Electromecánica y el Centro de Investigaciones Tecnológicas y Energéticas (CITE) de la Universidad Nacional de Loja. Este libro está destinado a la comunidad universitaria en su conjunto, con un enfoque especial en nuestros queridos estudiantes.

La obra que estás a punto de leer recopila una selecta gama de casos de estudio, organizados y relacionados con los núcleos del conocimiento de la Carrera de Electromecánica y las líneas de investigación del CITE.

Este libro no solo se centra en los fundamentos teóricos, sino que también los ilustra a través de aplicaciones prácticas. Cada caso práctico ofrece una valiosa oportunidad para que los estudiantes amplíen sus conocimientos y los apliquen en situaciones del mundo real, lo que les permitirá desarrollar habilidades esenciales para su futura carrera.

Los autores han invertido un esfuerzo significativo en la creación de esta obra, con el objetivo de brindar a los lectores una literatura técnica que inspire el pensamiento crítico y la creatividad en su proceso de aprendizaje. Confío en que esta obra estimulará la pasión por la innovación y fomentará una comprensión integral de cómo la ingeniería electromecánica continúa transformando nuestra sociedad.

Juan Carlos Solano Jiménez

Docente investigador de la Universidad Nacional de Loja



Agradecimientos

Los autores del presente libro expresan su agradecimiento al Centro de Investigaciones Tecnológicas y Energéticas CITE, por el aporte recibido durante las investigaciones institucionales y formativas que se desarrollaron para analizar y resolver los casos prácticos de ingeniería que se han incorporado en el presente texto.

Caso práctico 1

1. Cálculo y selección de un sistema de generación eólico autónomo para una vivienda

1.1. Introducción

La creciente demanda de energía en la sociedad moderna ha requerido el desarrollo de nuevas formas de generación de energía. Una de ellas es la energía eólica, que se presenta como una opción por su enorme potencial para producir importantes cantidades de energía eléctrica, sin los problemas de contaminación que están presentes en los métodos de producción de energía basados en combustibles fósiles.

La energía eólica es una de las tecnologías de generación renovables que más ha crecido en los últimos años, así lo demuestra un estudio publicado por Global Wind Energy Council, que indica que en el año 2021 se instalaron 93.6 GW, lo que permitió alcanzar 837 GW de potencia eólica instalada en el mundo (GWEC, 2021).

En este contexto, los sistemas eólicos aislados (SEA) son de gran importancia debido a su capacidad para generar energía eléctrica en áreas sin acceso a la red eléctrica convencional. Los SEA mejoran la calidad de vida de los habitantes de las comunidades locales, reducen la dependencia de combustibles fósiles, promueven la independencia energética y pueden generar impactos económicos positivos.

El objetivo de este capítulo es presentar una guía metodológica para el cálculo, selección y dimensionamiento de un sistema de generación eólico autónomo. Además, este documento permite alcanzar el

resultado de aprendizaje: “evalúa los fundamentos de energía eólica, la biomasa, y geotérmica, con pertinencia social, para dimensionar y proyectar instalaciones de uso de la biomasa, la geotérmica y centrales de generación eólicas que coadyuven para la transformación de la matriz productiva del país y responder a las necesidades de modernización de los procesos productivos”; de la asignatura de Energías Renovables de la carrera de Electromecánica de la Universidad Nacional de Loja.

Este capítulo está pensado para que el lector pueda diseñar un sistema eólico de generación de energía aislado de la red. Para esto, primero se presentan los fundamentos teóricos de energía eólica, partiendo de conceptos generales relacionados con la naturaleza del viento. A continuación, se realiza una descripción de la transformación energética en el aerogenerador. Finalmente, se presenta un caso de estudio, en el que se utilizan la curva característica del aerogenerador y la distribución de probabilidades de Weibull como aproximación para el dimensionamiento de un SEA.

1.2. Descripción del problema

Se requiere instalar un SEA para satisfacer las necesidades energéticas de una vivienda. La velocidad de viento se obtiene de una estación meteorológica cercana ubicada en un campo abierto. El anemómetro de la estación meteorológica se ubica a 10 m del suelo. Calcule:

- a) Los parámetros k y c de Weibull.
- b) La densidad de aire para el lugar en el que se emplazará el aerogenerador. Considere una altitud de 2100 m.s.n.m, y una temperatura ambiente promedio de 13 °C.
- c) La velocidad de viento media anual. Tome en cuenta que se quiere aprovechar una estructura de celosía de 15 m

(ver Figura 1.2) disponible en el lugar, para montar un aerogenerador de eje horizontal que se comercializa en el mercado local.

- d) La densidad de potencia eólica.
- e) La energía anual producida por el aerogenerador seleccionado.
- f) El número de baterías. Estime 2 días de autonomía y 50 % de profundidad de descarga.
- g) La corriente máxima del controlador de carga.
- h) La potencia del inversor.
- i) El costo del kilovatio hora generado.

1.3. Simbología

<i>SEA</i>	Sistema Eólico Aislado
<i>IEC</i>	International Electrotechnical Commission
<i>v</i>	velocidad instantánea del viento [m/s]
ρ	densidad del aire [kg/m ³]
<i>t</i>	temperatura ambiente [°C]
<i>h</i>	altura sobre el nivel del mar [m]
<i>A</i>	área barrida por el rotor del aerogenerador [m ²]
<i>Pd</i>	potencia disponible en el viento [W]
<i>Pa</i>	potencia aprovechable por el aerogenerador [W]
<i>Cp</i>	coeficiente aerodinámico o de potencia [-]
<i>ηg</i>	rendimiento del generador [-]
<i>ηm</i>	rendimiento del multiplicador de velocidad [-]
<i>p(v)</i>	probabilidad estadística de Weibull de que ocurra una velocidad
<i>vi</i>	valor central del intervalo de velocidad de viento [m/s]
<i>P(v)</i>	potencia del aerogenerador para cada velocidad de viento [W]
<i>k</i>	factor de forma o parámetro de forma de Weibull [adimensional]
<i>c</i>	factor de escala [m/s]
<i>fi</i>	frecuencia relativa correspondiente a la clase definida por la velocidad
<i>Fi</i>	frecuencia acumulada [-]

Z_0	longitud de rugosidad del terreno [m]
Z	altura de medición de velocidad de viento [m]
z'	altura a la que se quiere extrapolar el valor de velocidad de viento [m]
Γ	función gamma [-]
Fe	factor de energía [-]
E	energía anual producida por el aerogenerador [Wh/año]
P_A	potencia nominal del aerogenerador [W]
P_i	potencia producida por el aerogenerador para una velocidad de viento v_i [W]
T	periodo de tiempo (horas)
C_{BB}	capacidad de banco de baterías [Ah]
E_g	energía eléctrica demandada [Wh/día]
V_S	voltaje del sistema [V]
V_B	voltaje de la batería [V]
D_A	días de autonomía [número]
P_D	profundidad de descarga [-]
N_{TB}	número total de baterías [-]
N_{BS}	número total de baterías en serie [-]
N_{BP}	número de baterías en paralelo [-]
C_{BU}	capacidad unitaria de la batería [Ah]
I	intensidad de corriente [A]
P_T	potencia máxima de la carga [W]
P_N	potencia nominal de la carga [W]
P_{sal}	potencia de salida del inversor [W]
η_i	eficiencia del multiplicador de velocidad [-]
C_G	costo unitario de la electricidad producida [USD/kWh]
C	costo total de la inversión inicial [USD]
E_I	energía producida anualmente por la instalación [kWh]
M	costo anual de operación y mantenimiento [USD]
R	factor de recuperación de la inversión [-]
n	años de vida útil [-]
r	tasa neta de retorno [porcentaje]
d	disponibilidad de la instalación [-]
N_A	número de aerogeneradores [-]

1.3.1. Marco conceptual

El viento es el resultado de la expansión y convección del aire provocado por las diferentes absorciones de la energía solar en la Tierra (Talayero & Telmo, 2011).

Los vientos que circulan por el planeta se llaman macro climáticos y son producidos por diferentes factores. Los vientos llamados micro climáticos o locales, son influenciados por la orografía y la diferencia de presión. Los vientos locales pueden ser clasificados en vientos inducidos térmicamente, vientos inducidos por la orografía y vientos influenciados por los efectos climáticos (Carta González et al., 2009)

1.3.2. Variación de la velocidad del viento y densidad del aire con la altura

En un flujo laminar del viento, de acuerdo con la ley logarítmica, el perfil de velocidades aumenta según la distancia respecto al suelo (Joaquín Mur, 2001). Por tanto, si se dispone de la medida de viento a una altura determinada, y se requiere extrapolar a otra altura, y además se conoce la rugosidad del terreno Z_0 . Se puede utilizar la Ecuación 1.1:

(Ec. 1.1)

$$\frac{v'}{v} = \frac{\ln\left(\frac{z'}{z_0}\right)}{\ln\left(\frac{z}{z_0}\right)}$$

A medida que aumenta la altitud sobre el nivel del mar, la presión atmosférica disminuye debido a la reducción del peso de la columna de aire que soporta, lo que se traduce en una menor densidad del aire (Ceballos et al., 2021). Por ello, es necesario determinar el valor de densidad de aire en el sitio en el que se emplazará el aerogenerador.

Para calcular la densidad en función de la temperatura y la altitud sobre el nivel del mar, se puede emplear la Ecuación 1.2:

$$\rho = 1.225 \cdot \left(\frac{288}{t + 273} \right) \cdot e^{-\left(\frac{h}{8435} \right)} \quad (\text{Ec. 1.2})$$

1.3.3. Análisis estadístico del viento

Para analizar las probabilidades de ocurrencia de una variable aleatoria como la velocidad de viento, normalmente se utiliza la distribución de Weibull y la de Rayleigh. Con base en la literatura científica se puede determinar que, la distribución de Weibull es el método matemático más comúnmente utilizado para modelar la distribución de la velocidad del viento, y predecir su comportamiento en un determinado período de tiempo (De Ávila Solano et al., 2022).

La función de densidad de probabilidad de Weibull está dada por:

$$p(v) = \frac{k}{c} \left(\frac{v}{c} \right)^{k-1} \cdot e^{-\left(\frac{v}{c} \right)^k} \quad (\text{Ec. 1.3})$$

Los parámetros k y c se determinan a partir de los datos de velocidad de viento, mediante un ajuste de mínimos cuadrados, utilizando las Ecuaciones 1.4, 1.5 y 1.6:

$$k = A = \frac{\sum f_i \cdot x_i \cdot y_i - (\sum f_i \cdot x_i)(\sum f_i \cdot y_i)}{\sum f_i \cdot x_i^2 - (\sum f_i \cdot x_i)^2} \quad (\text{Ec. 1.4})$$

$$B = \sum f_i \cdot y_i - A \cdot \sum f_i \cdot x_i \quad (\text{Ec. 1.5})$$

$$c = e^{-(B/A)} \quad (\text{Ec. 1.6})$$

1.3.4. Transformación energética en el aerogenerador

La energía cinética Ec , de una masa de aire m , que se mueve con una velocidad v , está dada por la Ecuación 1.7:

$$Ec = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \quad (\text{Ec. 1.7})$$

La masa de aire que atraviesa el rotor del aerogenerador puede calcularse mediante la Ecuación 1.8:

$$m = \rho \cdot A \cdot v \quad (\text{Ec. 1.8})$$

La máxima potencia disponible Pd que se puede extraer del viento por el rotor de un aerogenerador, no es más que su energía cinética. Realizando las sustituciones en las ecuaciones anteriores se obtiene la Ecuación 1.9:

$$Pd = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v^3 \quad (\text{Ec. 1.9})$$

Debido a que debe cumplirse la ecuación de conservación de la masa, no es posible captar toda la energía cinética disponible en el viento, ya que la velocidad del viento, una vez atravesado la superficie de captación no es nula. El teorema de Betz demuestra que la máxima energía recuperable (teóricamente) es de 16/27 de la energía total (Miguel Villarrubia López, 2013).

En este sentido, la potencia aprovechable por un aerogenerador se ve afectada por el coeficiente aerodinámico C_p , que no puede ser mayor a 0.592 según Betz.

La potencia aprovechable P_a se refiere a la potencia mecánica en el eje del rotor del aerogenerador, y viene dada por la Ecuación 1.10:

$$P_a = \frac{1}{2} \cdot C_p \cdot \rho \cdot A \cdot v^3 \quad (\text{Ec. 1.10})$$

La potencia en el eje del generador P_m , es la potencia mecánica a la salida del multiplicador de velocidad, la cual está afectada por el rendimiento del multiplicador η_m , y se puede expresar de acuerdo con la Ecuación 1.11:

$$P_m = \frac{1}{2} \cdot C_p \cdot \eta_m \cdot \rho \cdot A \cdot V^3 \quad (\text{Ec. 1.11})$$

De tal manera, la potencia eléctrica que se obtiene en los bornes de salida del generador se obtiene mediante la Ecuación 1.12:

$$P_e = \frac{1}{2} \cdot C_p \cdot \eta_m \cdot \eta_g \cdot \rho \cdot A \cdot v^3 \quad (\text{Ec. 1.12})$$

En la Figura 1.1 se muestra el flujo de potencias en el aerogenerador.

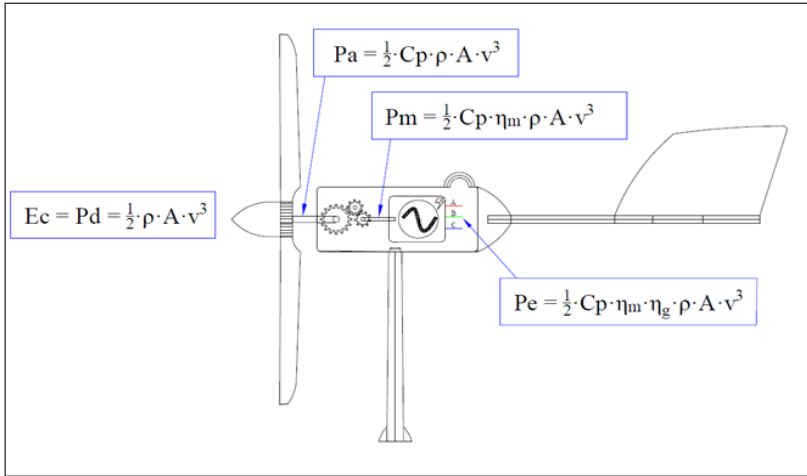


Figura 1.1 Transformación energética en el aerogenerador

La potencia eólica disponible es proporcional a la densidad del aire, al área expuesta perpendicularmente al flujo de viento y al cubo de su velocidad. La potencia eólica disponible es la máxima potencia que se podría obtener del viento si se pudiera extraer del mismo toda su energía cinética (Miguel Villarrubia López, 2013). La densidad de potencia disponible P_d/A , se expresa como:

$$\frac{P_d}{A} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot Fe \cdot v^3 \quad (\text{Ec. 1.13})$$

El factor energía o de irregularidad Fe varía entre 1.5 y 3, y viene dado por la Ecuación 1.14:

$$Fe = \frac{\Gamma\left(1 + \frac{3}{k}\right)}{\Gamma^3\left(1 + \frac{1}{k}\right)} \quad (\text{Ec. 1.14})$$

La energía E producida por un aerogenerador durante un periodo de tiempo T (normalmente 8760 horas), viene dada por la Ecuación 1.15:

$$E = T \cdot \int_0^{\infty} p(v) \cdot P(v) dv \quad (\text{Ec. 1.15})$$

La energía E producida por el aerogenerador también se puede calcular con la Ecuación:

$$E = T \cdot \sum f_i \cdot P_i \quad (\text{Ec. 1.16})$$

1.4. Desarrollo

En esta sección se presentan los cálculos y selección de los diferentes componentes del SEA.

1.4.1. Los parámetros k y c de distribución de Weibull

Para esto es necesario realizar un proceso sistemático de cálculos. En primer lugar se realizó una distribución de frecuencias de la velocidad de viento utilizando la regla de Sturges (Eraso Checa & Escobar Rosero, 2018). Los datos de velocidad de viento se obtienen de una estación meteorológica cercana durante un año.

A continuación, se determinaron los valores de la frecuencia relativa f_i y la frecuencia acumulada F_i . Luego, utilizando la Ecuación 1.4 se determinaron los valores de f_i , x_i , y y_i para cada centro de clase v_i , como se muestra en la Tabla 1.1.

Tabla 1.1. Determinación de los parámetros de Weibull por método de mínimos cuadrados

Centro de la clase (vi)	Horas (ni)	Frecuencia relativa (fi=ni/N)	Frecuencia acumulada (Fi'=1-Fi)	yi	xi	fi.xi	fi.(xi)²	fi.yi	fi.xi.yi
				ln(-ln(Fi'))	ln(vi)				
1	380	0.043	0.957	-3.115	0.000	0.000	0.000	-0.135	0.000
2	831	0.095	0.862	-1.905	0.693	0.065	0.045	-0.180	-0.125
3	1088	0.124	0.738	-1.189	1.098	0.136	0.149	-0.147	-0.162
4	1312	0.150	0.588	-0.632	1.386	0.207	0.287	-0.094	-0.131
5	1521	0.174	0.414	-0.126	1.609	0.279	0.449	-0.021	-0.035
6	1307	0.149	0.265	0.283	1.791	0.267	0.478	0.042	0.075
7	1087	0.124	0.141	0.672	1.945	0.241	0.469	0.083	0.162
8	668	0.076	0.065	1.007	2.079	0.158	0.329	0.076	0.159
9	323	0.037	0.028	1.276	2.197	0.081	0.178	0.047	0.103
10	163	0.019	0.009	1.546	2.302	0.042	0.098	0.028	0.066
11	61	0.007	0.002	1.813	2.397	0.016	0.040	0.012	0.030
12	19	0.002	0.000	-	2.484	0.005	0.013	0.000	0.000
N =	8760	1.000			17.502	1.497	2.528	-0.289	0.144

Finalmente, resolviendo las Ecuaciones 1.4, 1.5 y 1.6 se obtienen los valores de k y c , así:

$$A = \frac{\sum f_i \cdot x_i \cdot y_i - (\sum f_i \cdot x_i)(\sum f_i \cdot y_i)}{\sum f_i \cdot x_i^2 - (\sum f_i \cdot x_i)^2} \quad B = \sum f_i \cdot y_i - A \cdot \sum f_i \cdot x_i$$

$$A = \frac{0.144 - (1.497) \cdot (-0.289)}{2.528 - (1.497)^2} \quad B = -0.289 - (2.011 \cdot 1.497)$$

$$A = \frac{0.576}{0.286} \quad B = -3.300$$

$$A = 2.011 \quad c = e^{-(B/A)}$$

$$A = k$$

$$c = 5.160 \text{ m/s}$$

1.4.2. La densidad de aire para el lugar en el que se emplazará el aerogenerador. Considere una altitud de 2100 m.s.n.m, y una temperatura ambiente promedio de 13 °C

Mediante la Ecuación 1.2 se puede determinar la densidad del aire en el sitio del emplazamiento.

$$\rho = 1.225 \cdot \left(\frac{288}{13 + 273} \right) \cdot e^{-\left(\frac{2100}{8435} \right)}$$

$$\rho = 0.961 \text{ kg/m}^3$$

1.4.3. La velocidad de viento media anual

Como se muestra en la Tabla 1.2, la velocidad media anual del viento se puede determinar a partir de la Ecuación 1.17:

(Ec. 1.17)

$$v = \sum_{i=1}^k f_i \cdot v_i$$

Tabla 1.2. Producto velocidad-frecuencia relativa para cada centro de clase

Centro de la clase (v_i)	Frecuencia relativa ($f_i = n_i/N$)	$f_i \cdot v_i$
		velocidad
1	0.043	0.043
2	0.095	0.189
3	0.124	0.372

Centro de la clase (<i>vi</i>)	Frecuencia relativa (<i>fi=ni/N</i>)	<i>fi.vi</i>
		velocidad
4	0.150	0.599
5	0.174	0.868
6	0.149	0.895
7	0.124	0.868
8	0.076	0.610
9	0.037	0.331
10	0.019	0.186
11	0.007	0.076
12	0.002	0.026
TOTAL <i>N</i> =	1.000	5.041

Entonces, la velocidad media anual es:

$$v = 5.041 \text{ m/s}$$

Para aprovechar la estructura de celosía disponible en el lugar para montar el aerogenerador, es necesario determinar el valor de la velocidad del viento a 15 m. Para un terreno tipo “campo abierto, la rugosidad es 0.03 (Miguel Villarrubia López, 2013). Mediante la Ecuación 1.1 se tiene:

$$v_{15} = v_{10} \cdot \frac{\ln\left(\frac{15}{0.03}\right)}{\ln\left(\frac{10}{0.03}\right)}$$

$$v_{15} = 5.041 \cdot \frac{\ln\left(\frac{15}{0.03}\right)}{\ln\left(\frac{10}{0.03}\right)}$$

$$v_{15} = 5.392 \text{ m/s}$$

1.4.4. La densidad de potencia eólica

Primero se determina el factor de energía mediante la Ecuación 1.14. Para un $k = 2.011$, se tiene una $\Gamma = 1.004$.

$$Fe = \frac{1.004 \left(1 + \frac{3}{2.011}\right)}{(1.004)^3 \left(1 + \frac{1}{2.011}\right)}$$

$$Fe = 1.650$$

Entonces, la densidad de potencia se obtiene con ayuda de la Ecuación 1.13, así:

$$\frac{Pd}{A} = \frac{1}{2} \cdot (0.961) \cdot (1.650) \cdot (5.392)^3$$

$$\frac{Pd}{A} = 124.28 \frac{W}{m^2}$$

1.4.5. La energía anual producida por el aerogenerador seleccionado

Para determinar la energía anual que producirá el aerogenerador es necesario conocer la curva de potencia del aerogenerador. Los valores de potencia P_i para cada centro de clase se presentan en la Tabla 1.3.

El aerogenerador seleccionado es de 2000 W de potencia nominal, marca GREEF GH-2000. Las especificaciones técnicas están disponibles en: <https://www.greefenergy.com/es/gh-2kw-horizontal-axis-wind-turbine.html>

Tabla 1.3. Detalle de potencia del aerogenerador para cada valor de velocidad de viento

Intervalos de la clase	Centro de la clase (v_i)	Horas (n_i)	Frecuencia relativa ($f_i=n_i/N$)	Potencia (W) aerogenerador P_i	$f_i \cdot P_i$
0.5 - 1.5	1	380	0.043	0	0.0
1.5 - 2.5	2	831	0.095	0	0.0
2.5 - 3.5	3	1088	0.124	0	0.0
3.5 - 4.5	4	1312	0.150	190	28.4
4.5 - 5.5	5	1521	0.174	250	43.4
5.5 - 6.5	6	1307	0.149	290	43.2
6.5 - 7.5	7	1087	0.124	600	74.4
7.5 - 8.5	8	668	0.076	1000	76.2
8.5 - 9.5	9	323	0.037	1490	54.9
9.5 - 10.5	10	163	0.019	2000	37.2
10.5 - 11.5	11	61	0.007	2500	17.4
11.5 - 12.5	12	19	0.002	2700	5.8
TOTAL $N=$		8760	1.000		381.2

Aplicando la Ecuación 1.16, para un $T = 8760$ horas, se tiene:

$$E = 8760 \cdot 381.2$$

$$E = 3339312 \frac{\text{Wh}}{\text{año}} = 3339.31 \frac{\text{kWh}}{\text{año}}$$

1.4.6. El número de baterías. Estime 2 días de autonomía y 50 % de profundidad de descarga

Para el desarrollo de este apartado es necesario conocer la potencia instalada en la vivienda. El detalle del consumo de energía de la vivienda se muestra a continuación:

Tabla 1.4. Detalle de equipos y/o componentes existentes en la vivienda

Elemento	Potencia (W)	Cantidad	horas/día	Energía
			(h/día)	(Wh/día)
Refrigeradora	150	1	12	1800
Licuada	300	1	0.1	30
Televisor	80	1	5	400
Radio	25	1	5	125
Focos LED	8	6	6	288
Teléfono	10	1	0.5	5
Total	573	11		2648

La capacidad del banco de baterías se determina por la Ecuación 1.18:

(Ec. 1.18)

$$C_{BB} = \frac{E_g \cdot D_A}{V_S \cdot P_D}$$

Tomando en consideración posibles incrementos de artefactos eléctricos en la vivienda, se utilizó un factor de seguridad de 30 %. Con base en el consumo de energía detallado en la Tabla 1.4, la energía eléctrica demandada por la vivienda es:

$$E_g = 2648 \cdot 1.3$$

$$E_g = 3442.42 \text{ Wh/día}$$

Para todo el SEA se asume un voltaje del sistema $V_S = 48 \text{ V}$. Con ayuda de la Ecuación 1.18 se obtiene:

$$C_{BB} = \frac{3442.42 \cdot 2}{48 \cdot 0.5}$$

$$C_{BB} = 286.86 \text{ Ah}$$

El número total de baterías N_{TB} , se determina por la Ecuación 1.19:

$$N_{TB} = N_{BS} \cdot N_{BP} \quad (\text{Ec. 1.19})$$

El número de baterías en serie N_{BS} , se determina con base en el voltaje de la batería , mediante la Ecuación 1.20:

$$N_{BS} = \frac{V_S}{V_B} \quad (\text{Ec. 1.20})$$

El número de baterías en paralelo N_{BP} , se determina con base en la capacidad de la batería , mediante la Ecuación 1.21:

$$N_{BP} = \frac{C_{BB}}{C_{BU}} \quad (\text{Ec. 1.21})$$

Para este estudio se ha seleccionado una batería de gel de 12 V y de 150 Ah de capacidad. Resolviendo las Ecuaciones 1.21, 1.20 y 1.19, se obtiene:

$$N_{BS} = \frac{24}{12} = 2$$

$$N_{BP} = \frac{286.86}{150} = 1.91 \approx 2$$

$$N_{TB} = 2 \cdot 2 = 4$$

1.4.7. La corriente máxima del controlador de carga

El controlador o regulador de carga, es el dispositivo encargado de proteger al banco de baterías, evitando que se deterioren por una sobrecarga o descarga excesiva.

La intensidad de corriente I que entra al banco de baterías producida por el aerogenerador a máxima potencia, es el parámetro que se toma en consideración en la selección del regulador.

Como el aerogenerador seleccionado tiene un sistema de frenado electromagnético, no necesita que el sistema de control y regulación posea conexión para la carga disipativa. Para determinar la intensidad de corriente, se puede utilizar la Ecuación 1.22:

$$P_A = V_S \cdot I \quad (\text{Ec. 1.22})$$

Despejando la variable I , se obtiene:

$$I = \frac{P_A}{V_S} = \frac{2000}{48} = 41.6 \text{ A}$$

1.4.8. La potencia del inversor

El inversor es un equipo electrónico que convierte la corriente directa de una batería, en corriente alterna sinusoidal. La selección del inversor se realiza en función de la potencia que consume cada uno de los equipos de la demanda.

Como se observa en la Tabla 1.4, la potencia máxima requerida por la vivienda es de 613 W; entonces, la potencia nominal PN se estimará con un incremento del 30 %, a partir de la Ecuación 1.23:

$$P_N = P_T \cdot 1.3 \quad (\text{Ec. 1.23})$$

$$P_N = 613 \cdot 1.3 = 796.9 \text{ W}$$

La potencia del inversor, también conocida como potencia de salida P_{sal} , se determina en función de su eficiencia η_i . En los inversores modernos la eficiencia esta entre el 85 % y 95 % (*Linquip.com*, 2023). Para este estudio se asume una eficiencia del inversor de 90 %. La potencia del inversor se determina mediante la Ecuación 1.24:

$$P_{sal} = \frac{P_{ent}}{\eta_i} = \frac{P_N}{\eta_i} \quad (\text{Ec. 1.24})$$

$$P_{sal} = \frac{796.9}{0.9} = 885.4 \text{ W}$$

1.4.9. El costo del kilovatio hora generado

Existen varios métodos para realizar el análisis de rentabilidad de un SEA, entre los principales están el Valor Actualizado Neto (VAN), el período de retorno de la inversión (Payback), la Tasa Interna de Retorno (TIR), y el del costo de la energía generada.

Dado que el VAN, el Payback y TIR son métodos ampliamente estudiados en la literatura técnica especializada, en este trabajo se propone un método para estimar el costo del kilovatio hora C_G , generado con el sistema eólico.

Para el cálculo del costo de la electricidad producida se utiliza la Ecuación 1.25:

(Ec. 1.25)

$$C_G = \frac{(C \cdot R) + M}{E_I}$$

El factor de recuperación de la inversión R , se determina mediante la Ecuación 1.26:

(Ec. 1.26)

$$R = \frac{r}{1 - (1 + r)^{-n}}$$

El tiempo de vida útil del SEA es un parámetro crucial para el análisis de rentabilidad, aunque no debe considerarse como una base absoluta para el cálculo. A partir de la información recopilada de los catálogos de los distintos equipos que componen el SEA, se estima un tiempo de vida útil promedio de 10 años.

La tasa neta de retorno de una inversión r , es el factor de actualización o descuento que para nuestro medio se estima en 8 %. Resolviendo la Ecuación 1.26, se obtiene:

$$R = \frac{0.08}{1 - (1 + 0.08)^{-10}} = 0.148$$

La energía producida E_I se determina por la Ecuación 1.27:

(Ec. 1.27)

$$E_I = E \cdot N_A \cdot d$$

En este estudio se asume disponibilidad de la instalación $d = 90 \%$. Resolviendo la Ecuación 1.27, se tiene:

$$E_I = 3339.31 \cdot 1 \cdot 0.9 = 3005.37 \frac{\text{kWh}}{\text{año}}$$

El costo total inicial C , de los componentes del SEA se presentan en la Tabla 1.5:

Tabla 1.5. Costos de los componentes del sistema eólico

Nro.	Descripción del componente	Cant	Precio Unitario USD \$.	Precio Total USD \$.
1	Aerogenerador GREEF GH-2000 W	1	1500.00	1500.00
2	Batería de gel HTB-12-150 vida útil prolongada 150 Ah/12 VDC	4	448.00	1792.00
3	Controlador de carga MORNINGSTAR PWM 45A-48 VDC	1	336.00	336.00
4	Inversor ZONHAN 1500 VA-48 V	1	360.00	360.00
5	Conductor eléctrico, conectores, protecciones y otros accesorios		500.00	500.00
6	Obras civiles menores y mano de obra		1000.00	1000.00
7	Transporte		150.00	150.00
Total				5638.00

El costo total C es \$ 5638.00. Trabajos relacionados demuestran que los costos anuales de mantenimiento y operación M , se pueden estimar en un 1% del valor de la inversión inicial, esto es \$ 56.38 USD. Sustituyendo los valores obtenidos en la Ecuación 1.25, se obtiene:

$$C_G - \text{eólico} = \frac{(5638 \cdot 0.148) + 56.38}{3005.37}$$

$$C_G - \text{eólico} = 0.296 \frac{\text{USD}}{\text{kWh}}$$

1.5. Discusión y análisis de resultados

La norma internacional IEC 61400-12 recomienda utilizar la función de Weibull como la función de ajuste más fiable para aproximar los datos de velocidad del viento. En este sentido, utilizando el método de los mínimos cuadrados se determinaron los parámetros k y c de Weibull, que permiten comprender y modelar la variabilidad del viento durante el año de mediciones.

Además, se obtuvo una velocidad de viento promedio anual de 5.04 m/s a 10 m. Dada los requerimientos de la instalación, se extrapoló la velocidad de viento a 15 m, obteniendo un valor de 5.39 m/s.

La selección de los equipos que conforman el SEA se realizó con base en los cálculos y la disponibilidad de los equipos en el mercado local. En la Figura 1.2 se muestra un esquema general de la instalación.

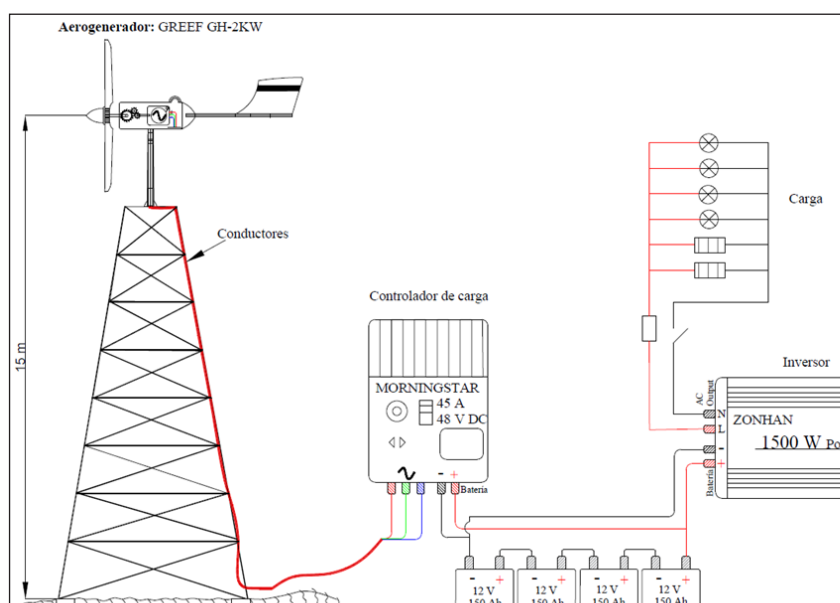


Figura 1.2. Esquema general de instalación del SEA

La tarifa promedio del servicio eléctrico convencional en Ecuador es aproximadamente de nueve centavos por cada kilovatio-hora (0.09 USD/kWh). Si se tiene en cuenta esta tarifa y únicamente desde la óptica económica, el valor del kilovatio-hora generado con el SEA no es rentable. No obstante, es necesario realizar la valoración de rentabilidad del SEA tomando en cuenta el impacto en la calidad de vida de los habitantes de la vivienda, el impacto ambiental, la independencia energética y el ahorro económico a largo plazo. Además, los SEAs son competitivos en comparación con instalaciones fotovoltaicas.

Bibliografía

- Carta González, J. A., Calero Pérez, R., Colmenar Santos, A., & Castro Gil, M. A. (2009). Centrales de energías renovables González. Generación eléctrica con energías renovables. Pearson.
- Ceballos, J. J., Melgar, A., & Tinaut, F. V. (2021). Influence of Environmental Changes Due to Altitude on Performance, Fuel Consumption and Emissions of a Naturally Aspirated Diesel Engine. *Energies*, 14(17), 5346. <https://doi.org/10.3390/en14175346>
- De Ávila Solano, A., Pérez Montes, D., & Jiménez Cardozo, J. (2022). Análisis del potencial eólico a través de la función de distribución de Weibull y Rosa de los vientos. *LADEE*, 3(1). <https://doi.org/10.17981/ladee.03.01.2022.4>
- Eraso Checa, F., & Escobar Rosero, E. (2018). Metodología para la determinación de características del viento y evaluación del potencial de energía eólica en Túquerres-Nariño. *Revista Científica*, 1(31), 19–31. <https://doi.org/10.14483/23448350.12304>
- GWEC. (2021). GWEC Global Wind Report 2022. Global Wind Energy Council, 75.
- Joaquín Mur. (2001). Curso de Energía Eólica. Universidad de Zaragoza.
- Linquip.com. (2023). Retrieved June 23, 1BC, from <https://www.linquip.com/blog/efficiency-of-inverter/>
- Miguel Villarrubia López. (2013). Ingeniería de la Energía Eólica. ALFAOMEGA MARCOMBO.
- Talayero, A., & Telmo, E. (2011). Energía Eólica. Prensas Universitarias de Zaragoza.

Caso práctico 2

2. Cálculo de la carga térmica de climatización para un auditorio mediante el uso del software HAP

2.1. Introducción

Los equipos de climatización son indispensables para mantener el confort térmico de las personas que hacen uso de espacios físicos con distintos fines. Además, estos sistemas son responsables de un importante rubro en el consumo de electricidad. La selección de los sistemas de climatización parte de la estimación de la carga térmica, que consiste en sumar todos los aportes y pérdidas térmicas de la instalación. Asimismo, se deben considerar aspectos como: ubicación, finalidad de uso del local, orientación y dimensiones del local, tipo de materiales utilizados en la construcción del local, tipo de ventanas, puertas, ventilación e infiltración, cantidad de ocupantes y actividad que realizan, equipos instalados en el local e iluminación, entre otros (Jutglar, 2017).

El cálculo manual de la carga térmica puede resultar una tarea muy tediosa, especialmente considerando la variación de la carga durante las horas del día y para distintos períodos del año. En este sentido, las herramientas computacionales son de gran utilidad. Una de ellas es el paquete computacional HAP (*Hourly Analysis Program*), desarrollado por el fabricante comercial Carrier, el cual permite el cálculo de cargas térmicas, dimensionamiento de componentes y análisis energético de una instalación.

El presente caso de estudio presenta un caso práctico de cálculo de carga térmica para un auditorio, lo cual, a su vez, permite la selección de la capacidad de los componentes del sistema de acondicionamiento de aire.

2.2. Descripción del problema

Se busca estimar la carga térmica de aire acondicionado para un auditorio de 150 m² de área (ver Figura 2.1) en la ciudad de Guayaquil, Ecuador, con una capacidad de 100 personas. La carga térmica miscelánea, tanto sensible como latente, es de 1000 W. Con base en normas de la Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado, ASHRAE, por sus siglas en inglés, se ha considerado una carga de iluminación de 5.4 W/m² y 8 W/m² en equipos eléctricos. Las características de las paredes y techo se muestran en la Tabla 2.1. Se considera que el piso está sobre un espacio acondicionado. La infiltración se ha establecido en 0.2 cambios de aire por hora.

Tabla 2.1: Características de los elementos de construcción

Elemento	Material	Densidad (kg/m3)
Paredes	Enlucido ligero de 25 mm.	1400
	Ladrillo, 15 cm de espesor.	1700
	Enlucido ligero 25 mm	1400
Techo	Losa de hormigón.	2400
	Espacio de aire intermedio de 40 cm.	1.29
	Gypsum de 16 mm en el interior.	800

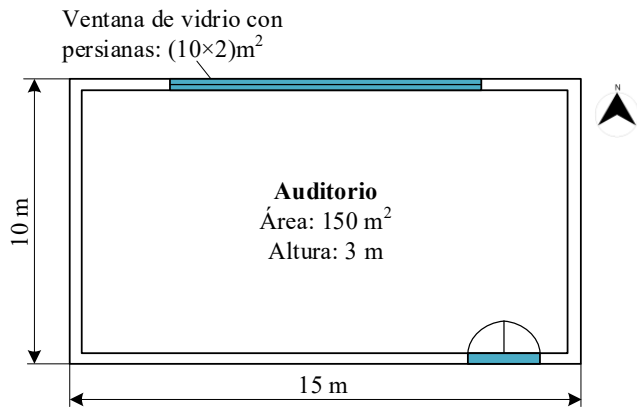


Figura 2.1. Esquema del auditorio a climatizar

2.3. Simbología

A	Área.
b_n, c_n, d_n	Coefficientes de transferencia por conducción.
$C_{p,aire}$	Calor específico del aire.
F_{carga}	Factor de carga.
F_{es}	Factor de eliminación de calor.
F_{uso}	Factor de uso.
h_{fg}	Calor latente de vaporización del aire.
i	Número de componentes de ganancia de calor.
$K(z)$	Función de transferencia, con $z = e^{s\Delta}$.
LHG_P	Ganancia de calor latente por cada persona.
n	Índice de suma.
$N_{p,t}$	Número de ocupantes en el espacio.
P_{hp}	Potencia del motor en hp.
$Q_{in,t}$	Carga instantánea del espacio, cuya componente convectiva puede ser separada de la componente radiativa.
$Q_{l,t}$	Carga latente del espacio.
Q_o	Carga debido al aire exterior de ventilación.
$Q_{r,t}$	Carga térmica total del espacio acondicionado.
$Q_{rs,t}$	Carga térmica sensible por componentes radiativos o convectivos y radiativos.
Q_{ser}	Carga térmica total del serpentín de enfriamiento.
$q_{e,t}$	Ganancia de calor instantánea a través de una pared exterior o techo.
$q_{e,t} - n\Delta$	Ganancia de calor por conducción en el tiempo $t - n\Delta$.
$q_{l,inf}$	Calor latente por infiltración.
$q_{p,t}$	Ganancia de calor por medio de cielo raso, piso y paredes divisorias interiores.
$q_{s,l}$	Carga térmica sensible por iluminación.
$q_{s,e}$	Ganancia térmica de un motor.
$q_{s,inf}$	Calor sensible por infiltración.
$q_{sp,t}$	Ganancia instantánea de calor sensible y latente debido a ocupantes.

q_{sr}	Carga del sistema de retorno.
q_{ss}	Carga del sistema de suministro.
q_{st}	Valor instantáneo de la ganancia térmica sensible
SHG_p	Ganancia de calor sensible por cada persona.
$SHGF_t$	Factor de ganancia solar en el tiempo t considerando orientación, latitud, mes y hora.
$SHGF_{sh,t}$	Factor de ganancia solar para el área sombreada.
T_{ad}	Temperatura del espacio adyacente.
$T_{o,t}$	Temperatura exterior en el tiempo.
T_r	Temperatura ambiente al interior del recinto a climatizar.
U	Coefficiente global de transferencia de calor.
V_{inf}	Caudal de aire de infiltración.
v_0, v_1, v_2	Coefficientes de la función de transferencia.
W_A	Potencia de iluminación por metro cuadrado de piso.
w_o, w_r	Humedad específica del exterior y del interior.
w_1, w_2	Coefficientes de la función de transferencia.
SC	Coefficiente de sombra.
t	Tiempo.
η_m	Eficiencia del motor.
ρ_o	Densidad del aire exterior.
Δ	Intervalo de tiempo.

2.4. Acrónimos

ACH	Cambios por hora (<i>air changes per hour</i>).
ASHRAE	Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado.
CAV	Volumen de aire constante (<i>constant air volume</i>).
DB	Bulbo seco (<i>dry bulb</i>).
HAP	Programa de análisis horario (<i>Hourly Analysis Program</i>).
HVAC	Calefacción, ventilación y aire acondicionado (<i>heating, ventilation and air conditioning</i>).

TRF	Toneladas de refrigeración.
UMA	Unidad manejadora de aire.
UTA	Unidad de tratamiento de aire.
VAV	Volumen de aire variable (<i>variable air volume</i>).
WB	Bulbo húmedo (<i>wet bulb</i>).

2.5. Marco conceptual

El cálculo de la carga térmica en los sistemas de acondicionamiento de aire es utilizado para determinar el flujo volumétrico de aire en el sistema, así como también la capacidad de refrigeración del serpentín del equipo empleado, por ejemplo, para una unidad manejadora de aire (UMA) o también llamada unidad de tratamiento de aire (UTA).

Las cargas térmicas suelen ser externas e internas. La carga externa principalmente está compuesta por la ganancia de calor a través de paredes, ventanas, puertas, piso y techo, ganancia solar e infiltraciones. Las fuentes de calor que contribuyen a la carga interna son: personas, iluminación, equipos y electrodomésticos.

2.5.1. Cálculo de carga térmica mediante el método de funciones de transferencia

HAP utiliza el método de las funciones de transferencia para el cálculo de carga térmica y el dimensionamiento de componentes de un sistema de calefacción, ventilación y aire acondicionado (HVAC por sus siglas en inglés). Dicho método utiliza factores de respuesta para convertir las ganancias de calor en carga de enfriamiento. La suma de cada ganancia de calor en cada instante de tiempo es la carga térmica total en dicho instante de tiempo. Así, la carga térmica total sensible del espacio

acondicionado $Q_{rs,t}$ en el tiempo t se relaciona con el valor instantáneo de la ganancia térmica sensible q_{st} , la cual tiene componentes solamente radiativos o convectivos y radiativos¹, mediante la Ecuación 2.1 (Al-Rabghi y Al-Johani, 1997):

$$Q_{rs,t} = \sum_{i=0} (v_0 q_{st} + v_1 q_{s,t-\Delta} + v_2 q_{s,t-2\Delta} + \dots) - (w_1 Q_{rs,t-\Delta} + w_2 Q_{rs,t-2\Delta} + \dots), \quad (\text{Ec. 2.1})$$

Donde i es el número de componentes de ganancia de calor, Δ es un intervalo de tiempo, de tal forma que si t es una hora determinada, $t - n\Delta$ es un período de dos horas antes; $v_0, v_1, v_2, \dots, w_1, w_2, \dots$ Son los coeficientes de la función de transferencia $K(z)$ de un espacio a climatizar, dada por la Ecuación 2.2:

$$K(z) = \frac{v_0 + v_1 z^{-1} + v_2 z^{-2} + \dots}{1 + w_1 z^{-1} + w_2 z^{-2} + \dots}, \quad (\text{Ec. 2.2})$$

Donde z se relaciona con la transformada de Laplace mediante $z = e^{s\Delta}$.

La carga térmica de un espacio a climatizar está dada por la suma de la carga térmica sensible y latente, cuyas principales componentes se describen en la Tabla 2.2.

¹ Los componentes de estas ganancias se caracterizan porque es difícil de separar la componente convectiva de la componente radiativa. Por ejemplo, las ganancias de calor sensible provenientes de paredes y techos, así como las ganancias de calor solar a través de ventanas.

Tabla 2.2. Ganancia de calor sensible y latente para el cálculo de carga térmica. Adaptado de *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration*, por Wang (2001).

Ganancia de calor instantánea a través de una pared exterior o techo, $q_{e,t}$	
$q_{e,t} = A \left[\sum_{n=0} b_n (T_{sol,t-n\Delta}) - \sum_{n=1} d_n \frac{q_{e,t-n\Delta}}{A} - T_r \sum c_n \right]$	• A: Área de una superficie interior de un techo o pared (m^2). • $q_{e,t-n\Delta}$: Ganancia de calor por conducción en el tiempo (W). • t: Tiempo (h). • Δ: Intervalo de tiempo (h). • n: Índice de suma. • $T_{sol,t-n\Delta}$: Temperatura sol-aire en el tiempo $t-n\Delta$ ($^{\circ}C$). • T_r: Temperatura ambiente interior ($^{\circ}C$). • b_n, c_n, d_n: Coeficientes de transferencia por conducción.
Ganancia de calor por medio de cielo raso, piso y paredes divisorias interiores, $q_{p,t}$	
$q_{p,t} = UA(T_{ad} - T_r)$ Cuando T_{ad} es constante o su variación es pequeña	• A: Área del cielo raso, piso o pared (m^2) • T_{ad}: Temperatura del espacio adyacente ($^{\circ}C$) • U: Coeficiente global de transferencia de calor ($W/m^2 \cdot ^{\circ}C$)
Ganancia solar y ganancia de calor instantánea por conducción a través de vidrios de ventanas	
$q_{sol,t} = A_{s,t}(SC)(SHGF_t) + A_{sh,t}(SC)(SHGF_{sh,t})$ Calor a través de ventanas debido a la diferencia de temperatura interior y exterior, $q_{win,t}$: $q_{win,t} = U_{win}A_{win}(T_{o,t} - T_r)$	• $A_{s,t}$: Área de los vidrios iluminada por el sol en el tiempo t (m^2). • $A_{sh,t}$: Área de los vidrios con sombra en el tiempo t (m^2). • SC: Coeficiente de sombra. • $SHGF_t$: Factor de ganancia solar en el tiempo t considerando orientación, latitud, mes y hora. • $SHGF_{sh,t}$: Factor de ganancia solar para el área sombreada. • U_{win}: Coeficiente global de transferencia de calor de la ventana incluyendo vidrio y marco ($W/m^2 \cdot ^{\circ}C$). • A_{win}: Área total de la ventana incluyendo vidrio y marco. • $T_{o,t}$: Temperatura exterior en el tiempo t ($^{\circ}C$).

Ganancia de calor interior

Ganancia instantánea de calor sensible y latente debido a ocupantes $q_{sp,t}$:

$$q_{sp,t} = N_{p,t}(SHG_p) + N_{p,t}(LHG_p)$$

Carga térmica sensible por iluminación $q_{s,l}$:

$$q_{s,l} = W_A A_{fl}$$

- $N_{p,t}$: Número de ocupantes en el espacio acondicionado en el tiempo t .
- SHG_p : Ganancia de calor sensible por cada persona (W).
- LHG_p : Ganancia de calor latente por cada persona (W).
- A_{fl} : Área del piso iluminado (m²).
- $\dot{W}_A$: Potencia de iluminación por metro cuadrado de piso (W/m²).

Carga térmica debido a equipos y electrodomésticos, $q_{s,e}$

Esta ganancia de calor no es igual a la potencia del equipo dada en la placa de los equipos. El valor de esta carga se puede obtener de tablas adecuadas como las dadas por ASHRAE.

La ganancia térmica de un motor $q_{e,t}$ (Btu/h) que está ubicado dentro del espacio acondicionado

$$q_{s,e} = 2546 P_{hp} F_{carga} F_{uso} \frac{1 - F_{es}}{\eta_m}$$

- P_{hp} : Potencia del motor en hp.
- F_{carga} : Factor de carga que indica la relación entre la potencia real requerida y la potencia nominal.
- F_{uso} : Factor de uso.
- F_{des} : Factor de eliminación de calor debido al sistema de escape mecánico.
- η_m : Eficiencia del motor.

Para convertir a vatios, multiplicar el resultado anterior por 0.2931.

Calor por infiltración sensible ($q_{s,inf}$) y latente ($q_{l,inf}$)

Calor sensible por infiltración:

$$q_{s,inf} = \dot{V}_{inf} \rho_o c_{p,aire} (T_o - T_r)$$

Calor latente debido a infiltración:

$$q_{l,inf} = \rho_o c_{p,aire} h_{fg} (w_o - w_r)$$

- $\dot{V}_{inf}$: Caudal de aire de infiltración (m³/s).
 - ρ_o : Densidad del aire exterior (kg/m³).
 - $C_{p,aire}$: Calor específico del aire (J/kg·°C).
 - h_{fg} : Calor latente de vaporización del aire (J/kg).
 - w_o, w_r : Humedad específica del exterior y del interior, respectivamente (kg/kg).
-

Carga térmica del espacio acondicionado, $\underline{Q}_{rt}$	
$Q_{r,t} = Q_{rs,t} + Q_{in,t} + Q_{l,t}$ $= Q_{s,t} + Q_{l,t}$	• $Q_{rs,t}$: Carga térmica sensible por componentes radiativos o convectivos y radiativos, dada por la ecuación (2.1). • $Q_{in,t}$: Carga instantánea del espacio, cuya componente convectiva puede ser separada de la componente radiativa². • $Q_{s,t}$: Carga sensible del espacio. • $Q_{l,t}$: Carga latente del espacio.
Carga térmica del serpentín (<i>cooling coil load</i>), $\underline{Q}_{ser}$	
$Q_{ser} = Q_{r,t} + q_{ss} + q_{sr} + Q_o$	• $Q_{r,t}$: Carga de refrigeración del espacio. incluyendo carga sensible y latente. • q_{ss}: Carga del sistema de suministro. • q_{sr}: Carga del sistema de retorno. • Q_o: Carga debido al aire exterior de ventilación.

Además, en caso de existir, se debe considerar el calor aportado desde el espacio pleno (*plenum space*) y desde el piso compuesto. También se podría considerar otros aportes como el calor convectivo y radiativo debido a luminarias (recinto donde se aloja una lámpara).

2.5.2. Software HAP

El software HAP emplea el método ASHRAE de funciones de transferencia para calcular cargas térmicas. Además, realiza el diseño de sistemas HVAC y simulación energética de edificios (simulando las 8760 horas anuales).

El flujo de cálculo general de HAP se muestra en la Figura 2.2. El primer elemento por definir es la climatología, que incluye la radiación, velocidad de viento, temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo. Estos valores los toma HAP de la base datos de ASHRAE, y también se

² Este tipo de cargas incluye ganancias de calor latente debido al refrigerante en el evaporador, ganancias de calor convectivas, ganancia sensible por infiltración, iluminación y personas.

pueden configurar nuevas localizaciones mediante la latitud y longitud geográfica, altitud, entre otros parámetros. Luego se define el edificio a través de su localización, descripción de materiales, zonas y cargas internas. Esto permite evaluar la carga térmica y posteriormente HAP ofrece la posibilidad de desarrollar un estudio económico con base en el análisis de sistemas, lo cual incluye la descripción del tipo de sistema, potencia, caudal, temperatura de operación y horario de funcionamiento.

La interfaz de trabajo de HAP se muestra en la Figura 2.3, en donde se muestra la disposición de las principales herramientas.

La terminología usada en HAP es la siguiente (Rosas, 2018):

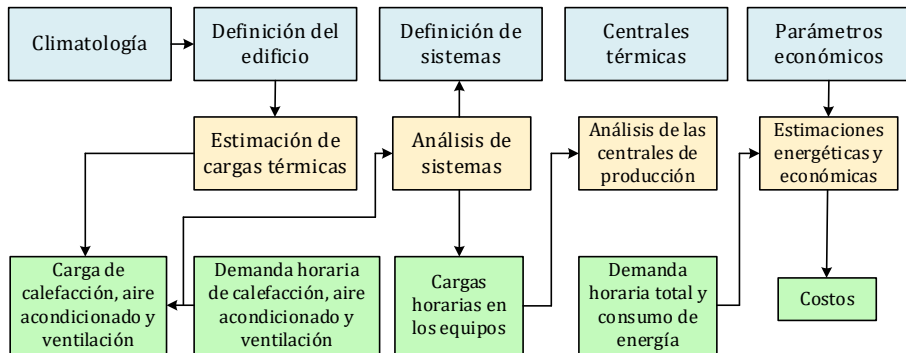


Figura 2.2: Esquema de funcionamiento del software HAP. Fuente: Tomado de Rosas (2018)

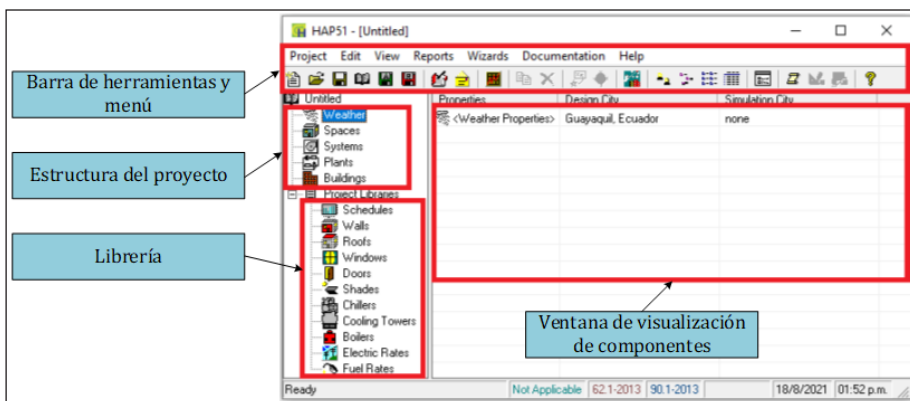


Figura 2.3: Ventana principal de HAP

Elementos: Es un componente del edificio vinculado a ganancia o pérdida de calor. Ejemplo: muros, particiones, ventanas, infiltraciones, ocupación y otras fuentes.

Espacios: Está comprendido por uno o más elementos por medio de los cuales hay flujo de calor y dispone de al menos un terminal de distribución de aire.

Zonas: Es el conjunto de uno o más espacios controlados por un solo termostato.

Sistemas HVAC: Es un equipo y el sistema de control que climatizan a una región del edificio. Un sistema puede usarse para muchas zonas.

Planta de equipos: Es el equipo de suministro de frío o calor a las baterías de los sistemas. Ejemplo: los enfriadores (chiller), calderas de vapor o agua caliente.

Edificios: Es la estructura donde se alojan los sistemas HVAC.

2.6. Desarrollo

2.6.1. Primera parte. Creación de un espacio, definición de cargas térmicas y características constructivas

1. El primer paso es seleccionar la climatología, para lo cual se selecciona la ciudad de Guayaquil en el apartado *Weather* de HAP (ver Figura 2.3). Dentro de este apartado se toman las temperaturas de diseño predefinidas, aunque también pueden ser establecidas manualmente. Para este caso, la temperatura de bulbo seco (*Summer Design DB*) es 33.3 °C, mientras que la temperatura de bulbo húmedo (*Summer Coincident WB*) es 24.4 °C.

2. A continuación, se define un nuevo espacio, que para este caso se le ha denominado Auditorio. Para ello se hace clic en el apartado *Spaces* (ver Figura 2.3). La configuración de parámetros generales se muestra en la Figura 2.4, en donde los requerimientos de aire exterior (*outside air*, OA) de ventilación son dados de acuerdo con el estándar ASHRAE 62.1 con base en la aplicación del espacio a climatizar y la actividad de las personas.
3. Luego, se definen las cargas internas como: iluminación (*lighting*), equipos eléctricos (*electrical equipment*), ocupación de personas (*occupancy*) y carga miscelánea (*miscellaneous load*), como se muestra en la Figura 2.5.
4. Para las cargas internas se debe configurar un horario de ocupación y operación de equipos, luces, etc. Dicho horario para las 24 horas se muestra en la Figura 2.6 y se encuentra en la ventana *hourly profiles* del apartado *Schedule*. En este caso se crearon dos perfiles denominados: *Operación* y *Fin_de_semana*, para el uso diario y, fines de semana y feriados, respectivamente. Estos perfiles se deben asignar a sus respectivos días a través del apartado *Assignments*, tal como lo muestra la Figura 2.7.
5. El siguiente paso es definir las características de paredes, ventanas y puertas, que se encuentra en la pestaña *Walls, Windows, Doors*, en donde se configura la orientación (*exposure*), área bruta de paredes (*wall gross area*), cantidad de ventanas y cantidad de puertas, así como las características constructivas de cada uno de estos elementos (ver Figura 2.8). Los elementos Pared, Ventana1 y Puerta1 que se han seleccionado en la Figura 2.8, deben ser previamente creados de acuerdo con los datos del enunciado y la Tabla 2.1. Se

debe observar que, para el caso de las ventanas, con base en la Figura 2.1, se debe considerar persianas, las cuales se denominan *Vertical Blinds* y se encuentran en *Internal Shade Type*, dentro de la pestaña *Windows*.

6. De igual manera, en la pestaña *Roofs, Skylights* se definen las características constructivas y orientación del techo (y claraboya o tragaluz, de existir), que para este caso se considera expuesto de manera horizontal (H), como se muestra en la Figura 2.9. Haciendo clic en la pestaña *Roof*, se configuran los materiales del techo dados en la Tabla 2.1.
7. Para el espacio Auditorio, uno de los últimos elementos que se configura es el piso, que se encuentra ubicado sobre un espacio acondicionado (ver Figura 2.10). Además, en el apartado de *Infiltration* se establece la infiltración de aire en 0.2 cambios por hora (ACH por sus siglas en inglés).

Space Properties - [Auditorio]

General Internals Walls, Windows, Doors Roofs, Skylights Infiltration Floors Partitio

Name **Auditorio**

Floor Area **150.0** m²

Avg Ceiling Height **3.0** m

Building Weight **361.3** kg/m²

Light Med. Heavy

OA Ventilation Requirements

Space Usage **PUBLIC ASSEMBLY: Auditorium seating area**

OA Requirement 1 **2.5** L/s/person

OA Requirement 2 **0.30** L/s·m²

Space usage defaults: ASHRAE Std 62.1-2016
Defaults can be changed via View/Preferences.

OK Cancel Help

Figura 2.4. Parámetros generales

Space Properties - [Auditorio]

General Internals Walls, Windows, Doors Roofs, Skylights Infiltration Floors Partitions

Overhead Lighting

Fixture Type: Recessed, unvented

Wattage: 5.40 W/m²

Ballast Multiplier: 1.00

Schedule: Horario_auditorio

Task Lighting

Wattage: 0.00 W/m²

Schedule: (none)

Electrical Equipment

Wattage: 8.00 W/m²

Schedule: Horario_auditorio

People

Occupancy: 100.0 People

Activity Level: Seated at Rest

Sensible: 67.4 W/person

Latent: 35.2 W/person

Schedule: Horario_auditorio

Miscellaneous Loads

Sensible: 1000 W

Schedule: Horario_auditorio

Latent: 1000 W

Schedule: Horario_auditorio

Figura 2.5. Cargas internas

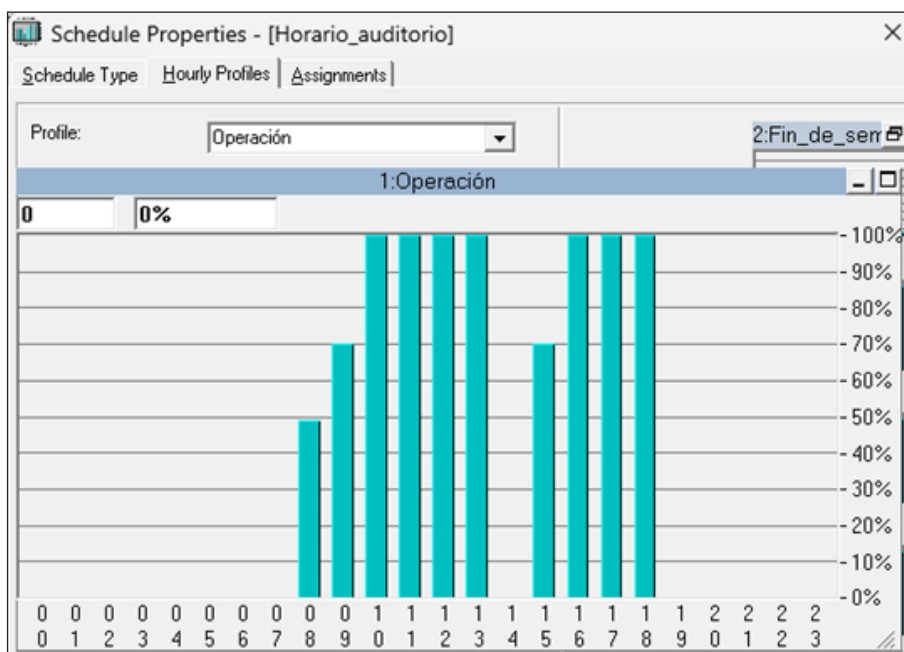


Figura 2.6. Configuración del horario para operación de lunes a viernes

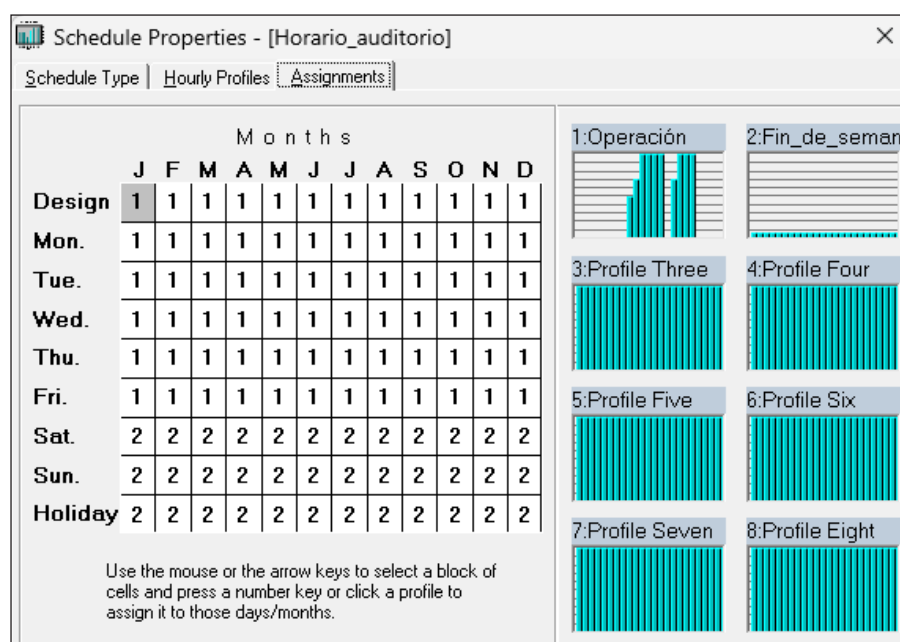


Figura 2.7. Asignación de los perfiles horarios para cada día

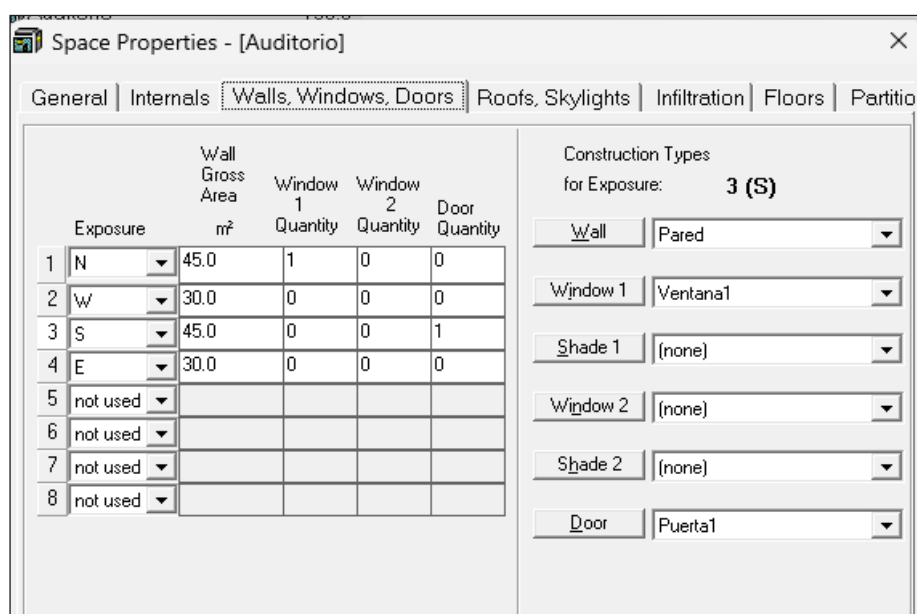


Figura 2.8. Orientación de paredes, ventanas y puertas

Space Properties - [Auditorio]

General | Internals | Walls, Windows, Doors | **Roofs, Skylights** | Infiltration | Floors | Partitions

	Exposure	Roof Gross Area m²	Roof Slope (deg)	Skylight Quantity
1	H	150.0		0
2	not used			
3	not used			
4	not used			

Construction Types for
Exposure: **1 (H)**

Roof: Techo

Skylight: (none)

Figura 2.9. Exposición horizontal (H) del techo

Space Properties - [Auditorio]

General | Internals | Walls, Windows, Doors | Roofs, Skylights | Infiltration | **Floors** | Partitions

Floor Type

☒ Floor Above Conditioned Space
☐ Floor Above Unconditioned Space
☐ Slab Floor On Grade
☐ Slab Floor Below Grade

Floor Above Conditioned Space

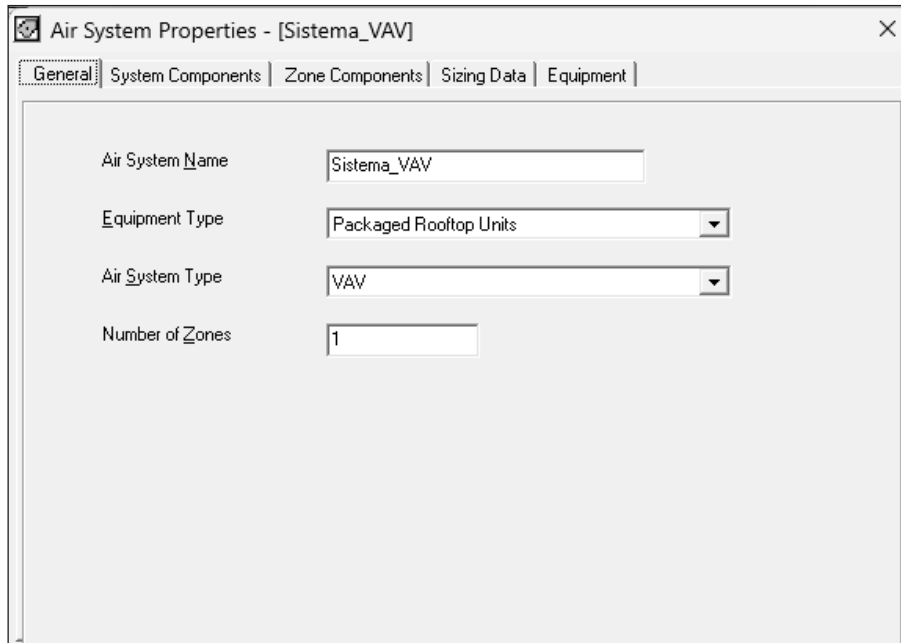
No Additional Inputs

Figura 2.10. Definición del piso ubicado sobre un espacio acondicionado

2.6.2. Segunda parte. Creación del sistema

Una vez que ha sido asignado el espacio Auditorio, de manera similar al procedimiento anterior, se pueden crear más espacios. Para este caso de estudio se ha seleccionado un sistema de volumen de aire variable (VAV), mientras que para la distribución de aire al interior del local se ha seleccionado unidades tipo paquete (*Packaged Rooftop Units*) como se muestra en la Figura 2.11.

Un paso importante, una vez creado el sistema, es asignar el espacio Auditorio creado a una zona, para lo cual se hace clic en *Add* en la pestaña *Zone Components* (ver Figura 2.12). Posteriormente, en la pestaña *Sizing Data* es aconsejable asignar un factor de seguridad, que para este caso se ha considerado un 20% tanto para la carga térmica sensible como para la latente, como se ilustra en la Figura 2.13.



The image shows a software window titled "Air System Properties - [Sistema_VAV]". It has five tabs: "General", "System Components", "Zone Components", "Sizing Data", and "Equipment". The "General" tab is active. Inside the tab, there are four labeled fields: "Air System Name" with the text "Sistema_VAV", "Equipment Type" with a dropdown menu showing "Packaged Rooftop Units", "Air System Type" with a dropdown menu showing "VAV", and "Number of Zones" with a text box containing the number "1".

Figura 2.11. Creación del sistema

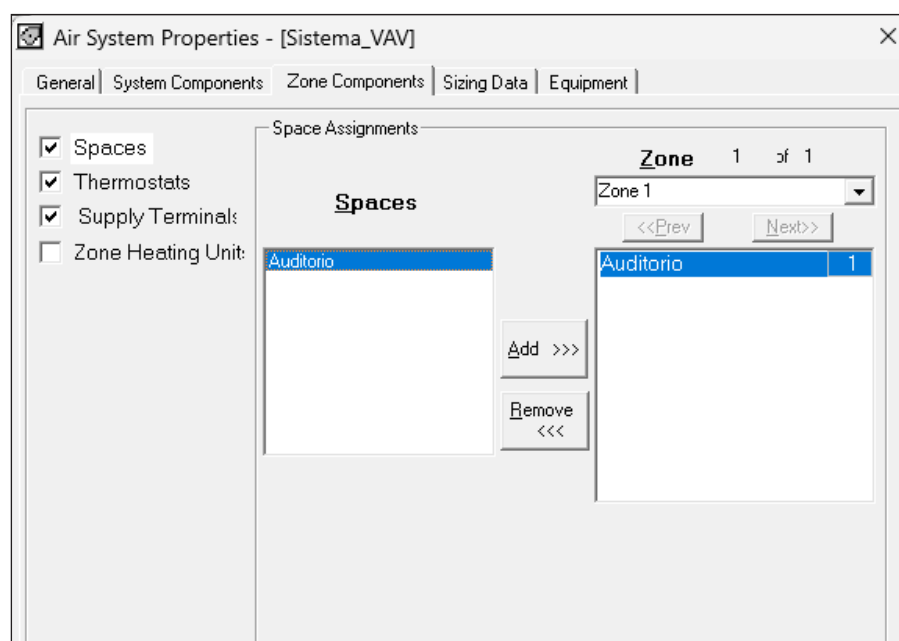


Figura 2.12. Creación del sistema. Asignación de un espacio a una zona

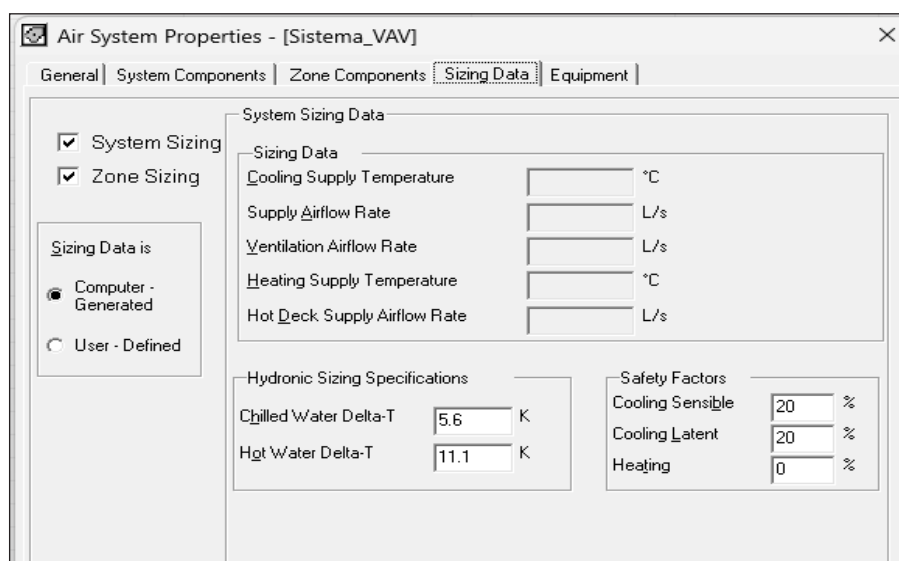


Figura 2.13. Datos de dimensionamiento

Finalmente, luego al hacer clic sobre el ícono de la escuadra que se encuentra resaltado en la Figura 2.14, aparece la ventana de generación de reportes, a través de la cual se seleccionan los reportes que se desee generar. Al hacer clic en *Preview* en dicha ventana, se generará el reporte en donde la carga total de refrigeración se denomina *Total coil load*.

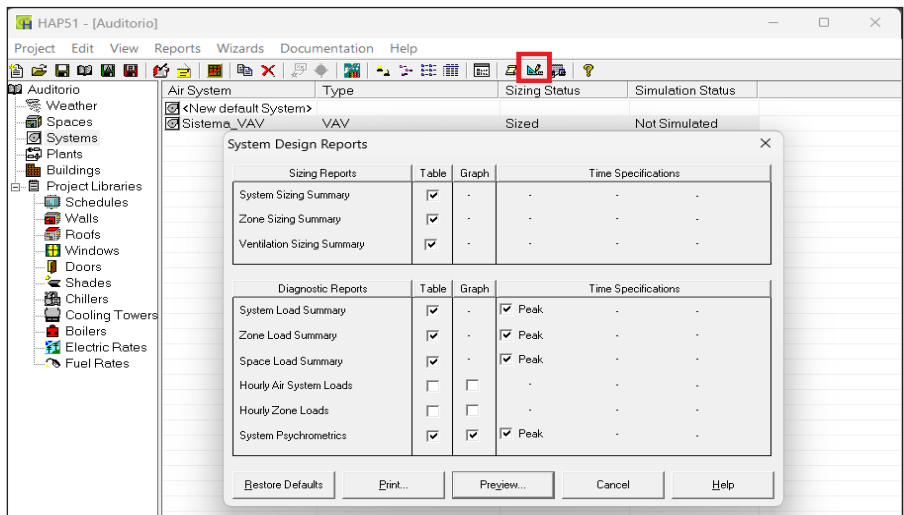


Figura 2.14. Ventana de generación reportes

2.7. Discusión y análisis de resultados

Se ha determinado la carga térmica de aire acondicionado para un auditorio ubicado en la ciudad de Guayaquil, con un área de 150 m² y una capacidad de 100 personas (ver Tabla 2.3). Mediante el empleo del software HAP versión 5.1, se determinó que se requiere una carga térmica de refrigeración total (serpentin de enfriamiento) de 31.7 kW, equivalente a un estimado de 9 TRF (toneladas de refrigeración) o 108000 Btu/h.

La carga de refrigeración total de la zona Auditorio se utiliza para determinar el caudal de aire suministro, mientras que la carga total de aire acondicionado está representada por la carga del serpentín (*coil load*), que se utiliza para determinar el tamaño del serpentín de enfriamiento en una UMA o el serpentín DX (de expansión directa) en una unidad tipo paquete.

Se debe acotar que cuando hay presencia de personas, por razones de salubridad no es una opción, sino una obligación la consideración en la carga térmica, del aire exterior de ventilación con base en el estándar ASHRAE 62.1, según la actividad que realicen las personas.

No se ha considerado carga térmica de calefacción mediante resistencias eléctricas u otro mecanismo, dado que en la localidad de diseño no se registran temperaturas bajas considerables.

Por otra parte, el software HAP permite modificar la latitud y longitud geográfica para obtener la información de radiación de otras localidades y realizar el respectivo cálculo.

Además, en el software se pueden crear distintos horarios (*schedules*) y aplicarlos, por ejemplo, para las luces, equipo eléctrico, durante fines de semana, etc.

Es importante destacar que la capacidad de la instalación también puede variar de acuerdo con el sistema elegido. Por ejemplo, si selecciona un sistema de volumen de aire constante (CAV, *constant air volume*), la carga térmica aumenta por cuanto el sistema VAV es más eficiente.

Tabla 2.3. Resultados del cálculo de carga térmica con HAP

Cargas	Temperatura bulbo seco: 32.6 °C Temperatura bulbo húmedo: 24.3 °C		
	Detalle	Sensible (W)	Latente (W)
Carga solar por ventanas	20 m ²	328	-
Transmisión por puertas	125 m ²	2603	-
Transmisión por techo	150 m ²	2615	-
Transmisión por ventanas	20 m ²	784	-
Carga por puertas	5 m ²	980	-
Iluminación	810	614	-
Equipamiento eléctrico	1200 W	1070	-
Personas	100	4704	3520
Infiltración	-	262	403
Carga miscelánea	-	1000	1000
Factor de seguridad	20% / 20%	2992	985
Carga total en la zona	-	17953	5908
Acondicionamiento de la zona	-	18484	5908
Carga del ventilador de retorno	1288 l/s	0	-
Carga de ventilación	283 l/s	2700	4558
Carga de ventilador de suministro	1288 l/s	0	-
Cargas totales del sistema	-	21184	10466
		31650 W	
Carga total de aire acondicionado (coil load)		8.99 TRF	
		107994.3 Btu/h	

Algunos otros parámetros importantes del sistema proporcionados por HAP se muestran en la Tabla 2.4, en donde se indican algunos caudales de aire y temperaturas de operación.

Tabla 2.4: Algunos parámetros de la instalación proporcionados por HAP

Parámetro	Valor
Caudal de aire de suministro de las unidades terminales	1345 l/s
Temperatura de diseño de suministro de aire	12.8 °C
Temperatura de aire interior	24.7 °C
Humedad relativa resultante	52%
Aire de ventilación exterior	295 l/s (2.95 l/persona)

El paquete informático HAP también proporciona un análisis psicrométrico de la instalación. De esta manera, para una altitud de 8msnm, que corresponde a la ciudad de Guayaquil, y con base en la temperatura de bulbo seco y humedad específica, en la Figura 2.15 se indican los principales puntos que caracterizan al sistema de climatización, incluyendo el aire exterior (punto 1), aire de suministro (punto 4) y aire del ambiente acondicionado (punto 5).

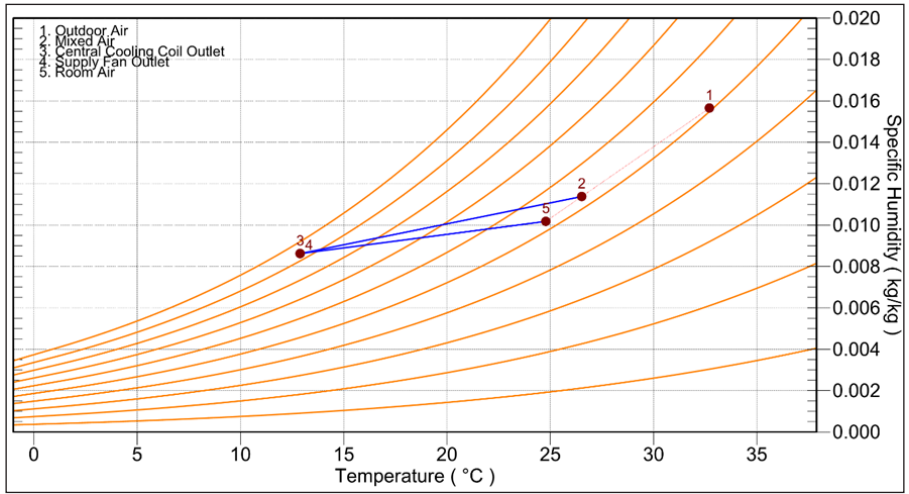


Figura 2.15. Diagrama psicrométrico de la instalación

Para complementar, HAP también dispone de un asistente para selección del sistema, al cual se accede mediante la opción *Wizard + Equipment Wizard*. En la Figura 2.16 se muestra un esquema del sistema seleccionado para este caso de estudio, que corresponde a un sistema VAV, que solo dispone la opción de enfriamiento en donde se muestra la ruta del aire de suministro (*supply*) y retorno (*return*).

El sistema VAV es un sistema todo aire que tiene como objetivo regular las condiciones térmicas en un espacio acondicionado mediante el ajuste de la cantidad de aire frío introducido, sin alterar su temperatura. Cuando la demanda de enfriamiento disminuye, el sistema VAV proporciona un menor caudal de aire acondicionado, manteniendo constante la temperatura. Para lograr esto, se utilizan compuertas que se ajustan automáticamente basándose en la temperatura del espacio acondicionado, la cual es controlada por un termostato (Díaz y Berreneche, 2011).

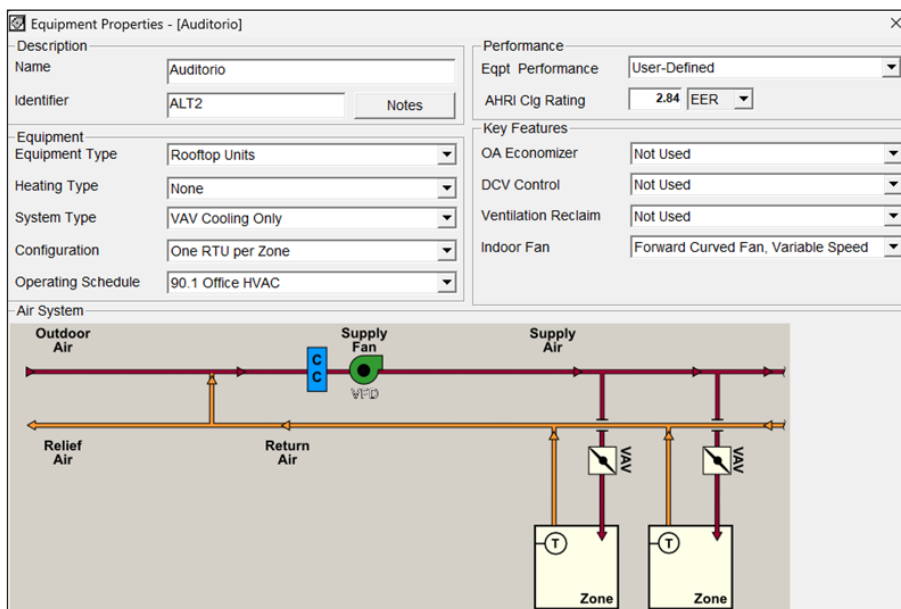


Figura 2.16. Esquema del sistema de volumen de aire variable (VAV)

Bibliografía

- Jutglar, L.; Villarrubia, Miguel y Miranda, A. (2017). *Manual de aire acondicionado*. Segunda edición. Marcombo.
- Al-Rabghi, O y Al-Johani, K. (1997). *Utilizing transfer function method for hourly cooling load calculations*. Energy Conversion and Management, vol. 38, nº 4, pp. 319-332, 1997.
- Wang, S. (2001). *Handbook of air conditioning and refrigeration*. USA: McGraw-Hill.
- Rosas, D. (2018). *Curso Hourly Analysis Program HAP* [Presentación].
- Díaz, V. y Barreneche, R. (2011). *Acondicionamiento térmico de edificios*. Segunda edición. Argentina: Nobuko.

Caso práctico 3

3. Cálculo y dimensionamiento de dispositivo de refrigeración para convertidor Buck

3.1. Introducción

En el campo de la electrónica de potencia, los convertidores DC-DC desempeñan un papel fundamental al permitir la conversión eficiente de energía eléctrica de un nivel de voltaje a otro. Entre estos convertidores, el convertidor Buck, también conocido como reductor, destaca por su capacidad de reducir el voltaje de entrada a un nivel de voltaje de salida más bajo. Este tipo de convertidor utiliza componentes clave como un interruptor controlado, que generalmente son semiconductores de potencia como MOSFET (Transistor de Efecto de Campo de Semiconductores de Óxido Metálico), IGBTs (Transistor Bipolar de Puerta Aislada) y diodos, además de un inductor y un capacitor de salida.

Los semiconductores de potencia son dispositivos electrónicos diseñados para gestionar y controlar grandes cantidades de energía eléctrica en sistemas de potencia. Su capacidad para manejar altas corrientes y voltajes los convierte en elementos fundamentales para diversas aplicaciones de alta potencia, como la generación, transmisión y distribución de energía eléctrica, así como en tecnologías modernas como los vehículos eléctricos y los sistemas de energías renovables.

El objetivo principal de este trabajo es determinar las pérdidas generadas en los semiconductores de potencia durante la conmutación y conducción en un convertidor Buck, con el fin de dimensionar de

manera adecuada el equipo de refrigeración necesario para evacuar dichas pérdidas.

El alcance de este trabajo se centra en el estudio de los semiconductores de potencia utilizados en convertidores Buck y su relación con el sistema de refrigeración. Se abordará el comportamiento estático y dinámico de estos dispositivos, así como los cálculos necesarios para determinar las pérdidas térmicas generadas durante la operación.

3.2. Descripción del problema

El problema que surge en los convertidores Buck está relacionado con las pérdidas de potencia generadas por los semiconductores de potencia durante la conmutación y conducción. Estas pérdidas se manifiestan en forma de calor, lo que puede llevar al aumento de la temperatura de los semiconductores. Si la temperatura no se controla adecuadamente, puede comprometer la eficiencia y confiabilidad del convertidor, e incluso provocar daños permanentes en los componentes. Para evitar esto, es necesario diseñar y dimensionar un sistema de refrigeración eficiente que sea capaz de evacuar el calor generado por los semiconductores. El radiador desempeña un papel crucial en este sistema, ya que se encarga de disipar el calor hacia el entorno. El dimensionamiento y selección adecuado del radiador se convierte en un desafío importante, ya que dependen de factores como la potencia del convertidor, la frecuencia de conmutación, las características térmicas de los semiconductores y las restricciones de espacio.

La elección incorrecta del radiador puede resultar en un sobrecalentamiento del sistema, pérdida de eficiencia y fallas prematuras. Por lo tanto, es fundamental abordar este problema de

manera precisa y calcular las necesidades de refrigeración en los convertidores Buck para garantizar un funcionamiento óptimo y confiable del sistema.

3.3. Simbología

BV_{CE}	tensión colector emisor de ruptura [voltio]
C_{GC}	capacidad puerta colector [Faradios]
C_{GE}	capacidad puerta emisor [Faradios]
C_{ies}	capacidad parásita [Faradios]
E_{OFF}	pérdida de energía en el apagado del IGBT [Julios]
E_{ON}	pérdida de energía en el encendido del semiconductor [Julios]
E_{RR}	pérdida de energía en el apagado del diodo [Julios]
F_{con}	frecuencia de conmutación [KHz]
I_{cref}	corriente de trabajo de referencia [amperios]
I_F	corriente directa que conduce el diodo [amperios]
I_G	corriente de compuerta [amperios]
I_{RRM}	corriente de recuperación inversa máxima [amperios]
I_c	corriente de colector o corriente de trabajo en continua [amperios]
$K_{RG OFF}$	constante de pérdida en apagado del IGBT en función de la resistencia R_G
$K_{RG ON}$	constante de pérdida en encendido del IGBT en función de la resistencia R_G
$K_{RR RG}$	constante de pérdida en apagado del diodo en función de la resistencia R_G
P_{cond}	pérdidas de conducción [W]
P_{comm}	pérdidas de conmutación [W]
Q_{RR}	carga de recuperación inversa
R_G	resistencia de puerta [ohmios]
R_{Gref}	resistencia de puerta de referencia [ohmios]
R_{thha}	resistencia térmica radiador ambiente [$^{\circ}\text{C}/\text{W}$]
R_{thch}	resistencia térmica encapsulado-radiador [$^{\circ}\text{C}/\text{W}$]

R_{thjc}	resistencia térmica unión- encapsulado [$^{\circ}\text{C}/\text{W}$]
T_h	temperatura del radiador [$^{\circ}\text{C}$]
T_{RR}	tiempo de recuperación inversa [segundos]
T_a	temperatura ambiente [$^{\circ}\text{C}$]
T_c	temperatura del encapsulado [$^{\circ}\text{C}$]
T_j	temperatura de la junta o unión [$^{\circ}\text{C}$]
V_{AK}	tensión ánodo cátodo [voltio]
V_{CE}	tensión colector emisor [voltio]
V_{CEon}	tensión de saturación colector emisor [voltio]
V_{CEref}	voltaje colector emisor de referencia [voltio]
$V_F(I_F)$	caída de tensión en el diodo cuando conduce una corriente I_F [voltio]
V_F	caída de tensión en directa [voltio]
$V_{GE(th)}$	tensión puerta emisor de umbral [voltio]
V_{GE}	tensión puerta emisor [voltio]
V_{RRM}	tensión de ruptura máxima [voltio]
V_{TO}	tensión de codo o voltaje de umbral [voltio]
r_{CE}	resistencia en serie colector emisor [ohmios]
r_T	resistencia del diodo [ohmios]
t_{don}	tiempo de retardo de encendido del IGBT [segundos]
t_f	tiempo de bajada [segundos]
t_r	tiempo de subida [segundos]
D	ciclo de trabajo del transistor

3.4. Marco conceptual

3.4.1. Semiconductores de Potencia

Los semiconductores funcionan como interruptores y representan la parte más importante de un convertidor, y en gran medida son los que fijan las prestaciones del dispositivo, los principales semiconductores se pueden clasificar en diferentes categorías en función de sus

características y aplicaciones, algunos de los principales son los diodos de potencia y los IGBT's.

3.4.2. Diodos de potencia

Se utilizan aplicaciones que requieren la conversión de energía eléctrica, como la rectificación de corriente alterna a continua o de corriente continua a corriente alterna, la característica principal de este semiconductor es que no se tiene control de su encendido y apagado (ver Figura 3.1a).

Es el semiconductor más sencillo y consta únicamente de una unión PN (Figura 3.1b). En electrónica de potencia la capa N se divide en dos partes, una primera poco dopada (capa N^-) y otra muy dopada (capa N^+). La capa poco dopada es necesaria para que el transistor pueda aguantar grandes tensiones y su espesor depende de la tensión que tiene que bloquear.

Cuando se aplica una tensión ánodo - cátodo positiva ($V_{AK} > 0$) (Figura 3.1c) la unión se llena de portadores (el $+$ repele los huecos de la capa P y atrae los electrones de la N) y el diodo conduce. La corriente se puede ver cómo un flujo de huecos.

Cuando se aplica una tensión ánodo - cátodo negativa ($V_{AK} < 0$) (Figura 3.1d) la unión se queda sin portadores que puedan conducir y el diodo se apaga.

Para que el diodo empiece a conducir habrá que llenar la unión de portadores y para que se corte habrá que extraerlos. El comportamiento (almacenamiento de cargas) es similar al de un condensador, toda unión PN tendrá asociado un condensador parásito, durante el apagado (extracción de cargas) circulará una corriente negativa (Figura 3.1e).

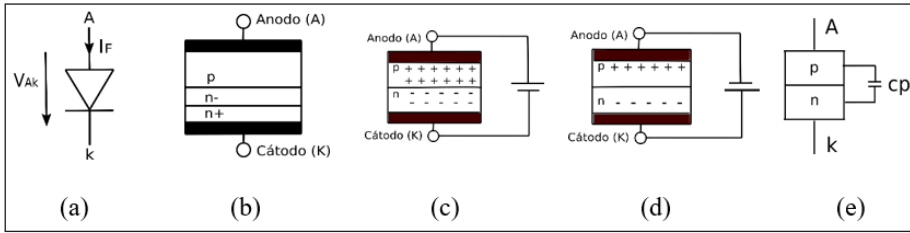


Figura 3.1: Diodo de potencia: (a) Símbolo; (b) Estructura; (c) Diodo polarizado en directa; (d) Diodo polarizado en inversa; (e) Capacidad parásita equivalente. Fuente: Apuntes de Electrónica de Potencia, Universidad Pública de Navarra (2017).

3.4.2.1. Característica estática del diodo.

Para que el diodo empiece a conducir se necesita una tensión mínima para acercar los portadores a la unión PN; en conducción el diodo se comporta, de forma aproximada a una fuente de tensión V_{TO} de 0,8 a 2 V en serie a una resistencia r_T de $m\Omega$ (Figura 3.2b).

En corte, si se sobrepasa la tensión máxima que aguanta la unión, denominada tensión de ruptura (V_{RRM}), el diodo entra en avalanche produciéndose la rotura de la unión PN con la consecuente destrucción del diodo.

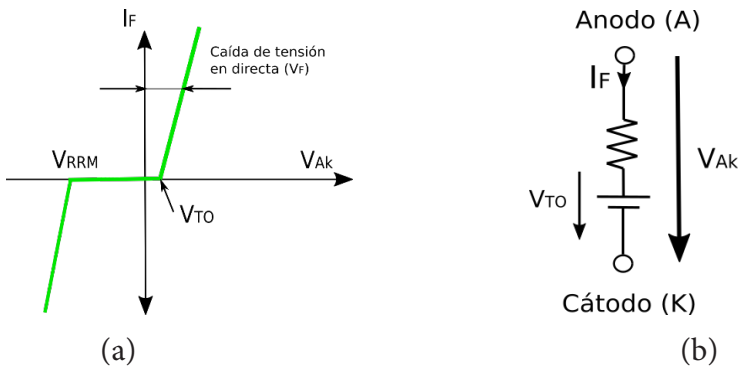


Figura 3.2. (a) Característica estática del diodo; (b) Circuito equivalente del

diodo. Fuente: Apuntes de Electrónica de Potencia, Universidad Pública de Navarra (2017).

3.4.2.2. Característica dinámica del diodo

El diodo se caracteriza por tener dos estados, encendido y apagado a continuación, se describen cada uno de ellos haciendo referencia a la Figura 3.3.

Encendido: El diodo empezará a conducir cuando el circuito exterior le aplique una tensión positiva. Sin embargo, inicialmente, en el momento del encendido, en la unión PN no hay portadores lo que hace que aparezca una tensión en bornes del diodo que puede llegar a alcanzar los 30 V. Una vez que la unión se llena de portadores la tensión del diodo disminuye hasta la tensión directa V_F .

Apagado: En T_0 el circuito exterior hace que la corriente por el diodo (I_F) comience a disminuir. En T_1 la corriente por el diodo llega a cero, pero la unión PN está llena de portadores por lo que sigue conduciendo corriente negativa, que corresponde con la extracción de cargas de la unión. En T_2 las cargas han sido extraídas y el diodo se corta, produciéndose una brusca variación de la corriente hasta anularse en T_3 . En el intervalo $T_2 - T_3$ conviven grandes valores de tensión y corriente y como consecuencia grandes pérdidas de conmutación.

3.4.2.3. Pérdidas por conducción del diodo

Las pérdidas por conducción del diodo (ver Ecuación 3.1) se determinan con la corriente máxima que circula por el diodo I_F , la tensión que cae en él cuándo se conduce $V_F(I_F)$ y el ciclo de trabajo del diodo $(1 - D)$, esta información generalmente la da el fabricante del semiconductor, así pues:

$$P_{cond} = V_F(I_F) \cdot I_F \cdot (1 - D) \quad (\text{Ec. 3.1})$$

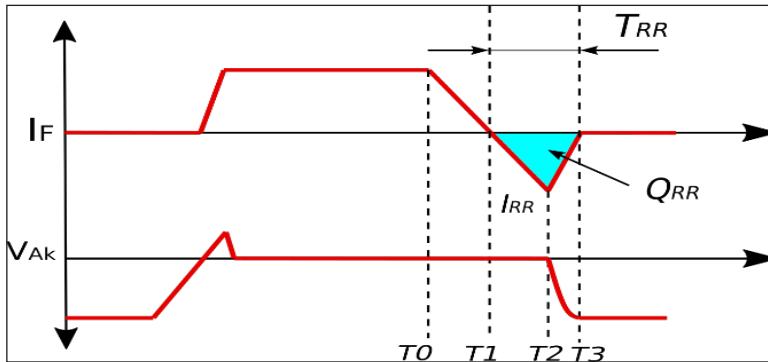


Figura 3.3. Característica estática del diodo en apagado. Fuente: Apuntes de Electrónica de Potencia, Universidad Pública de Navarra (2017).

- **I_{RRM}** : Corriente de recuperación inversa máxima. Es función del valor de la corriente al inicio y de la dI_F/dt durante el apagado (cuanto mayor es la dI_F/dt mayor es la I_{RRM}).
- **Q_{RR}** : Carga de recuperación inversa (carga a extraer de la unión).
- **T_{RR}** : Tiempo de recuperación inversa (tiempo de apagado del diodo).

3.4.2.4. Pérdidas de conmutación del diodo

Se obtienen a partir de la energía perdida durante el encendido (E_{ON}) y durante el apagado (E_{RR}) multiplicándolas por la frecuencia de conmutación F_{con} (número de conmutaciones por unidad de tiempo). Sin embargo, en un diodo la energía perdida durante el encendido es despreciable, por lo tanto $E_{ON} = 0$.

La energía perdida durante el apagado $E_{RR}(I_F, V_F, dI_F/dt)$ se puede calcular a partir de la gráfica correspondiente en las hojas características de las células de conmutación proporcionadas por el fabricante, corrigiendo el efecto de la tensión y la corriente. Habitualmente, la dI_F/dt la marca el transistor con el que forma la célula elemental de conmutación, que a su vez depende de su resistencia de puerta R_G . La potencia (P_{RR}) se obtiene multiplicando la E_{RR} por la frecuencia de conmutación, F_{con} .

$$P_{RR} = E_{RR} \left(I_F, V_F, \frac{dI_F}{dt} \right) \cdot F_{con} \quad (\text{Ec. 3.2})$$

$$P_{RR} \approx E_{RR} \left(I_{Fref}, V_{Fref}, \frac{dI_F}{dt} \right) \left(\frac{V_F}{V_{Fref}} \right)^{0.6} \left(\frac{I_F}{I_{Fref}} \right)^{0.6} K_{RR\ RG} \cdot F_{con} \quad (\text{Ec. 3.3})$$

$K_{RR\ RG}$ es un coeficiente que permite tener en cuenta la influencia de la resistencia de entrada R_G .

3.4.3. IGBT (Transistor Bipolar de Puerta Aislada)

El transistor bipolar de puerta aislada IGBT (Figura 3.4) es un elemento híbrido que puede verse como un MOSFET controlando a un BJT (Transistor Bipolar de Unión) para aprovechar las ventajas de ambos: Control por tensión y característica de salida similar a la del BJT. Su estructura corresponde a la de un MOSFET al cual se le ha añadido en el drenador (colector) una tercera unión PN que inyecta portadores minoritarios en el canal cuando el IGBT conduce. Son utilizados en aplicaciones de alta potencia, como sistemas de energía solar o eólica.

Con tensiones que van desde los 250 V hasta los 6,6 kV y corrientes superiores a los 2400 A es el elemento más utilizado en la electrónica de potencia (de kW a varios MW).

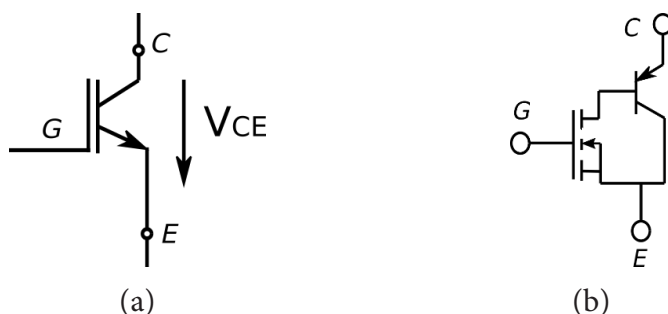


Figura 3.4. (a) Símbolo IGBT; (b) Circuito equivalente. Fuente: Apuntes de Electrónica de Potencia, Universidad Pública de Navarra, 2017.

3.4.3.1. Característica estática del IGBT

Tensión positiva $V_{CE} > 0$

El IGBT se encuentra en conducción cuando la tensión de puerta emisor (V_{GE}) es mayor o igual al voltaje puerta emisor de umbral ($V_{GE(th)}$), este voltaje suele estar aproximadamente entre los 5 o 6 V. Para garantizar la saturación del IGBT generalmente la tensión V_{GE} es de aproximadamente 15V. En saturación IGBT se comporta como una fuente de tensión ($V_{CE(TO)}$) con una resistencia en serie (r_{CE}) (ver Figura 3.5a).

- El IGBT está en corte cuando el voltaje de puerta emisor V_{GE} es menor que el voltaje de puerta emisor de umbral, es decir $V_{GE} < V_{GE(th)}$ (Figura 3.5b).

- El dispositivo entra en avalancha cuando el voltaje colector emisor supera al voltaje de ruptura (BV_{CE}), es decir, $V_{CE} > BV_{CE}$ (Figura 3.5b).

Tensión negativa $V_{CE} < 0$

- Cuando el IGBT está en polarización inversa, si el voltaje colector emisor V_{CE} es mayor que el voltaje de ruptura máxima V_{RRM} es decir $V_{CE} > V_{RRM}$ entonces el IGBT está en corte.
- Sin embargo, si el V_{CE} es menor que el V_{RRM} entonces el IGBT entra en avalancha (Figura 3.5b).

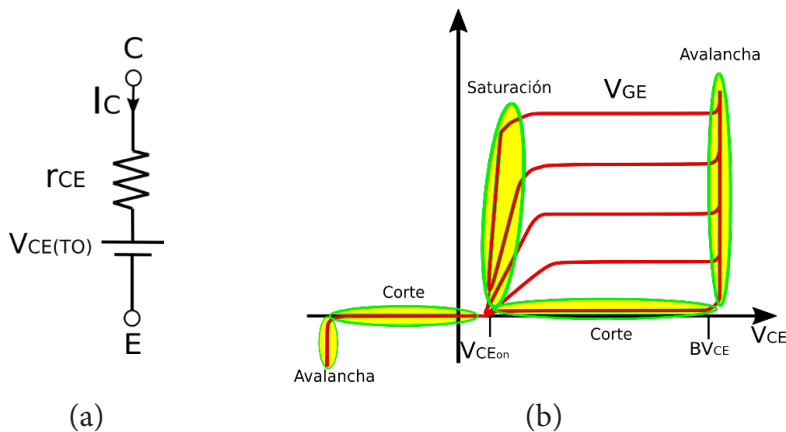


Figura 3.5. (a) Circuito equivalente del IGBT en conducción; (b) Característica estática del IGBT. Fuente: Apuntes de Electrónica de Potencia, Universidad Pública de Navarra (2017).

3.4.3.2. Característica dinámica el IGBT.

Durante las conmutaciones es necesario cargar y descargar las diferentes capacidades parásitas del IGBT, por lo que se verán fuertemente influenciadas por estas y por la resistencia de puerta (R_G).

A continuación, se describe el comportamiento dinámico de un IGBT cuando se enciende (Figura 3.6) y apaga (Figura 3.7).

3.4.3.3. *Conmutaciones del IGBT durante el encendido.*

- $T0 - T1$: Retraso de encendido o “Turn on Delay Time” (t_{don}). Es el tiempo que va desde la aplicación de la orden de encendido hasta que V_{GE} alcanza el valor $V_{GE(th)}$. Durante este intervalo, como V_{GE} está por debajo de la tensión umbral, el IGBT permanece apagado. La duración de este intervalo depende de la capacidad parásita C_{ies} , ($C_{ies} = C_{GE} + C_{GC}$) en paralelo de la R_G y de la V_G . (Carga de una capacidad a través de una resistencia).
- $T1 - T2$: Tiempo de subida, o “rise time” (t_r) tiempo que tarda I_C en pasar del 10% al 90% de su valor final. Su valor depende de las características del IGBT y R_G . El pico de la corriente final de intervalo es debido a la corriente inversa del diodo complementario. Durante este intervalo, el diodo sigue conduciendo, por lo que V_{CE} no varía y la tensión V_{GE} sigue creciendo. Por último, hay que destacar que se producen grandes pérdidas al convivir grandes valores de tensión y corriente.
- $T2 - T3$: Bloqueado el diodo, la tensión V_{CE} comienza a bajar. En este intervalo toda la corriente I_G es absorbida por la descarga de la capacidad C_{GC} (efecto Miller) por lo que la tensión V_{GE} permanece prácticamente constante. Se producen grandes pérdidas al convivir grandes valores de tensión y corriente.
- $T3$: Terminada la conmutación de IGBT, la tensión de la compuerta emisor V_{GE} sigue subiendo hasta alcanzar el valor V_G . El valor de la capacidad de entrada C_{ies} varía con

la tensión del colector – emisor V_{CE} , siendo mayor cuanto menor es V_{CE} .

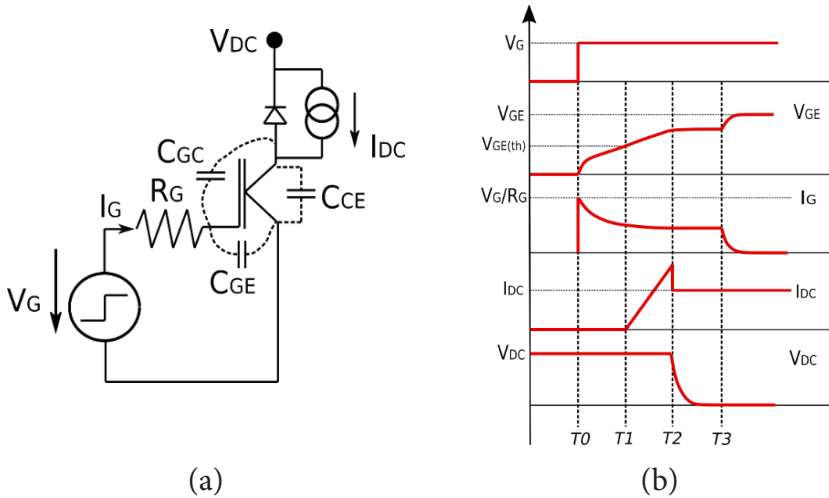


Figura 3.6: (a) Capacidades durante el encendido del IGBT; (b) Característica dinámica en el encendido del IGBT. Fuente: Apuntes de Electrónica de Potencia, Universidad Pública de Navarra, 2017.

3.4.3.4. Conmutaciones del IGBT durante el apagado.

- $T_0 - T_1$: Tiempo de retraso o apagado, “Turn off Delay Time”. Es el tiempo que va desde la aplicación de la orden de apagado hasta que la tensión V_{GE} alcance el valor $V_{GE(th)}$. Durante este intervalo, como V_{GE} es superior a la tensión umbral el IGBT permanece encendido. La duración de este tiempo depende de la capacidad parásita de entrada C_{ies} y de R_G . La duración de este tiempo es generalmente mucho mayor que la de encendido, dado que la capacidad parásita C_{ies} presenta un fuerte valor cuando el IGBT conduce (V_{CE} pequeña).
- $T_1 - T_2$: Una vez alcanzada $V_{GE(th)}$ la tensión V_{CE} comienza a aumentar hasta alcanzar el valor V_{DC} . En este intervalo toda la corriente I_G es absorbida por la capacidad de la

carga C_{GC} (efecto Miller) por lo que la tensión permanece constante. La intensidad del IGBT no varía debido a que el diodo complementario sigue cortado al estar sometido a una tensión negativa. Durante este intervalo se producen grandes pérdidas al convivir nuevamente grandes valores de tensión y de corriente.

- $T_2 - T_3$: Tiempo de bajada o “Fall Time” (t_f). Tiempo que tarda la corriente en pasar del 90 al 10%. Este tiempo varía muy poco con el valor de R_G . La caída de tensión en las inductancias parásitas se suma a la tensión de corte, pudiéndose producir una sobretensión en el IGBT. Al final de este periodo aparece una corriente de cola debida a la recombinación más lenta del BJT. (Carga almacenada en su base o huecos en la región N -). Esta cola aumenta las pérdidas de apagado del IGBT. A partir del T_3 la tensión de puerta (V_{GE}) sigue bajando hasta anularse.

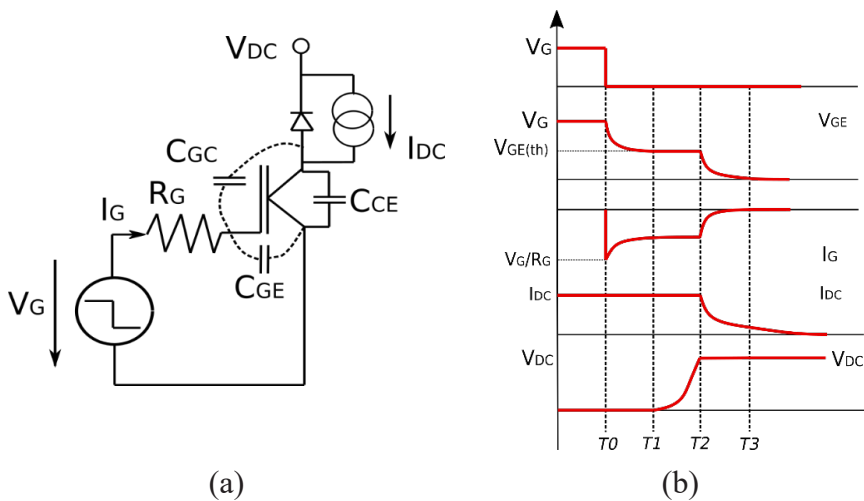


Figura 3.7 (a) Capacidades durante el apagado del IGBT; (b) Característica dinámica en el apagado del IGBT. Fuente: Apuntes de Electrónica de Potencia, Universidad Pública de Navarra (2017).

En base a los antecedentes previamente descritos que analizan el comportamiento estático y dinámico del IGBT, se puede concluir que las pérdidas en este componente son el resultado de la combinación de las pérdidas estáticas y las pérdidas de dinámicas o de conmutación.

Las pérdidas estáticas se pueden determinar si se conocen las pérdidas en conducción más las pérdidas en corte, quedando:

$$P_{IGBT} = P_{conducción} + P_{corte} \quad (\text{Ec. 3.4})$$

3.4.3.5. Pérdidas de conducción

Para calcular las pérdidas por conducción en el IGBT, se emplea un enfoque similar al utilizado para calcular las pérdidas en un diodo, sin embargo, es necesario considerar algunos factores adicionales, como el ciclo de trabajo, los valores de corriente máxima que fluyen a través del IGBT y la caída de tensión en el dispositivo.

De hecho, las pérdidas por conducción en un IGBT son similares a las del diodo, ya que ambos dispositivos conducen corriente en una sola dirección y experimentan una caída de tensión directa. La diferencia clave radica en que el IGBT también tiene una compuerta que controla su funcionamiento.

Por lo tanto, al calcular las pérdidas por conducción en un IGBT, es importante tener en cuenta el ciclo de trabajo, es decir, el tiempo en el que el IGBT está en estado de conducción y el tiempo en el que está apagado. Al tomar en cuenta estos factores, se puede calcular de manera precisa las pérdidas por conducción en el IGBT, lo que es fundamental para garantizar el funcionamiento seguro y eficiente de

cualquier circuito electrónico que emplee este dispositivo. Las pérdidas por conducción están formadas por instantáneas y valor medio, por lo tanto, hay que considerar las siguientes ecuaciones.

Instantánea

$$P_{cond} = V_{CEsat}(I_C)I_C \quad (\text{Ec. 3.5})$$

Valor medio

$$P_{cond} = \frac{1}{T} \int P_{cond}(t)dt \quad (\text{Ec. 3.6})$$

Las pérdidas de corte son muy pequeñas por lo que se pueden considerar prácticamente despreciables.

3.4.3.6. Pérdidas de conmutación.

La energía perdida en cada conmutación depende de la tensión V_{CE} , de la corriente de trabajo I_C , tensión de control V_{GE} y la resistencia de puerta R_G . Se puede obtener a partir de las hojas de características del fabricante, donde las pérdidas por encendido se definen como $E_{ON}(V_{CEref}, I_{Cref}, R_{Gref})$ y las pérdidas por apagado es $E_{OFF}(V_{CEref}, I_{Cref}, R_{Gref})$, es decir:

$$\begin{aligned} &E_{ON}(V_{CE}, I_C, R_G) \\ &= E_{ON}(V_{CEref}, I_{Cref}, R_{Gref}) \left(\frac{V_{CE}}{V_{CEref}} \right)^{1.3} \left(\frac{I_C}{I_{Cref}} \right) K_{RG\ ON} \end{aligned} \quad (\text{Ec. 3.7})$$

$$E_{OFF}(V_{CE}, I_C, R_G)$$

$$= E_{OFF}(V_{CEref}, I_{Cref}, R_{Gref}) \left(\frac{V_{CE}}{V_{CEref}} \right)^{1.3} \left(\frac{I_C}{I_{Cref}} \right) K_{RG\ OFF} \quad (\text{Ec. 3.8})$$

Las constantes $K_{RG\ ON}$ y $K_{RG\ OFF}$ se calculan, a partir de la gráfica de pérdidas de conmutación en función de R_G , comparando las pérdidas obtenidas con la R_{Gref} de la gráfica brindada por el fabricante y la R_G utilizada, así pues:

$$K_{RG\ ON} = \frac{E_{ON}(V_{CEref}, I_{Cref}, R_G)}{E_{ON}(V_{CEref}, I_{Cref}, R_{Gref})} \quad (\text{Ec. 3.9})$$

$$K_{RG\ OFF} = \frac{E_{RR}(V_{CEref}, I_{Cref}, R_G)}{E_{RR}(V_{CEref}, I_{Cref}, R_{Gref})} \quad (\text{Ec. 3.10})$$

Las pérdidas de conmutación P_{conm} para una frecuencia de conmutación F_{con} serán:

$$P_{conm} = (E_{ON} + E_{RR})F_{con} \quad (\text{Ec. 3.11})$$

3.4.4. Sistema de refrigeración

El límite de corriente promedio que puede circular a través del semiconductor es un factor crítico desde el punto de vista térmico. Las pérdidas de energía, que dependen de la corriente y la frecuencia de conmutación, se convierten en calor, lo que aumenta la temperatura de

la unión (T_j). La corriente máxima está determinada por las pérdidas en el semiconductor, la temperatura máxima de trabajo del silicio ($T_{jmax} = 125\text{ }^{\circ}\text{C}$), la temperatura de ambiente máxima (T_{amax}) y la resistencia térmica total R_{thja} (ver Figura 3.8).

Cuando se trata de módulos que encapsulan varios semiconductores juntos, el análisis del circuito térmico se realiza utilizando su equivalente eléctrico (ver Figura 3.9), considerando que la temperatura del encapsulado es la misma para todos los componentes.

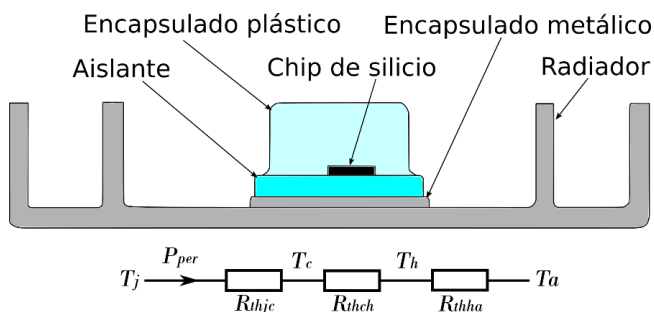


Figura 3.8. Circuito eléctrico equivalente del proceso de disipación térmica. Fuente: Apuntes de Tecnología Electrónica, Universidad de Alcalá (2017).

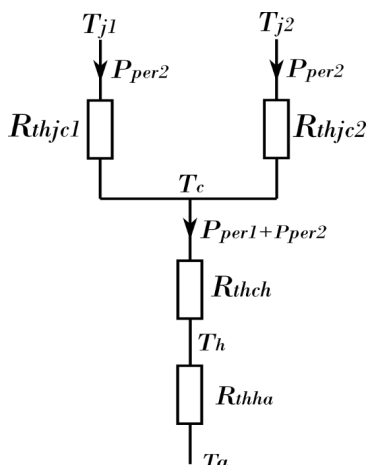


Figura 3.9. Circuito térmico equivalente para módulos de semiconductores. Fuente: Apuntes de Electrónica de Potencia, Universidad Pública de Navarra (2017).

En estos módulos, los semiconductores individuales comparten una placa base común (encapsulado), lo que implica que están sujetos a la misma temperatura durante su funcionamiento. Por lo tanto, al estudiar el comportamiento térmico del conjunto, se puede considerar que la variación de temperatura del encapsulado es uniforme para todos los semiconductores contenidos en el módulo y se expresa como:

$$\Delta T_{semiconductor} = T_j - T_c = R_{thjc} \cdot P_{pérdidas} \quad (\text{Ec. 3.12})$$

Así mismo, la temperatura del encapsulado hasta la temperatura ambiente se define como:

$$T_c = T_a + (R_{thch} + R_{thha}) \cdot \sum P_{pérdidas} \quad (\text{Ec. 3.13})$$

3.5. Desarrollo

3.5.1. Metodología de cálculo

Tanto la temperatura máxima de trabajo como los límites de tensión y corriente son igualmente determinantes al momento de elegir entre distintos semiconductores. La temperatura máxima de trabajo y los límites de tensión y corriente son igualmente importantes al elegir un semiconductor. La temperatura de los semiconductores depende de las pérdidas que se producen al conmutar y conducir, así como de la facilidad para evacuar dichas pérdidas. Por lo tanto, dos semiconductores con las mismas pérdidas y a la misma temperatura ambiente pueden alcanzar

diferentes temperaturas si tienen resistencias térmicas diferentes. Una menor resistencia térmica permitirá que los semiconductores funcionen a temperaturas más bajas.

Los fabricantes de convertidores de potencia, para simplificar el montaje y conexión del convertidor reductor Buck o de cualquier otra topología de conversión de potencia, recurren a módulos que integran tanto el diodo como el transistor en el mismo encapsulado, para este caso de estudio se ha considerado un módulo de conmutación de Semikron SKM150GAR12T4 con una resistencia de puerta de $R_G = 3 \Omega$ y una tensión $V_{GE} = 15 V$, además, una célula elemental de conmutación con una tensión de entrada de $500 V$, una corriente de trabajo de $150 A$, un ciclo de trabajo en el transistor de 0.6 y una frecuencia de conmutación de 3 kHz . El objetivo es calcular la resistencia térmica del radiador - ambiente en el punto de funcionamiento descrito, con una temperatura ambiente de 40°C , la temperatura de la unión del IGBT es de 150°C .

Datos de entrada

$V_C = 500 V$; $f_{con} = 3 \text{ kHz}$; $R_G = 3 \Omega$; $V_{GE} = 15 V$; $I_C = 150 A$; $T_a = 40^\circ\text{C}$; $T_j = 150^\circ\text{C}$; $D_{IGBT} = 0.6$

3.5.2. Cálculo de las pérdidas del diodo

3.5.2.1. Pérdidas por conducción

Para determinar cuanta tensión V_F cae cuando circula una corriente I_F de $150 A$ por el diodo recurrimos a la información del fabricante recogido en la Figura 3.10. Caída de tensión en el diodo en conducción. Fuente: Ficha técnica del semiconductor, Semikron (2015).

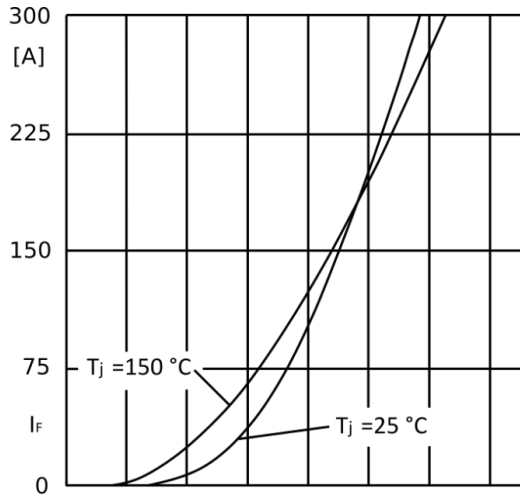


Figura 3.10. Caída de tensión en el diodo en conducción. Fuente: Ficha tecnica del semiconductor, Semikron (2015).

De tal manera que:

$$P_{conducción} = V_F(I_F) \cdot I_F \cdot (1 - D)$$

Para 150 A y a una temperatura de junta de 150 °C la caída de tensión en el diodo es de aproximadamente de 2,3 V, además el ciclo de trabajo del transistor es de 0.6 por lo que el ciclo de trabajo del diodo será de (1 - 0.6) así, la pérdida por conducción según la (Ec. 3.1) es:

$$P_{conducción} = (2.3 \text{ V}) \cdot (150 \text{ A}) \cdot (1 - 0.6)$$

$$P_{conducción} = 138 \text{ W}$$

3.5.2.2. Pérdidas de conmutación

El Datasheet del módulo de Semikron SKM150GAR12T4 presenta la información del dispositivo en la Figura 3.11. Diagrama de pérdidas en base Rg. Fuente: Ficha tecnica del semiconductor, Semikron (2015).

de la misma podemos rescatar los siguientes datos: $V_C = 600 \text{ V}$; $V_{GE} = 15 \text{ V}$; $I_C = 150 \text{ A}$. Se puede comprobar que la tensión V_C difiere de las condiciones de diseño establecidas ($V_C = 500 \text{ V}$) por lo que se debe realizar la corrección del valor para la resistencia R_G de referencia de 1Ω , así, pues recurriendo a la (Ec. 3.3) tenemos:

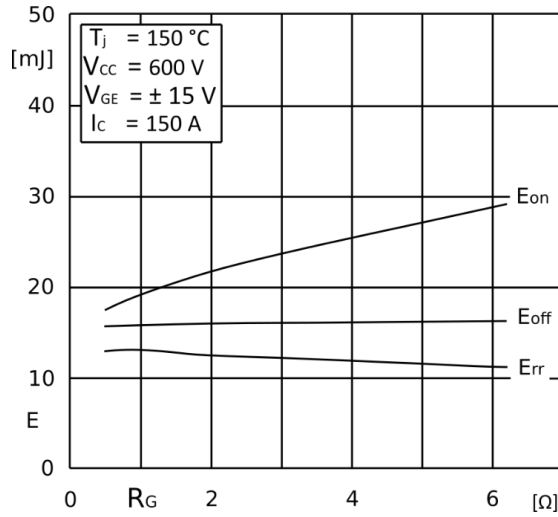


Figura 3.11. Diagrama de pérdidas en base R_G .

Fuente: Ficha técnica del semiconductor, Semikron (2015).

$$E_{RR}(500 \text{ V}, 150 \text{ A}, R_G 3 \Omega) = E_{RR}(600 \text{ V}, 150 \text{ A}, R_G 1 \Omega) \cdot \left(\frac{500}{600} \right)^{0.6} K_{RR RG}$$

$$K_{RR RG} = \frac{E_{OFF}(500 \text{ V}, 150 \text{ A}, R_G 3 \Omega)}{E_{OFF}(600 \text{ V}, 150 \text{ A}, R_G 1 \Omega)}$$

De la Figura 3.11. Diagrama de pérdidas en base R_G . Fuente: Ficha técnica del semiconductor, Semikron (2015). se tiene $E_{RR}(500 \text{ V}, 150 \text{ A}, R_G 3 \Omega) \approx 12 \text{ mJ}$ y que $E_{RR}(600 \text{ V}, 150 \text{ A}, R_G 1 \Omega) \approx 13 \text{ mJ}$, por lo tanto:

$$K_{RR RG} = \frac{12 \text{ mJ}}{13 \text{ mJ}} = 0.92$$

Con el factor encontrado, calculamos la energía para las condiciones de diseño dadas:

$$E_{RR}(500 \text{ V}, 150 \text{ A}, R_G 3 \Omega) = (13 \text{ mj}) \left(\frac{500}{600} \right)^{0.6} (0.92) = 10.72 \text{ mj}$$

Así, las pérdidas en la conmutación quedarían

$$P_{RR} = E_{RR}(500 \text{ V}, 150 \text{ A}, R_G 3 \Omega) \cdot F_{com}$$

$$P_{RR} = 10.72 \text{ mj} \cdot (3 \text{ kHz})$$

$$P_{RR} = 32.16 \text{ W}$$

Las pérdidas totales en el diodo serían la suma de las pérdidas de conducción y conmutación quedando

$$P_{diodo \text{ totales}} = 32.16 \text{ W} + 138 \text{ W} = 170.16 \text{ W}$$

3.5.3. Cálculo de pérdidas en el IGBT

3.5.3.1. Pérdidas por conducción

Como se mencionó anteriormente, para calcular las pérdidas por conducción en un IGBT, es necesario utilizar la misma expresión que se utiliza para calcular las pérdidas en un diodo. Sin embargo, para hacerlo de manera precisa, es crucial tener en cuenta el ciclo de trabajo del dispositivo, el ciclo de trabajo del IGBT se refiere al tiempo durante el cual el dispositivo está en estado de conducción y el tiempo durante el cual está apagado. Es importante tener en cuenta este factor para calcular las pérdidas por conducción de manera precisa, las pérdidas serían:

$$P_{conducción} = V_F(I_F) \cdot I_F \cdot (D)$$

$$P_{conducción} = (2.3 \text{ V}) \cdot (150 \text{ A}) \cdot (0.6)$$

$$P_{conducción} = 207 \text{ W}$$

3.5.4. Pérdidas en conmutación

3.5.4.1. Pérdidas por encendido.

El proceso es similar al cálculo que se realiza en el diodo, recurrimos al datasheet del módulo recatado en la Figura 3.11. Diagrama de pérdidas en base Rg. Fuente: Ficha técnica del semiconductor, Semikron (2015). y ubicamos la gráfica de E_{ON} y, de la misma manera encontramos un factor de corrección de la tensión en función de las resistencias, según la (Ec. 3.7) quedaría así:

$$E_{ON}(500 \text{ V}, 150 \text{ A}, R_G 3 \Omega) = E_{ON}(600 \text{ V}, 150 \text{ A}, R_G 1 \Omega) \cdot \left(\frac{500}{600}\right)^{1.3} K_{RG ON}$$

$$K_{RG ON} = \frac{E_{ON}(500 \text{ V}, 150 \text{ A}, R_G 3 \Omega)}{E_{ON}(600 \text{ V}, 150 \text{ A}, R_G 1 \Omega)}$$

$$K_{RG ON} = \frac{24 \text{ mj}}{19 \text{ mj}} = 1.26$$

Con el factor de corrección, encontramos la energía en el encendido

$$E_{ON}(500 \text{ V}, 150 \text{ A}, R_G 3 \Omega) = 19 \text{ mj} \cdot \left(\frac{500}{600}\right)^{1.3} \cdot (1.26)$$

$$E_{ON}(500 \text{ V}, 150 \text{ A}, R_G 3 \Omega) = 18.88 \text{ mj}$$

3.5.4.2. Pérdidas por apagado .

Con el mismo enfoque calculamos la energía en el apagado recurriendo a la (Ec. 3.8).

$$E_{OFF}(500 \text{ V}, 150 \text{ A}, R_G 3 \Omega) = E_{OFF}(600 \text{ V}, 150 \text{ A}, R_G 1 \Omega) \cdot \left(\frac{500}{600}\right)^{1.3} K_{RG \text{ OFF}}$$

$$K_{RG \text{ OFF}} = \frac{E_{ON}(500 \text{ V}, 150 \text{ A}, R_G 3 \Omega)}{E_{ON}(600 \text{ V}, 150 \text{ A}, R_G 1 \Omega)}$$

$$K_{RG \text{ OFF}} = \frac{16 \text{ mj}}{16 \text{ mj}} = 1$$

$$E_{OFF}(500 \text{ V}, 150 \text{ A}, R_G 3 \Omega) = 16 \text{ mj} \cdot \left(\frac{500}{600}\right)^{1.3} \cdot (1)$$

$$E_{OFF}(500 \text{ V}, 150 \text{ A}, R_G 3 \Omega) = 12.62 \text{ mj}$$

Las pérdidas de conmutación serian:

$$P_{conm} = (18.88 \text{ mj} + 12.62 \text{ mj}) \cdot 3 \text{ kHz}$$

$$P_{conm} = 94.5 \text{ W}$$

Las pérdidas totales son:

$$P_{IGBT \text{ Totales}} = P_{cond} + P_{conm}$$

$$P_{IGBT \text{ Totales}} = 207 \text{ W} + 94.5 \text{ W}$$

$$P_{IGBT \text{ Totales}} = 301.5 \text{ W}$$

3.5.5. Cálculo del radiador

El módulo de Semikron SKM150GAR12T4 indica en sus características que la resistencia térmica de la junta al encapsulado R_{thjc} para el diodo es de $0.31 \text{ }^{\circ}\text{C/W}$ y para el IGBT es de $0.19 \text{ }^{\circ}\text{C/W}$, además la resistencia térmica entre el encapsulado y el radiador R_{thch} es $0.05 \text{ }^{\circ}\text{C/W}$. Para nuestro caso de estudio el diagrama térmico es el de la Figura 3.12.

Ahora, se necesita determinar la temperatura máxima permitida en el encapsulado T_c para evacuar las pérdidas de calor sin exceder la temperatura de trabajo deseada, para esto debemos calcular el salto térmico máximo de la junta al encapsulado tanto para el diodo (ΔT_{diodo}) como para el IGBT (ΔT_{IGBT}) y luego seleccionar el mayor de esos como el diseño limitante, de tal forma que para el IGBT tenemos:

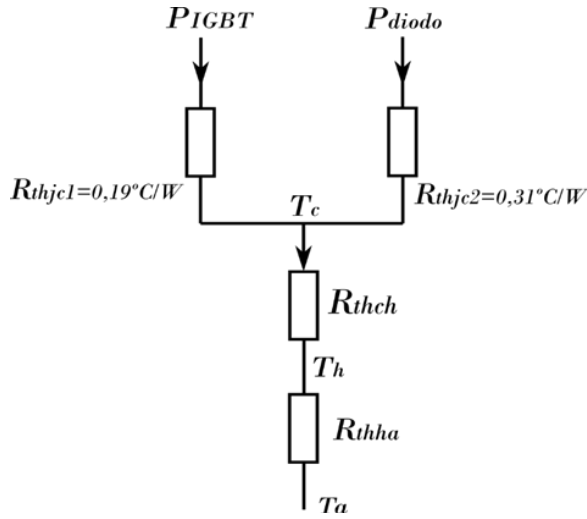


Figura 3.12. Circuito térmico equivalente.

$$\Delta T_{IGBT} = P_{IGBT} \cdot R_{thjc \ IGBT}$$

$$\Delta T_{IGBT} = 301.5 \ W \cdot 0.19 \ ^{\circ}C/W$$

$$\Delta T_{IGBT} = 57.285^{\circ}C$$

El mismo caso para el diodo

$$\Delta T_{diodo} = P_{diodo} \cdot R_{thjc \ diodo}$$

$$\Delta T_{diodo} = 170.16 \ W \cdot 0.31 \ ^{\circ}C/W$$

$$\Delta T_{IGBT} = 52.75 \ ^{\circ}C$$

Habiendo identificado que el IGBT tiene el mayor salto térmico, utilizaremos su valor como referencia. Por lo tanto, es importante asegurarnos de que la temperatura del IGBT como la del encapsulado T_c no deben de superar los 150 °C.

$$\Delta T_{IGBT} + T_c = 150 \text{ °C}$$

$$T_c = 150 \text{ °C} - 57.285 \text{ °C}$$

$$T_c = 92.715 \text{ °C}$$

La resistencia térmica máxima del radiador al ambiente es:

$$R_{thha} \leq \frac{T_c - T_a}{\sum P_{pérdidas}} - R_{thch}$$

$$R_{thha} \leq \frac{92.715 \text{ °C} - 40 \text{ °C}}{301.5 \text{ W} + 170.16 \text{ W}} - 0.05 \text{ °C/W}$$

$$R_{thha} \leq 0.061 \text{ °C/W}$$

Se ha puesto especial atención en la selección del equipo de refrigeración para garantizar que cumpla con una resistencia igual o inferior a la requerida para cada caso particular. El radiador, al ser la pieza más grande y resistente del elevador, se encuentra conectado a la mayoría de los componentes. Después de considerar varias alternativas, se ha determinado que el radiador modelo P16 de la marca Semikron es la opción más adecuada para satisfacer las necesidades del elevador en cuestión. Este radiador, con una longitud de 170 mm, presenta una

resistencia térmica de $0.05\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{W}$ cuando se emplea en conjunto con el ventilador SKF-16B-230-01, también de la marca Semikron.

3.6. Discusión y análisis de resultados

Para contextualizar nuestro estudio sobre la disipación térmica en un convertidor de potencia Buck, resulta pertinente contrastar nuestros hallazgos y enfoques con los de Marte y Then (2018). En su investigación, Marte y Then abordaron la caracterización de disipadores térmicos con materiales desconocidos para la protección de dispositivos electrónicos. Su enfoque se centró en la obtención experimental de datos esenciales para la protección efectiva de dispositivos bajo prueba, destacando la importancia de comprender las propiedades térmicas de los materiales de disipación. En este sentido, ambas investigaciones convergen en la relevancia crucial de la gestión térmica en dispositivos electrónicos para garantizar un funcionamiento confiable y óptimo.

En nuestra investigación, analizamos los resultados obtenidos en el cálculo de un disipador de calor empleado en un convertidor de potencia Buck. Las pérdidas térmicas del IGBT y el diodo se registraron como 301.5 W y 170.16 W respectivamente, reflejando la energía convertida en calor durante la operación del convertidor. Un factor crítico que abordamos fue la resistencia térmica entre el radiador y el ambiente circundante, evaluando su eficiencia en la transferencia de calor. Con una resistencia térmica de $0.05\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{W}$ del radiador seleccionado, se sugiere que el sistema de disipación térmica es capaz de lograr una eficiente transferencia de calor.

La comparación entre este trabajo y el de Marte y Then destaca la importancia común de la disipación térmica en dispositivos electrónicos. Aunque los enfoques difieren, ambos estudios subrayan la necesidad de

considerar aspectos térmicos para garantizar un rendimiento confiable. Esta propuesta contribuye al conocimiento al centrarse en la disipación térmica en un convertidor de potencia Buck, proporcionando una evaluación específica de los componentes críticos. Estos resultados podrían informar futuras investigaciones en el diseño y optimización de sistemas electrónicos que dependen de una gestión térmica.

Bibliografía

- Hambley, A. R. (2001). *Electrónica* (2da ed.). Capítulo 10. secciones 10.1 y 10.3. Pearson Education.
- Marte, E. & Then, R. (2018). Caracterización de disipadores térmicos con material desconocido para protección de dispositivos electrónicos. *Revista Utesiana de la Facultad de Arquitectura e Ingeniería*, 3(3), 42-53.
- Sedra, A. S., & Smith, K. C. (1999). *Circuitos Microelectrónicos* (4ta ed., pp. 773-792). Oxford University Press Harla Mexico.
- Boylestad, R. L., & Nashelsky, L. (2012). *Electronic Devices and Circuit Theory* (11th ed.). Pearson.

Caso práctico 4

4. Metodología para el dimensionamiento térmico de un recipiente de almacenamiento de agua

4.1. Introducción

El almacenamiento de agua caliente en tanques desempeña un papel importante en diversas aplicaciones y sistemas térmicos, tanto en entornos residenciales como industriales. Este método de almacenamiento eficiente nos permite satisfacer necesidades diarias de agua caliente, desde tareas básicas hasta procesos industriales que requieren altas temperaturas.

En la actualidad, la sostenibilidad y la eficiencia energética son prioridades fundamentales para el uso eficiente de la energía, de manera que se garantice la mínima cantidad de pérdidas de calor y sus consecuentes costos económicos.

El calentamiento de agua en tanques puede ofrecer ventajas, como satisfacer la demanda fluctuante de agua caliente a lo largo del día, evitando la necesidad del calentamiento cada vez que se requiera. Desde el punto de vista de la eficiencia energética, la importancia radica en seleccionar adecuadamente un aislante para obtener ahorros energéticos y económicos por el aprovechamiento en las tarifas de calentamiento eléctrico o por otros combustibles como el gas licuado de petróleo, etc.; por lo que, este campo es de gran importancia para contrarrestar los problemas térmicos. Uno de los principales problemas es la pérdida de calor durante el almacenamiento ya que, a pesar de contar con un

aislamiento adecuado, los tanques de almacenamiento de agua caliente siguen experimentando ciertas pérdidas térmicas a medida que el agua se enfría gradualmente con el tiempo.

Estas pérdidas de calor pueden resultar en un desperdicio significativo de energía y generar costos adicionales para los consumidores y, además, perjuicios al medio ambiente. Cuanto mayor sea la tasa de pérdida de calor, más energía se requerirá para mantener el agua caliente a la temperatura deseada, lo que se traduce en un aumento en las facturas de energía y un mayor consumo de recursos naturales.

Para consolidar soluciones al problema descrito, es necesario implementar medidas eficientes de aislamiento térmico, aunque también se debe tomar en cuenta que, si bien, el uso de materiales aislantes, ayudan a reducir la transferencia de calor y minimizar las pérdidas, por otro lado, pueden ocasionar grandes inversiones en su implementación, por lo que la cantidad óptima de aislante es otro campo en la transferencia. De igual forma, el uso de tecnologías innovadoras, como los sistemas de recirculación de agua caliente y los termostatos ajustables, puede contribuir aún más a la optimización del sistema de almacenamiento. Estas soluciones permiten un control preciso de la temperatura y el flujo de agua, evitando el sobrecalentamiento o la falta de calor según sea necesario, y reduciendo así el desperdicio de energía.

En este contexto, el presente documento se enfoca en adoptar una metodología que permita proponer el modelo matemático para el cálculo de las pérdidas de calor (o llamada también potencia calorífica) que sucede durante la transferencia de calor a través de las paredes y el medio que rodea al tanque de almacenamiento, considerando la influencia que pueda ocasionar la cantidad de aislante sin poner atención a los costos económicos de implementación.

4.2. Descripción del problema

Durante el almacenamiento de agua caliente en tanques se presentan factores significativos debido a las pérdidas de calor y los problemas térmicos asociados que resultan en un desperdicio de energía y generan costos energéticos y económicos adicionales. Estas pérdidas térmicas pueden ser significativas, lo que requiere una mayor cantidad de energía para mantener el agua a la temperatura deseada, esto se traduce en un aumento en las facturas de energía y un mayor consumo de recursos naturales. Si bien, este problema puede ser abordado mediante la implementación de aislamiento térmico y utilizar tecnologías innovadoras, es necesario conocer una metodología de cálculo para determinar las pérdidas de calor y comprender los fundamentos térmicos para tomar decisiones informadas y buscar soluciones óptimas que mejoren la eficiencia energética y reduzcan los impactos económicos y ambientales

Descripción del caso de estudio

Se dispone de un recipiente cilíndrico horizontal de 40 cm de diámetro interno y 1 m de longitud (Figura 4.1), utilizado para el almacenamiento de agua caliente a 70 °C, construido por la parte interna y externa de

acero inoxidable AISI 304 de 1/8" de espesor y en medio un aislante térmico ($k = 0.04 \text{ W/(m-K)}$) de 2 cm de espesor. La temperatura ambiental donde se implementa el tanque es de 20 °C y para la velocidad del aire se considera condiciones de 5 m/s, mientras que para el agua de 0.0081 m/s. Se requiere conocer cómo influye el espesor del aislante sobre las pérdidas de calor a través de las paredes.

Esquema geométrico del recipiente:

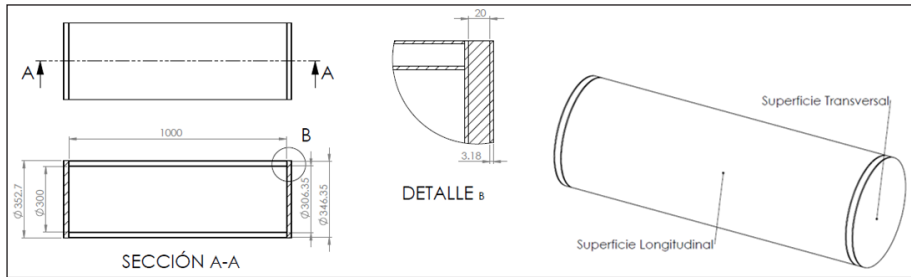


Figura 4.1. Plano geométrico general del tanque de almacenamiento

4.3. Simbología

<i>C.T.E.</i>	circuito térmico equivalente
<i>B.E.</i>	balance energético
<i>Subíndice a</i>	indica datos para el fluido interno (agua) en la superficie longitudinal interna
<i>Subíndice b</i>	indica datos para el fluido externo (aire) en la superficie longitudinal externa
<i>Subíndice c</i>	indica datos para el fluido interno (agua) en la superficie transversal interna
<i>Subíndice d</i>	indica datos para el fluido externo (aire) en la superficie transversal externa
<i>Subíndice D</i>	indica datos calculados con respecto al diámetro
<i>Subíndice i</i>	indica datos calculados mediante iteraciones
<i>Subíndice F</i>	indica datos calculados con convección forzada
<i>Subíndice sl</i>	indica datos calculados para la superficie longitudinal
<i>Subíndice st</i>	indica datos calculados para la superficie transversal
<i>A</i>	área superficial [m^2]
β	expansión térmica [$1/\text{K}$]
D_I	diámetro interno del tanque [m]

D_2	diámetro interno del tanque incluyendo el espesor del acero AISI 304 [m]
D_3	diámetro interno del tanque incluyendo espesores del acero AISI 304 y del aislante [m]
D_4	diámetro exterior del tanque incluyendo espesor del acero AISI 304 interno, más el espesor del aislante y más el espesor del acero AISI 304 externo [m]
h	coeficiente de convección en la superficie longitudinal, [W/(m ² K)]
L	longitud del tanque de almacenamiento [m]
ν	viscosidad cinemática [m ² /s]
k	conductividad térmica del fluido o del aislante [W/(m K)]
Pr	Número de Prandtl [adimensional]
Re	Número de Reynolds [adimensional]
m, n	factores de la correlación de Sleicher y Rouse [adimensional]
Nu	Número de Nusselt [adimensional]
x_1	espesor del acero inoxidable [m]
x_2	espesor del aislante [m]
V	velocidad del flujo de los fluidos [m/s]
T_1	temperatura del fluido dentro del tanque: agua [°C, K]
T_2	temperatura ambiental (fuera del tanque: aire) [°C, K]
T_m	temperatura media del fluido dentro del tanque: agua [°C, K]
T_f	temperatura de película del fluido fuera del tanque: aire [°C, K]
Gr	Número de Grashof [adimensional]
$R_1, R_2, R_3, R_4, R_5, R_6$	resistencias térmicas [K/W]
$q, q_1, q_2, q_3, q_4, q_5, q_6$	potencia calorífica, pérdidas de calor o flujo de calor [W]
$\mathcal{E}_r$	error relativo [%]

4.4. Marco conceptual

4.4.1. Transferencia de calor por conducción en paredes planas y circulares

Es un proceso mediante el cual el calor se propaga a través de materiales sólidos. Este fenómeno ocurre cuando existe una diferencia de temperatura en ambos lados de la pared, lo que provoca que las moléculas más calientes transfieran su energía a las moléculas más frías, generando un flujo de calor a lo largo del material. La transferencia de calor puede darse en paredes planas, que pueden ser horizontales, verticales o inclinadas y también puede darse en cilindros que se denominan paredes circulares, en este caso el flujo de calor unidireccional sigue una trayectoria radial.

4.4.2. Transferencia de calor en paredes compuestas

La transferencia de calor en paredes compuestas se refiere al proceso de flujo de calor a través de materiales que consisten en capas múltiples o compuestas. Estas capas pueden tener diferentes propiedades térmicas y conducir el calor de manera distinta, lo que influye en la eficiencia y dirección de la transferencia de calor en el material. Cada capa cumple una función específica en el control de la transferencia de calor, permitiendo que en conjunto se mantenga una temperatura adecuada, por ejemplo, en el interior de un edificio, minimizando las pérdidas de calor hacia el exterior y contribuyendo así a una mayor eficiencia energética y un mejor confort térmico.

4.4.3. Circuito térmico equivalente

El circuito térmico equivalente tiene como objetivo facilitar el análisis y comprensión del flujo de calor en un sistema y consiste en una representación simplificada de un sistema térmico complejo mediante un conjunto de elementos térmicos conectados en serie o paralelo. En este modelo, los elementos térmicos representan las resistencias y las capacidades térmicas de los componentes reales, como paredes, tuberías o dispositivos. Al igual que en un circuito eléctrico, el circuito térmico equivalente utiliza leyes y principios de transferencia de calor para calcular temperaturas, flujos de calor y cambios de temperatura en diferentes puntos del sistema.

Este enfoque simplificado permite predecir el comportamiento térmico y evaluar el rendimiento del sistema sin necesidad de analizar todos los detalles complejos del sistema real. Para lo cual se define que el flujo de calor es análogo a la intensidad eléctrica, la diferencia de temperaturas es análogo en electricidad a la diferencia de potencial y la resistencia térmica es análogo a la resistencia eléctrica, bajo este principio en termo-transferencia se puede aplicar la Ley de Ohm o la primera Ley de Kirchhoff (Hinojos, J.; Farfán, 2018).

4.4.4. Transferencia de calor por convección

La transferencia de calor por convección es un mecanismo mediante el cual el calor se transfiere entre un fluido y una superficie sólida o entre dos fluidos en movimiento. Se basa en la transferencia de energía térmica por medio del movimiento de masas de fluido caliente y frío.

En la convección natural, el calor se transfiere debido a las diferencias de densidad entre las porciones calientes y frías del fluido, lo que genera una circulación natural o corriente de convección. Por otro lado, en la convección forzada, el fluido es forzado a moverse por medios externos

o elementos mecánicos como bombas o ventiladores, lo que aumenta la tasa de transferencia de calor.

4.4.5. Correlaciones para el cálculo del coeficiente de convección

Las correlaciones para el cálculo del coeficiente de convección son relaciones matemáticas desarrolladas para estimar el coeficiente de transferencia de calor en procesos de convección. Estas correlaciones se basan en datos experimentales y propiedades físicas del fluido y la superficie involucrada. Al aplicar estas fórmulas, es posible obtener valores aproximados del coeficiente de convección, lo que resulta fundamental para el diseño y análisis de sistemas de transferencia de calor. Sin embargo, es importante tener en cuenta que las correlaciones son específicas para ciertas condiciones y geometrías, y pueden requerir ajustes según las características particulares del sistema en estudio (Dupin & Joshua, 2006).

4.4.6. Propuesta metodológica general en el cálculo del coeficiente de convección

El autor propone seguir la siguiente metodología para calcular el coeficiente de convección, sin cambios de fase, que puede aplicarse para la convección forzada como para la convección natural. En el caso analizado se seguirá el proceso planteado como lo describe la Tabla 4.1:

Tabla 4.1. Metodología general para el cálculo del coeficiente de convección

Pasos	Actividad	Observación
Paso 1:	Definir el tipo de convección y la configuración geométrica del sistema.	La idea de este paso es delimitar el número de fórmulas y correlaciones.

Pasos	Actividad	Observación
Paso 2:	Calcular la temperatura de trabajo: temperatura media T_m para convección forzada interna o la temperatura de película T_f para la convección forzada externa o natural.	En los casos más generales las correlaciones siempre están en función de T_m o T_f , sin embargo, se puede sugerir tener una proyección visual de cuál es la correlación que posiblemente se va a utilizar antes de calcular la temperatura de trabajo.
Paso 3:	Seleccionar las propiedades termo-físicas del fluido	Se debe recurrir a las tablas termodinámicas de las sustancias y escoger las propiedades a la temperatura de trabajo, interpolar si es necesario.
Paso 4:	Calcular el régimen de flujo y comprobar el tipo de convección.	Para el caso de convección forzada se debe calcular el número de Reynolds y para la convección natural el número de Rayleigh. Además, calcular el número de Grashof para en conjunto decidir el tipo de convección o si es combinada.
Paso 5:	Seleccionar correlación	La correlación permite calcular el número de Nusselt, se debe prestar atención a cumplir con todas las condiciones o restricciones que exige la correlación seleccionada, a fin de minimizar los errores.
Paso 6:	Calcular el coeficiente de convección	Mediante la fórmula general de Nusselt: $Nu_x = \frac{h \cdot x}{k}$

4.5. Desarrollo

4.5.1. Análisis técnico

El flujo de calor es en estado estacionario, unidireccional, sin generación de calor, por lo cual se realiza en dos etapas primero por la superficie longitudinal (dirección radial) y luego por la superficie transversal del recipiente (dirección axial). Para el análisis se considera que la

convección se dará por la parte interna y externa del recipiente y en la conducción a través de los materiales que conforman el recipiente influirá sólo el espesor del aislante, sin considerar el espesor del acero por ser de capa delgada ($1/8 \text{ in} = 3.175 \text{ mm}$). La velocidad del flujo del agua es baja dentro del tanque, por lo cual el coeficiente de convección interno se considera como constante.

En la Figura 4.2 se observa que la pérdida de calor depende de las resistencias térmicas por convección interna, conducción a través de las paredes y de la convección externa; por lo cual, es necesario calcular los coeficientes de convección, sin embargo, su cálculo depende también de las temperaturas superficiales internas y externas; y, como sus valores son desconocidos, el problema se resuelve mediante iteraciones.

Resumen de adopciones para la resolución:

- Flujo de calor unidireccional, estado estacionario y sin generación de calor.
- Se desprecian los efectos de la transferencia de calor por radiación.
- Flujo incompresible (propiedades constantes).
- El acero inoxidable AISI304 de $1/8''$ se considera de capa delgada (Kreith et al., 2013).
- El coeficiente de convección interno del tanque es constante.

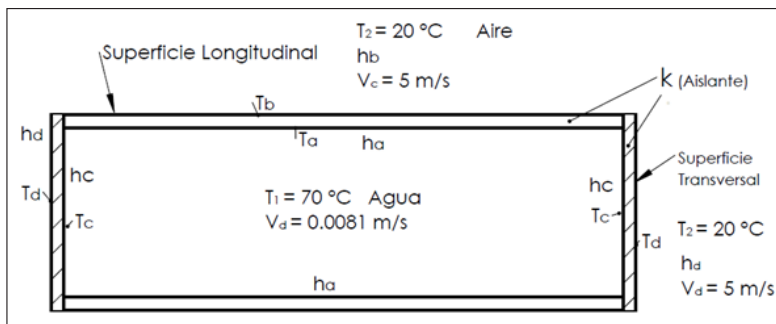


Figura 4.2. Esquema geométrico del tanque

Metodología propuesta para el cálculo por iteraciones

La metodología por iteraciones desarrollada para este caso se indica en la Figura 4.3.

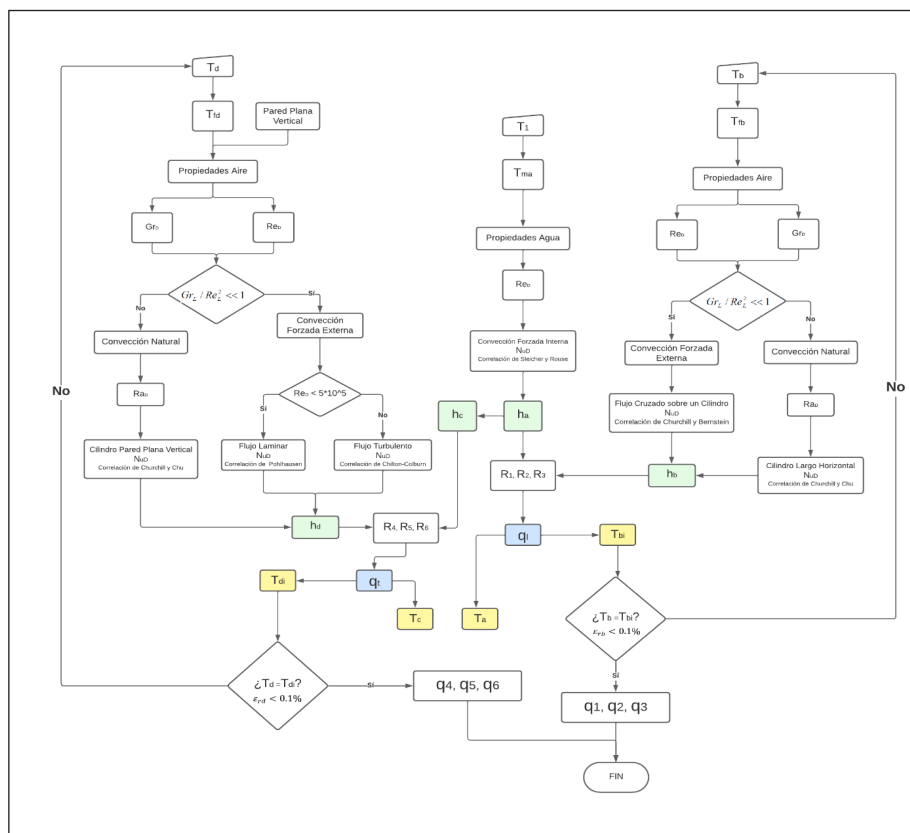


Figura 4.3. Metodología de cálculo por iteraciones para el caso de estudio

En resumen, el modelo matemático implica inicialmente la adopción de valores para las temperaturas T_b y T_d , con lo cual se determinan, entre otras, las propiedades termo-físicas de los fluidos, el régimen de flujo, el tipo de convección (forzada o natural), los coeficientes de convección, las pérdidas de calor y las temperaturas superficiales, las cuales son

comparadas con los valores adoptados iniciales, para este cálculo la propuesta es con un error porcentual menor al 0.1 %.

4.5.2. Análisis térmico de la superficie longitudinal (Dirección radial)

Datos:

$D_1 = 40 \text{ cm}$	$L = 1 \text{ m}$	$V_c = V_d = 5 \text{ m/s}$
$x_1 = 1/8 \text{ in} = 0.318 \text{ cm}$	$T_1 = 70 \text{ }^\circ\text{C}$	$V_a = 0.0081 \text{ m/s}$
$x_2 = 2 \text{ cm}$	$T_2 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$	$k = 0.04 \text{ W/(m K)}$

Cálculos geométricos:

$$D_2 = D_1 + 2 x_1 = 40.635 \text{ cm} \quad (\text{Ec. 4.1})$$

$$D_3 = D_2 + 2 x_2 = 44.635 \text{ cm} \quad (\text{Ec. 4.2})$$

$$D_4 = D_3 + 2 x_1 = 45.3 \text{ cm} \quad (\text{Ec. 4.3})$$

Balance energético: Circuito térmico equivalente

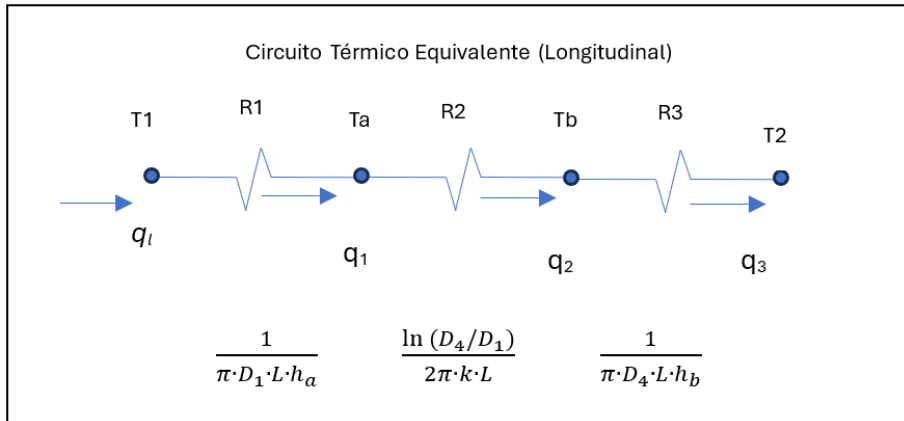


Figura 4.4. CTE de la superficie longitudinal del tanque.

4.5.3. Cálculo de coeficiente de convección interna h_a

Paso 1: Se considera convección forzada interna en un cilindro horizontal

Paso 2: Cálculo de la temperatura media de fluido, T_m

Debido a que el agua se almacena a 70°C se considera que la temperatura es constante entre la entrada y salida del recipiente, por tanto, $T_m = 70^\circ\text{C}$.

(Ec. 4.4)

$$T_{ma} = \frac{T_1 + T_2}{2} = 343.15\text{ K} = 70^\circ\text{C}$$

Paso 3: Propiedades termo-físicas del fluido (Çengel & Ghajar, 2011)

Fluido Agua, $T_{ma} = 70^\circ\text{C}$

$$v_a = 4.132 \cdot 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \quad k_a = 0.663 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \quad P_{ra} = 2.551$$

Paso 4: Régimen de flujo

$$Re_{Da} = \frac{V_a \times D_1}{v_a} = 7841.239$$

Paso 5: Correlación para calcular Nu : Correlación de Sleicher y Rouse (C. Forzada Interna): (Machaca Abregu & Teruel, 2016) Validez: $0.1 < Pr < 10^4$; $10^4 < Re < 10^6$

(Ec. 4.5)

$$m = 0.88 - \frac{0.24}{4 + P_{ra}} = 0.843$$

(Ec. 4.6)

$$n = \frac{1}{3} + 0.5 \cdot e^{-0.6 \times P_{ra}} = 0.442$$

(Ec. 4.7)

$$Nu_{DaF} = 5 + 0.015 \cdot Re_{Da}^m \cdot P_{ra}^n = 48.657$$

Paso 6: Cálculo del coeficiente de convección interna h_a

(Ec. 4.8)

$$h_a = \frac{Nu_{DaF} \times k_a}{D_1} = 80.673 \frac{W}{m^2 K}$$

4.5.4. Cálculo de coeficiente de convección externa h_b

Paso 1: Se debe verificar que tipo de convección actúa sobre el cilindro horizontal.

Paso 2: Cálculo de la temperatura de fluido, T_f

La resolución se realiza por iteraciones debido a que no se dispone del valor de la temperatura superficial externa, para la última iteración se adoptó $T_b = 24.051^\circ C$.

(Ec. 4.9)

$$T_{fb} = \frac{T_b + T_2}{2} = 295.031 K = 22.031^\circ C$$

Paso 3: Propiedades termo-físicas del fluido (Çengel & Ghajar, 2011)

Fluido Agua, $T_{fb} = 295.031 \text{ K} = 22.031^\circ\text{C}$.

$$v_b = 1.5346 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$P_{rb} = 0.7304$$

$$k_b = 0.02529 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$\beta_b = \frac{1}{T_{fb}} 0.003 \text{ K}^{-1}$$

Paso 4: Régimen de flujo (Mahmoud, 2021)

$$Gr_{Db} = \frac{g \cdot \beta_b \cdot (T_b - T_2) \cdot D_4^3}{v_b^2} = 5.302 \cdot 10^7 \quad (\text{Ec. 4.10})$$

$$Re_{Db} = \frac{V_b \times D_4}{v_b} = 147494.394 \quad (\text{Ec. 4.11})$$

$$\frac{Gr_{Db}}{Re_{Db}^2} = 0.002 \quad (\text{Ec. 4.12})$$

Este valor se considera mucho menor a 1, por tanto, es convección forzada externa.

Paso 5: Correlación para calcular Nu: Correlación de Churchill y Bernstein (C. forzada externa para flujo cruzado sobre un cilindro). (Schvezov et al., 2018)

Condición: $Re_{Db} \cdot P_{rb} = 1.077 \cdot 10^5$, que es mayor a 0.2, por tanto, cumple la condición y se puede utilizar la correlación:

$$Nu_{Db} = 0.3 + \frac{0.62 \cdot Re_{Db}^{1/2} \cdot Pr_{Db}^{1/3}}{[1 + (0.4/Pr_{Db})^{2/3}]^{1/4}} \cdot \left[1 + \left(\frac{Re_{Db}}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad (\text{Ec. 4.13})$$

Paso 6: Cálculo del coeficiente de convección interna h_a

$$h_b = \frac{Nu_{Db} \times k_b}{D_4} = 15.877 \frac{W}{m^2 K} \quad (\text{Ec. 4.14})$$

4.5.5. Cálculo de resistencias térmicas

$$R_1 = \frac{1}{\pi \cdot D_1 \cdot L \cdot h_a} = 0.00986 \frac{K}{W} \quad (\text{Ec. 4.15})$$

$$R_2 = \frac{\ln(D_4/D_1)}{2\pi \cdot k \cdot L} = 0.49245 \frac{K}{W} \quad (\text{Ec. 4.16})$$

$$R_3 = \frac{1}{\pi \cdot D_4 \cdot L \cdot h_b} = 0.0443 \frac{K}{W} \quad (\text{Ec. 4.17})$$

4.5.6. Cálculo de la potencia calorífica en el área longitudinal (q_l)

$$q_{sl} = \frac{T_1 - T_2}{R_1 + R_2 + R_3} = 91.475 W \quad (\text{Ec. 4.18})$$

4.5.7. Cálculo de la temperatura superficial del tanque interna T_a

$$T_a = T_1 - q_l \cdot R_1 = 342.248 K = 69.098 ^\circ C \quad (\text{Ec. 4.19})$$

4.5.8. Cálculo de temperatura superficial del tanque externa (T_{bi})

$$T_{bi} = T_2 + q_l \cdot R_3 = 297.201 \text{ K} = 24.051 \text{ } ^\circ\text{C}$$

4.5.9. Cálculo del error relativo

Entre valor adoptado para T_b respecto al valor calculado T_{bi} (respecto a grados centígrados)

$$\varepsilon_{rd} < 0.1\% \quad (\text{Ec. 4.20})$$

Valor Adoptado: $T_b = 24.051 \text{ } ^\circ\text{C}$

Valor Calculado: $T_{bi} = 24.051 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$\varepsilon_{rb} = \frac{|T_b - T_{bi}|}{T_b} \cdot 100 \% = 0 \% < 0.1\% \quad (\text{Ec. 4.21})$$

Verificación del balance de energía de las potencias caloríficas que circulan a través del C.T.E., los cuales deben ser iguales o aproximadamente iguales:

$$q_1 = \frac{T_1 - T_a}{R_1} = 91.475 \text{ W} \quad (\text{Ec. 4.22})$$

$$q_2 = \frac{T_a - T_b}{R_2} = 91.475 \text{ W} \quad (\text{Ec. 4.23})$$

$$q_3 = \frac{T_b - T_2}{R_3} = 91.475 \text{ W} \quad (\text{Ec. 4.24})$$

4.5.10. Análisis térmico de la superficie transversal (dirección axial)

Balance Energético: Circuito Térmico Equivalente

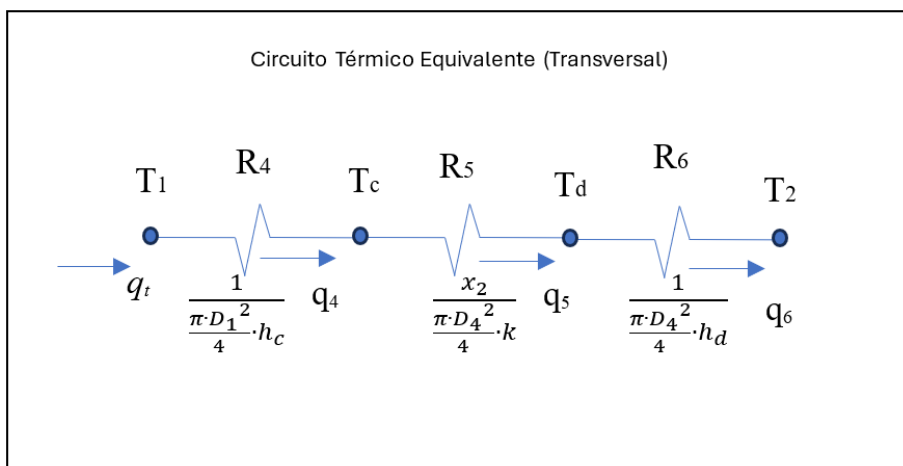


Figura 4.5. CTE de la superficie transversal del tanque

4.5.11. Cálculo de coeficiente de convección externa h_c

Debido a que el fluido está dentro del tanque con una velocidad de circulación del fluido muy baja, se adopta que es aproximadamente igual al valor calculado de h_a .

$$h_c = h_a = 80.673 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}} \quad (\text{Ec. 4.25})$$

4.5.12. Cálculo de coeficiente de convección externa h_d

Paso 1: Se debe verificar el tipo de convección que actúa sobre la superficie transversal, la cual geométricamente representa a una pared plana de sección circular.

Paso 2: Cálculo de la temperatura de fluido, T_f

La resolución se realiza por iteraciones debido a que no se dispone del valor de la temperatura superficial externa, para la última iteración se adoptó $T_d = 26.564$ °C.

$$T_{fd} = \frac{T_d + T_2}{2} = 296.432 \text{ K} = 23.282 \text{ °C} \quad (\text{Ec. 4.26})$$

Paso 3: Propiedades termo-físicas del fluido (Çengel & Ghajar, 2011)

Fluido Agua, $T_{fd} = 23.282$ °C.

$$v_d = 1.5462 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \quad P_{rb} = 0.73$$

$$k_b = 0.02538 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \quad \beta_b = \frac{1}{T_{fb}} 0.00337 \frac{1}{\text{K}}$$

Paso 4: Régimen de flujo.

$$Gr_{Da} = \frac{g \cdot \beta_d \cdot (T_d - T_2) \cdot D_4^3}{v_d^2} = 8.427 \cdot 10^7 \quad (\text{Ec. 4.27})$$

$$Re_{Db} = \frac{V_d \times D_4}{v_d} = 146391.683 \quad (\text{Ec. 4.28})$$

$$\frac{Gr_{Da}}{Re_{Da}^2} = 0.004 \quad (\text{Ec. 4.29})$$

Análisis: El flujo es laminar debido a que el número de Reynolds es menor a 200000, por otro lado, se considera que actúa la convección forzada externa, ya que la relación del número de Grashof con el cuadrado de los Reynolds es mucho menor a 1.

Paso 5: Correlación para calcular Nu : Correlación de Pohlhausen para flujo laminar (Çengel & Ghajar, 2011)

$$Nu_{Da} = 0.664 \cdot Re_{Da}^{\frac{1}{2}} \cdot Pr_a^{\frac{1}{3}} = 228.755 \quad (\text{Ec. 4.30})$$

Paso 6: Cálculo del coeficiente de convección interna h_d .

$$h_d = \frac{Nu_{Da} \times k_d}{D_4} = 12.826 \frac{W}{m^2 K} \quad (\text{Ec. 4.31})$$

Cálculo de resistencias térmicas

$$R_4 = \frac{1}{\frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \cdot h_c} = 0.09864 \frac{K}{W} \quad (\text{Ec. 4.32})$$

$$R_5 = \frac{x_2}{\frac{\pi \cdot D_4^2}{4} \cdot k} = 3.10641 \frac{K}{W} \quad (\text{Ec. 4.33})$$

$$R_6 = \frac{1}{\frac{\pi \cdot D_4^2}{4} \cdot h_d} = 0.4844 \frac{K}{W} \quad (\text{Ec. 4.34})$$

Cálculo de la potencia calorífica en el área transversal (qt)

$$q_{st} = \frac{T_1 - T_2}{R_4 + R_5 + R_6} = 13.552 \text{ W} \quad (\text{Ec. 4.35})$$

Cálculo de la temperatura superficial del tanque interna T_c

$$T_c = T_1 - q_t \cdot R_4 = 341.813 \text{ K} = 68.663 \text{ }^\circ\text{C} \quad (\text{Ec. 4.36})$$

Cálculo de temperatura superficial del tanque externa (T_{di}).

$$T_{di} = T_2 + q_t \cdot R_6 = 299.714 \text{ K} = 26.564 \text{ }^\circ\text{C} \quad (\text{Ec. 4.37})$$

Cálculo del error relativo entre: valor adoptado para T_d respecto al valor calculado T_{di} (respecto a grados centígrados)

Valor adoptado: $T_d = 26.564 \text{ }^\circ\text{C}$

Valor calculado: $T_d = 26.564 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\varepsilon_{rd} = \frac{|T_d - T_{di}|}{T_d} \cdot 100 \% = 0 \% < 0.1\% \quad (\text{Ec. 4.38})$$

Verificación del balance de energía de las potencias caloríficas que circulan a través del CTE, los cuales deben ser iguales o aproximadamente iguales:

$$q_4 = \frac{T_1 - T_c}{R_4} = 13.552 \text{ W} \quad (\text{Ec. 4.39})$$

$$q_4 = \frac{T_d - T_2}{R_6} = 13.551 \text{ W} \quad (\text{Ec. 4.40})$$

$$q_5 = \frac{T_c - T_d}{R_5} = 13.552 \text{ W} \quad (\text{Ec. 4.41})$$

4.5.13. Simulación térmica

La comprobación del modelo matemático se verifica realizando una simulación térmica, de la cual se extraen datos en puntos característicos del tanque como: la temperatura de la envolvente interna y externa del tanque, y los flujos de calor. Los resultados se resumen en la Figura 4.6 y la comparación con los datos calculados en la Tabla 4.2 y Tabla 4.3.

En la Figura 4.6a se indican las condiciones de contorno, mientras que en la Figura 4.6b se observa la dirección del flujo del fluido externo.

Tabla 4.2. Error relativo entre los valores calculados y simulados de las temperaturas superficiales

Nro.	Temperatura	Valor simulación °C	Valor calculado °C	Error relativo %
1	Longitudinal interna, T_a	65.06	69.098	6.2
2	Longitudinal externa, T_b	25.29	24.051	4.9
3	Transversal interna, T_c	64.43	68.663	6.6
4	Transversal externa, T_d	22.51	26.564	18.0

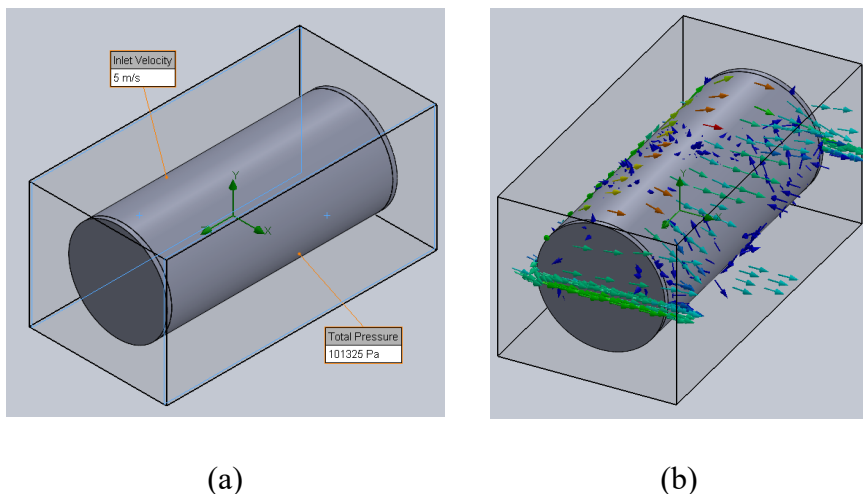


Figura 4.6. (a) Condiciones de contorno del tanque para la simulación térmica. (b) Líneas de flujo del fluido exterior.

Debido a que se registraron dos datos simulados para la temperatura en cada superficie (ver Figura 4.7), se procede a calcular el promedio correspondiente obteniéndose la temperatura para las superficies internas y externas, tanto en la sección longitudinal (T_a y T_b), como en la sección transversal (T_c y T_d).

$$\overline{T}_a = \frac{65.21 + 64.9}{2} = 65.06 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\overline{T}_b = \frac{21.88 + 28.69}{2} = 25.29 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\overline{T}_c = \frac{63.50 + 65.35}{2} = 64.43 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\overline{T}_d = \frac{22.88 + 22.14}{2} = 22.51 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Los valores promediados se comprueban con los calculados, los cuales se sintetizan en la Tabla 4.2, en donde el mayor error relativo se encuentra en la temperatura exterior de las superficies transversales, esto se debe en todos los casos, al cálculo del coeficiente de convección al momento de la selección de las correlaciones, ya que estas expresiones se basan en

la medición y recopilación de datos mediante el enfoque experimental o empírico como lo manifiesta Bergman et al.: “Las condiciones varían de acuerdo con la turbulencia del flujo libre y la aspereza de la superficie, y se puede incurrir en errores tan grandes como 25% al usar las expresiones... cada una de ellas es razonable sobre cierto rango de condiciones, pero para la mayoría de los cálculos de ingeniería no se debe esperar una precisión mucho mejor que 20%”. Por lo expuesto, se acogen los valores como válidos, tanto los proporcionados por el modelo, como por la simulación (Bergman et al., 2011)

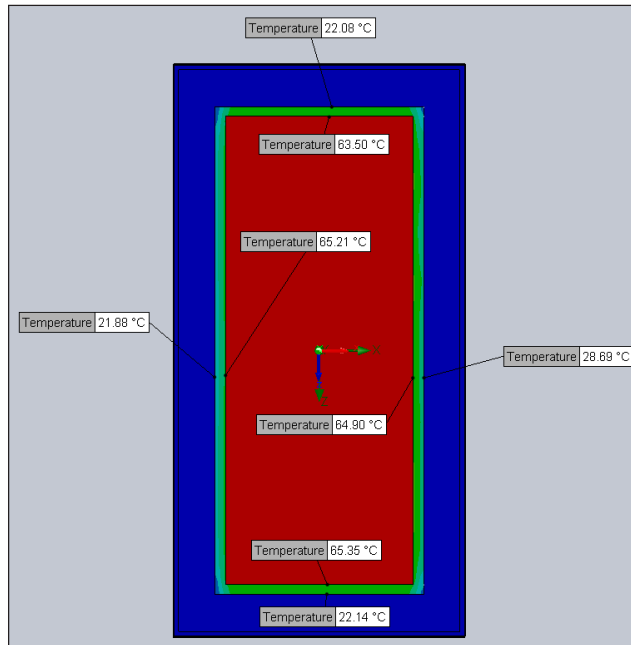


Figura 4.7. Datos simulados de las temperaturas superficiales interna y externa del taque

La simulación también proporciona valores de los flujos de calor (Figura 4.8) que circulan por las paredes en $[W/m^2]$. En la Tabla 4.3 se sintetiza los cálculos del error relativo en cada superficie comparando la potencia calorífica calculada respecto al valor simulado.

Las áreas de transferencia necesarias para calcular las potencias caloríficas simuladas son:

(4.42)

$$A_{st} = 2 \cdot \frac{\pi \cdot D_4^2}{4} = 0.161 \, m^2$$

Área superficie longitudinal:

(4.43)

$$A_{st} = \pi \cdot D_4^2 \cdot L_1 = 1.422 \, m^2$$

Área superficie transversal:

Tabla 4.3. Error relativo entre las potencias caloríficas calculadas respecto a las simuladas.

Superficie	Flujo calor simulado [W/m²]	Área superficial [m²]	Potencia calorífica simulado [W]	Potencia calorífica calculada [W]	Error relativo [%]
Longitudinal	66.015	1.422	93.87	91.475	2.6 %
Transversal	86.392	0.161	13.91	13.552	2.6 %

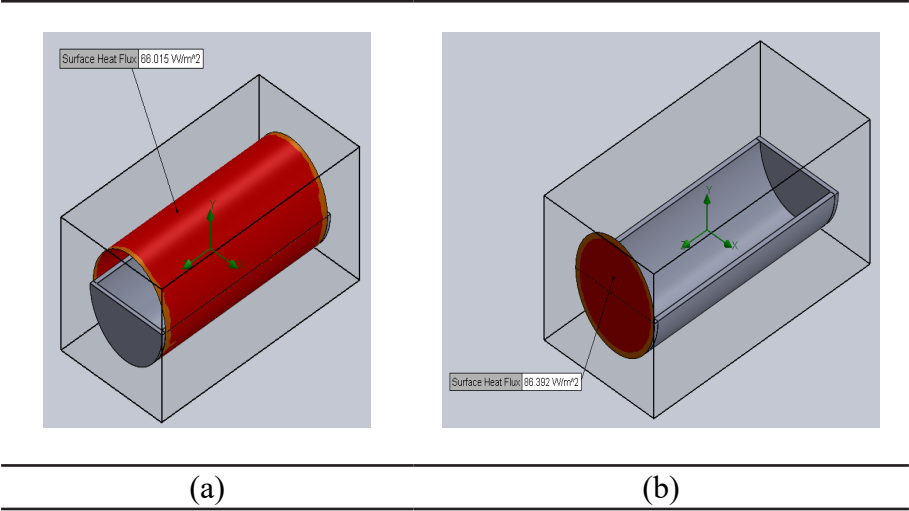


Figura 4.8. Flujos de calor obtenidos por simulación. (a) Superficie longitudinal; (b) Una sola pared transversal.

4.5.14. Análisis térmico del espesor del aislante en la transferencia de calor

Para observar la influencia del espesor del aislante respecto a las temperaturas superficiales internas y externas y al flujo de calor, tanto para la pared longitudinal como para la transversal en la Tabla 4.4 y Tabla 4.5, se describen los resultados finales obtenidos mediante el modelo matemático para diferentes espesores, luego de haber aplicado las iteraciones correspondientes.

Tabla 4.4. Resultados para pared longitudinal con diferentes espesores de aislante

Espesor X_2 (cm)	T_a °C	T_b °C	h_a W/(m ² -K)	h_b W/(m ² -K)	T_{bi} °C	ϵ_{rb} %	q_{sl} W
1	68.661	26.214	80.673	16.072	26.214	0	135.76
2	69.098	24.051	80.673	15.877	24.051	0	91.475
3	69.312	22.993	80.673	15.685	22.993	0.0001	69.71
4	69.44	22.366	80.673	15.502	22.366	0.0001	56.761
5	69.525	21.951	80.673	15.327	21.951	0.0	48.168
6	69.585	21.657	80.673	15.162	21.657	0.0	42.045
7	69.631	21.438	80.673	15.005	21.438	0.0001	37.458
8	69.666	21.268	80.673	14.856	21.268	0.0	33.892
9	69.694	21.133	80.673	14.716	21.133	0.0001	31.038
10	69.717	21.023	80.673	14.582	21.023	0.0002	28.701
15	69.789	20.682	80.673	14.00	20.682	0.0001	21.368
20	69.828	20.506	80.673	13.533	20.506	0.0	17.486
25	69.851	20.4	80.673	13.147	20.4	0.0001	15.066
30	69.868	20.329	80.673	12.822	20.329	0.0001	13.403
40	69.889	20.24	80.673	12.302	20.24	0.0	11.25

Tabla 4.5. Resultados para una sola pared transversal con diferentes espesores de aislante

Espesor X_2 (cm)	T_c $^{\circ}\text{C}$	T_d $^{\circ}\text{C}$	h_c $\text{W}/(\text{m}^2\text{-K})$	h_d $\text{W}/(\text{m}^2\text{-K})$	T_{di} $^{\circ}\text{C}$	ε_{rd} %	q_{st} W
1	67.781	31.189	80.673	13.114	31.189	0.0001	21.577
2	68.663	26.564	80.673	12.826	26.564	0.0002	13.552
3	68.978	24.702	80.673	12.554	24.702	0.0001	10.36
4	69.145	23.696	80.673	12.298	23.696	0.0001	8.665
5	69.248	23.064	80.673	12.056	23.064	0.0002	7.628
6	69.316	22.631	80.673	11.828	22.631	0.0001	6.936
7	69.364	22.315	80.673	11.613	22.315	0	6.45
8	69.399	22.074	80.673	11.409	22.074	0	6.095
9	69.425	21.884	80.673	11.215	21.884	0	5.83
10	69.445	21.73	80.673	11.03	21.73	0.0001	5.627
15	69.494	21.258	80.673	10.228	21.258	0.0001	5.132
20	69.504	21.013	80.673	9.578	21.013	0.0002	5.031
25	69.498	20.861	80.673	9.038	20.861	0	5.091
30	69.484	20.757	80.673	8.581	20.757	0.0001	5.233
40	69.444	20.623	80.673	7.841	20.623	0.0001	5.639

En la Figura 4.9 se observa cómo influye el espesor sobre la potencia calorífica para cada pared.

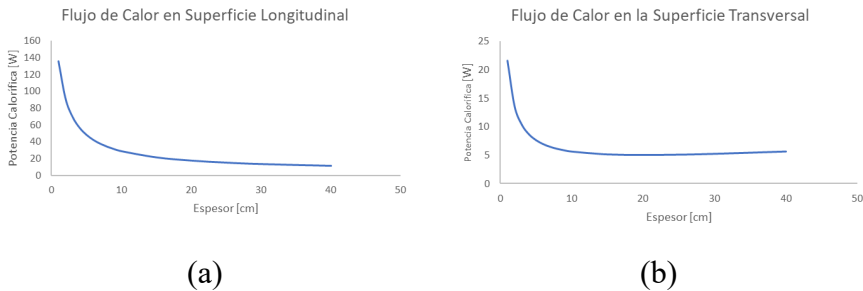


Figura 4.9. Variación de la potencia calorífica a diferentes espesores de aislante. (a) Pared longitudinal; (b) Pared transversal.

4.6. Discusión y análisis de resultados

En el presente estudio, se realizó un análisis térmico detallado en un tanque de almacenamiento de agua para evaluar las pérdidas de calor, los efectos de convección y las temperaturas superficiales del tanque, con diferentes espesores de aislante. El cálculo necesitó iteraciones porque el coeficiente de convección depende de las temperaturas superficiales.

El modelo matemático desarrollado implica una serie de cálculos internos que se basan en las condiciones específicas del fluido y las características geométricas del tanque. En primer lugar, se estimaron las temperaturas superficiales, estas cifras fueron esenciales para estimar los coeficientes de convección la transferencia de calor y comprobar el balance energético en el C.T.E.

Se determinó que las pérdidas de calor, cuando se utiliza 2 cm de espesor de aislante, ascendían a 91.475 W por la superficie longitudinal y de 13.552 W por una de las superficies transversales, dando un total, junto con las dos placas transversales de 118.579 J/s. Esta cifra representa la cantidad de energía térmica que el tanque perdería por cada segundo. Al respecto Mantilla López & Casallas Rodríguez (Mantilla López & Casallas Rodríguez, 2016) con un espesor de aislante de 5.5 cm y 0.044 W/(m K) de conductividad térmica, en un tanque de 0.944 m de longitud y 20 cm de diámetro obtuvieron pérdidas de 200 J/s. No se trata de verificar cuál es mejor, si no el fin es proporcionar información en forma general de las pérdidas de calor que al compararlas son similares lo cual se traduciría en una afirmación positiva del modelo matemático desarrollado. Además, se calcularon las temperaturas superficiales del tanque en varios puntos. Se observó que la temperatura de la superficie externa del tanque alcanzaba alrededor de 24 °C, mientras que la superficie interna, en contacto directo con el agua, mantenía una temperatura cercana a los 70 °C.

Para validar los resultados del modelo, se realizó una simulación térmica del tanque utilizando un software especializado en análisis térmico. Los valores de pérdidas de calor, convección y temperaturas superficiales obtenidos mediante la simulación se compararon con los cálculos del modelo y se encontró una alta concordancia entre ellos. Respecto a las temperaturas superficiales, entre los valores comparados su error fue menor al 7% y sólo un valor, la temperatura de la superficie transversal exterior fue del 18%, esto se justifica por lo mencionado por Bergman et al.(Bergman et al., 2011) donde se admite que las correlaciones en casos particulares pueden conducir a errores altos como del 25%. Sin embargo, se admiten los resultados ya que comparándolas puntualmente el valor calculado fue de 26.56 °C y el simulado fue de 22.51 °C. La simulación térmica confirmó que las pérdidas de calor estimadas eran consistentes con los cálculos, con una diferencia menor al 3%, validando la precisión de los resultados por el modelo matemático.

Respecto al espesor del aislante, de acuerdo con las curvas de funcionamiento obtenidas se estima que cercano a los 5 cm las pérdidas de calor no sufren gran impacto, tiende cada vez hacerse constantes, en este campo se sugiere un estudio más detallado para encontrar el espesor óptimo de aislante.

Bibliografía

- Bergman, T., Lavine, A., Incropera, F., & DeWitt, D. (2011). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* (John Wiley).
- Çengel, Y., & Ghajar, A. (2011). *Transferencia de Calor y Masa* (McGraw-Hil).
- Dupin, J. J., & Joshua, S. (2006). Una analogía térmica para la enseñanza de la corriente continua en electricidad : descripción y evaluación. *Enseñanza de Las Ciencias. Revista de Investigación y Experiencias Didácticas*, 8(2), 119–126. <https://doi.org/10.5565/rev/ensciencias.4927>
- Hinojos, J.; Farfán, R. (2018). La analogía entre el calor y la electricidad. Una base para confrontar el obstáculo epistemológico sustancialista en la electricidad en escuelas de ingeniería. *Acta Latinoamericana de Matemática Educativa* V. 31, 31(July), 584–591. https://www.researchgate.net/publication/326211009_La_analogia_entre_el_calor_y_la_electricidad_Una_base_para_confrontar_el_obstaculo_epistemologico_sustancialista_en_la_electricidad_en_escuelas_de_ingenieria
- Kreith, F., Manglik, R., & Bohn, M. (2013). *Principios de Transferencia de Calor* (S. González & O. R. Rosas (eds.); Séptima ed).
- Machaca Abregu, W. I., & Teruel, F. E. (2016). *Transferencia De Calor En El Régimen De Transición Laminar-Turbulento En Canales Rectangulares Para Reynolds Moderados*. Asociación Argentina de Mecánica Computacional, XXXIV, 8–11. <https://cimec.org.ar/ojs/index.php/mc/article/viewFile/5106/5038>
- Mahmoud, K. (2021). Effects of Variable Thermal Conductivity and Grashof Number on Non-Darcian Natural Convection Flow of Viscoelastic Fluids with Non Linear Radiation and Dissipations. In *Journal of Advanced Research in Applied Sciences and Engineering Technology* (Vol. 22, Issue 1, pp. 69–80). <https://doi.org/10.37934/araset.22.1.6980>
- Mantilla López, J. A., & Casallas Rodríguez, M. A. (2016). Diseño de un tanque de almacenamiento de agua caliente sanitaria utilizando

materiales de bajo costo. *Ingeniería Solidaria*, 12(19), 7–18.
<https://doi.org/10.16925/in.v12i19.1190>

Schvezov, C. A., Lespínard, A. R., & Externo, F. L. (2018). Modelización de la Transferencia de Calor de un Flujo Laminar a Través de un Cuerpo Cilíndrico. *Mecánica Computacional*, 36(47), 2189–2200.

Caso práctico 5

5. Dimensionamiento y producción de un biodigestor en una granja tipo B2 de ganado porcino

5.1. Introducción

El proceso de digestión anaeróbica se descubrió entre los años 1804 a 1810 cuando Dalton, Henry y Davy establecieron la composición química del metano, años más tarde en 1884, Gayon fermentó el estiércol a una temperatura de 35 °C, del que obtuvo 100 litros de metano por kg de estiércol (Tafur, 2017)

Mediante la aplicación de la tecnología de biodigestores actuales, el proceso de digestión anaerobia se ha optimizado significativamente. Gracias a la variedad de diseños y tamaños disponibles, este proceso permite una conversión más eficiente del estiércol en energía utilizable. Además, esta práctica tecnológica desempeña un papel crucial en la mitigación de la contaminación, sobre todo en la emisión de gases de efecto invernadero (GEI), los cuales están estrechamente vinculados al fenómeno del calentamiento global según lo señalado por Valarezo (2019).

En este capítulo se presenta la metodología de cálculo propuesta por (DIGESA, 2015), con el objetivo de obtener la cantidad de metano en función del número de animales en granjas porcinas de tipo B-2, que van desde 2 hasta 3200 animales considerando un máximo de 200 cerdas madres.

Con el objetivo de llevar a cabo el desarrollo del caso de estudio, se define la siguiente clasificación de edades para el ganado porcino:

- a) Lechones (desde el nacimiento hasta los 56 días de edad).
- b) Chanchillas (desde los 56 días hasta los 7 meses de edad).
- c) Cerdos de levante o crecimiento (desde los 56 días hasta los 5 meses de edad).
- d) Cerdos de engorde ceba (desde los 5 meses hasta los 7 1/2 meses o más de edad).
- e) Reproductores (as). Maternidad con cría.

5.2. Descripción del problema

La problemática central en este caso de estudio se relaciona con el cálculo del volumen del biodigestor y la estimación de la cantidad de biogás que podría ser generado en una granja de crianza de ganado porcino tipo B-2. La diversidad de categorías de animales presentes en la granja - lechones, cerdos de engorde y cerdos en maternidad con cría - junto con la variabilidad en la producción de purín (combinación de orina y heces) plantea un desafío en términos de la precisión requerida para dimensionar el biodigestor de manera adecuada y calcular el potencial de generación de biogás.

La importancia de este problema radica en la necesidad de gestionar eficientemente los residuos orgánicos generados por los animales en la granja. El cálculo erróneo del volumen del biodigestor podría resultar en un sistema ineficiente que no sea capaz de manejar la carga de purines generada. Además, una estimación incorrecta de la cantidad de biogás podría llevar a la subutilización de este recurso energético renovable o, por el contrario, a una producción excesiva que no pueda ser aprovechada de manera efectiva.

Dentro de este marco, este caso dirigirá su atención a una explotación porcina de categoría B-2, en este entorno conviven 130 lechones, 150 cerdos de engorde y 20 cerdos en maternidad junto a sus crías. El

objetivo es calcular el volumen del biodigestor y la cantidad de biogás que puede ser producido, cada categoría animal contribuye de manera distinta a la producción diaria de purín, la cual es una combinación de orina y heces. Los lechones aportan 1 litro, los cerdos de engorde generan 4.5 litros y los cerdos reproductores producen 16 litros de purín al día, respectivamente.

Es relevante considerar que, a pesar de que la composición del purín generado por el ganado porcino varía según la edad del animal, se asumirá una concentración promedio de sólidos totales (compuestos tanto orgánicos como inorgánicos) de 80 kilogramos por tonelada de purín, de este total, un 80% corresponde a sólidos volátiles, predominantemente materia orgánica, equivalente a 64 kilogramos por tonelada de sólidos volátiles (kg SV/ton).

5.3. Simbología

<i>Fp</i>	flujo de purines en [m ³ /día]
<i>L</i>	litros
<i>gal</i>	galones
<i>Nm³</i>	metro cúbico normal
<i>PCI</i>	poder calorífico inferior
<i>ST</i>	sólidos totales [kg]
<i>SV</i>	sólidos volátiles [kg]
<i>SI</i>	sólidos inorgánicos [kg]
<i>Tn</i>	tonelada
<i>Tr</i>	tiempo de retención en [días]
<i>Tri</i>	tiempo de residencia de inicio para su producción [días]
<i>TrM</i>	tiempo de residencia en el que se alcanza la producción máxima de biogás. [días]
<i>Vb</i>	volumen en bruto [m ³]

<i>Vd</i>	volumen diario [m ³]
<i>ARC</i>	Agencia de Residuos de Cataluña
<i>GEI</i>	gases de efecto invernadero
<i>INIA</i>	Instituto Nacional de Innovación Agraria
<i>ASPROCER</i>	Asociación Gremial de Productores de Cerdos de Chile

5.4. Marco conceptual

5.4.1. Digestión anaeróbica y tipos de granjas porcinas

La digestión biológica, también conocida como biometanización, es un proceso que ocurre en ausencia de oxígeno. En este proceso, parte de la materia orgánica presente en los residuos orgánicos se transforma por la acción de microorganismos en una mezcla de gases conocida como biogás. Este biogás consiste principalmente en metano y dióxido de carbono, así como en otras trazas de gases como amoníaco, hidrógeno y sulfuro de hidrógeno (ARC, 2009).

Según la clasificación del reglamento sanitario de granjas porcinas (DIGESA, 2015), las granjas porcinas se dividen en distintos tipos:

- Granja Porcina Tipo A: Capaz de albergar más de 350 cerdas de cría (más de 5600 animales).
- Granja Porcina Tipo B-1: Capaz de albergar más de 200 hasta 349 cerdas de cría (más de 3200 hasta 5600 animales).
- Granja Porcina Tipo B-2: Capaz de albergar de 2 hasta 199 cerdas de cría (hasta un máximo de 3200 animales).
- Granja Porcina Tipo C: Destinada a la tenencia de cerdos para subsistencia familiar, con capacidad para una cerda de cría (hasta 12 animales).
- Sólidos Totales y Sólidos Volátiles.

Los sólidos totales se refieren a la fracción total de sólidos presentes en un medio líquido (ver Figura 5.1a), siendo la suma de los sólidos suspendidos y los sólidos disueltos de una muestra. En cuanto a los sólidos volátiles (ver Figura 5.1b), son cruciales para entender la cantidad teórica de materia orgánica en un residuo que puede transformarse en biogás. Un mayor contenido de sólidos volátiles indica un mayor potencial de generación de biogás.

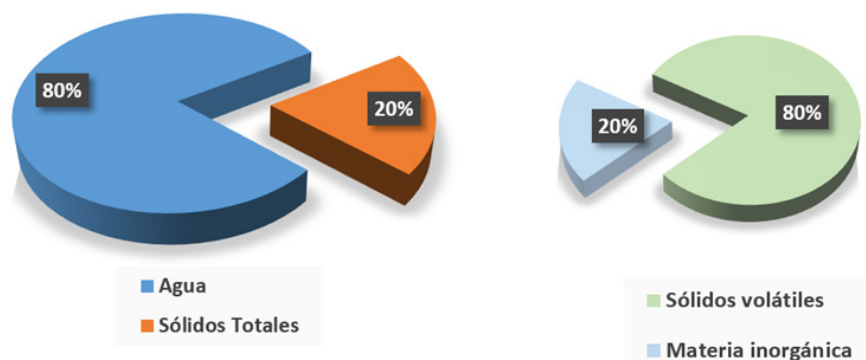


Figura 5.1. Relación entre sólidos volátiles, sólidos totales y sólidos inorgánicos en un residuo. (a) Residuo (1 Tonelada); (b) Sólidos totales (20%). Fuente: (Peralta A., 2015) y (Tobón, 2017).

En un contexto donde se presenta un residuo compuesto por un 80% de agua y un 20 % de sólidos totales, con la particularidad de que el 80% de estos sólidos totales corresponde a materia orgánica o sólidos volátiles susceptible de biometanización, se establece una relación clara, como se muestra en la Figura 5.1a.

Dentro de esta dinámica, se observa que el 80% de los sólidos totales presentes en el residuo representan materia orgánica que tiene la capacidad de ser sometido al proceso de biometanización. A medida que avanza esta transformación, los sólidos volátiles disminuyen gradualmente, debido a la conversión de la materia orgánica en compuestos como metano y dióxido de carbono, los cuales conforman el biogás.

La Figura 5.1b ilustra la proporción de sólidos volátiles presentes en una tonelada de la composición original del residuo. Este gráfico proporciona una herramienta para evaluar el rendimiento del proceso de biometanización. Un descenso más pronunciado en los sólidos volátiles insinúa un aprovechamiento más eficiente del potencial de biogás contenido en los residuos originales.

Sin embargo, es fundamental señalar que, en la mayoría de las instalaciones industriales, la aspiración a una disminución del 100% en los sólidos volátiles se enfrenta a limitaciones de naturaleza económica.

Los costos prohibitivos involucrados en alcanzar una reducción completa, como la implementación y operación de tecnologías avanzadas, la gestión de residuos altamente procesados y el consumo de energía, han llevado a que, en la práctica, no se persiga este objetivo. Las decisiones económicas y la viabilidad financiera juegan un papel crucial en la determinación de hasta qué punto se puede llevar a cabo la reducción de sólidos volátiles sin afectar negativamente la rentabilidad y sostenibilidad de la operación.

5.4.2. Concepto de la cantidad de biogás y combustible fósil

La cantidad de biogás se mide en términos de volumen o energía generada a partir de procesos de digestión anaeróbica de materia orgánica, como residuos agrícolas y de animales, lodos de depuradoras y otros desechos orgánicos. Este biogás, compuesto principalmente por metano, puede ser utilizado como fuente de energía térmica o eléctrica, y se considera una alternativa más sostenible y respetuosa con el medio ambiente.

Por otro lado, la cantidad de combustible fósil se refiere a la cantidad de energía contenida en los recursos no renovables extraídos de la Tierra, como petróleo, gas natural y carbón. Estos combustibles se queman para generar

energía térmica o eléctrica, pero su uso está asociado con la emisión de gases de efecto invernadero y otros impactos ambientales negativos.

Comparar la cantidad de biogás generado con la cantidad de energía obtenida a partir de combustibles fósiles permite evaluar la viabilidad y los beneficios ambientales del uso de fuentes de energía más limpias y sostenibles. Esta comparación es fundamental para entender cómo la adopción de biogás puede contribuir a la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero y alinearse con objetivos de sostenibilidad y mitigación del cambio climático.

5.5. Desarrollo

5.5.1. Análisis de Componentes en una tonelada de purín

En el proceso de comprender la composición detallada de una tonelada de purín, es fundamental para realizar cálculos precisos para determinar el contenido de agua, los sólidos totales, los sólidos volátiles y los sólidos inorgánicos.

Contenido de agua.

Comenzamos este análisis calculando el contenido de agua en una tonelada de purín. Basándonos en la información proporcionada sobre los sólidos totales (80 kg/Tn), podemos deducir el contenido de agua al restar el valor de los sólidos totales de la masa total de una tonelada (1000 kg):

$$\textit{Contenido de Agua} = 1000 \textit{ kg} - 80 \textit{ kg} = 920 \textit{ kg/Tn}$$

Sólidos Totales.

Los sólidos totales ya se han dado en el enunciado, siendo 80 kg/Tn

Sólidos Volátiles.

Para determinar los sólidos volátiles, que corresponden al 80% de los sólidos totales (80 kg/Tn), realizamos el cálculo:

$$\text{Sólidos Volátiles} = 80 \text{ kg/Tn} \cdot 0.80 = 64 \text{ kg/Tn}$$

Sólidos Inorgánicos.

Con el objetivo de hallar los sólidos inorgánicos, sustraemos los sólidos volátiles de los sólidos totales:

$$\text{Sólidos Inorgánicos} = \text{Sólidos Totales} - \text{Sólidos Volátiles}$$

$$\text{Sólidos Inorgánicos} = 80 \text{ kg/Tn} - 64 \text{ kg/Tn} = 16 \text{ kg/Tn}$$

Resumiendo, en una tonelada de purín se obtiene (ver Tabla 5.1):

Tabla 5.1. En una tonelada de purín se obtiene los siguientes porcentajes

Descripción	Producción de purín (Kg/Tn)	Porcentajes (%)
Contenido de agua:	920	92.0
Sólidos totales (ST):	80	8.0
De los ST se obtiene los sólidos volátiles:	64	6.4
De los ST se obtiene los sólidos inorgánicos:	16	1.6

5.5.2. Cálculo y tabulación de la producción total de purín

La producción total de purín se calcula con base a la cantidad de animales presentes, proyectándola para un año y teniendo en cuenta la densidad del purín, establecida en 1.025 toneladas por metro cúbico (Tn/m^3). En la Tabla 5.2 se presenta la producción de purín diaria y del caso de estudio.

Tabla 5.2. Producción total de purín al día

Descripción	Animales	Producción de excretas (lt/día)	Producción de purín (m^3 /día)
Lechones	130	1.0	130
Engorde	150	4.3	645
Reproductoras	20	15.1	302
Total	300	20.4	1077

Fuente: (Peralta A., 2005)

5.5.3. Cálculos para proyección anual y densidad del purín

- Total de producción: $1.077 m^3/día \times 365 días = 393.105 m^3/año$
- Densidad del purín: $1.025 Tn/m^3$

5.5.4. Proyección de la producción de Purín

- Total de purín al día: $1.077 Tn/día$
- Total de purín al año: $402.93 Tn/año$

Nota: Los valores de la columna producción de excretas (lt/día) de la Tabla 5.2 se han extraído de (Peralta A., 2005).

Los cálculos se han realizado multiplicando la cantidad de animales por los litros de purín que generan, obteniendo así los litros de purín por día. Luego, se transforma esta cifra a metros cúbicos por día ($1.077 \text{ m}^3/\text{día}$) y se proyecta a lo largo de un año para obtener $393.105 \text{ m}^3/\text{año}$.

Considerando la densidad del purín de 1.025 Tn/m^3 , se llega a una producción diaria de 1.104 toneladas y una producción anual de 402.93 toneladas de purín.

5.5.5. Cálculo y presentación de la producción de sólidos volátiles y agua

A partir de la cantidad total de purín (402.93 toneladas de purín), es posible determinar la cantidad de sólidos volátiles (SV) y el agua generada anualmente, tomando como referencia los porcentajes de la Tabla 5.1. Estos datos se plasman en la Tabla 5.3:

Tabla 5.3. Producción de sólidos totales (ST), sólidos volátiles (SV) y agua al año

Descripción	Porcentaje	Producción (T/año)
Producción de ST al año	8.0 %	32.32
Producción de SV al año	6.4 %	25.79
Producción de agua al año	92.0 %	370.70

Basados en el dato total de purín anual de 402.93 Tn/año y tomando en consideración los porcentajes previamente calculados en la Tabla 5.3., se deriva que la producción anual de sólidos volátiles, (SV) equivale a 25.79 Tn/año .

Es relevante mencionar un estudio llevado a cabo por UEA (2013), en el cual se sometió el purín a pruebas de laboratorio. Estas pruebas consistieron en la colocación del purín en un biodigestor continuo

de 5 litros con un sistema de absorción. De este estudio se lograron conclusiones significativas:

Los microorganismos presentes en el purín resultan adecuados para la producción mesofílica a una temperatura de 32 °C, además, se logra una reducción del 60 % en el porcentaje de sólidos volátiles.

Una vez que se alcanza dicha reducción, se procede a extraer una parte del digerido y a introducir la misma cantidad de residuo, manteniendo el biodigestor en funcionamiento continuo. Diariamente, se añade nueva materia y se retira el digerido³.

- La Figura 5.2, claramente presenta el tiempo de residencia (Tri) necesario para alcanzar la producción de 6 días. Además, el tiempo de residencia de máxima producción de biogás (TrM) se alcanza en 26.10 días. Posteriormente estable, el período de producción se estabiliza desde el día 22 al 24 y continúa de manera a partir del día 120.

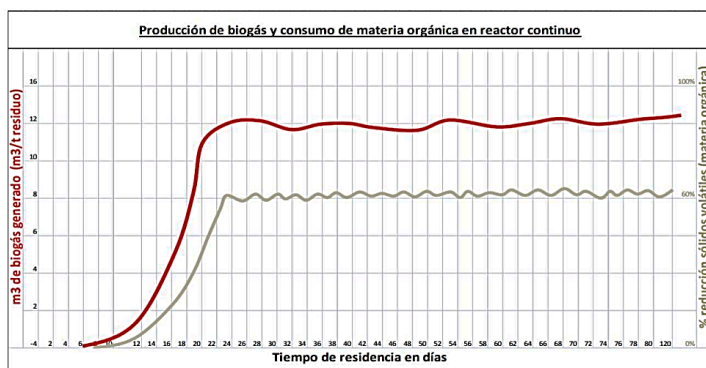


Figura 5.2. Producción de biogás y consumo de materia orgánica en reactor continuo. Fuente: UEA (2013).

Nota: Riqueza media del biogás: 55% en metano (CH₄).

³ Nota: La fuente de información es propia para los cálculos y referencias bibliográficas externas, como UEA (2013), respaldan los hallazgos específicos.

- La producción máxima de biogás es de 12.90 m³ por tonelada de residuo, con una reducción de sólidos volátiles (SV) del 61.10 % al llegar a la producción máxima.

Para calcular la producción de metano puro, se considera la riqueza media del biogás en metano, que es del 55 %. Dicho cálculo resulta en una producción de metano puro de 7.095 m³ por tonelada de residuo, lo que proporciona una visión más específica del valor energético del biogás generado.

En un estudio llevado a cabo por INIA en conjunto con ASPROCER (2011), se menciona que, dependiendo del tipo de biodigestor, se pueden aplicar valores medios de tiempo de residencia. Estos valores varían entre 0.4 y 6 días para biodigestores de mezcla completa, y entre 4 y 28 días para biodigestores de flujo de pistón o flujo continuo.

A partir de esta información, se procede a dimensionar el biodigestor continuo mediante la Ecuación 5.1 y estimar su producción, considerando los siguientes datos:

Volumen diario por introducir en el biodigestor de purín: 1.077 m³/día.

$$V_b = Tr \times F_p \quad (\text{Ec. 5.1})$$

Donde:

V_b representa el volumen bruto del biodigestor

Tr es el tiempo de residencia.

Si el tiempo de residencia es de 22 días y se tiene 1.077 m³/día de purín, se obtiene un volumen diario de 23.694 m³.

A fin de garantizar la seguridad, se incorpora un 20 % adicional al volumen bruto, resultando en un volumen total de 28.43 m³.

5.5.6. Cálculo de las dimensiones del biodigestor

Para calcular las dimensiones del biodigestor, es necesaria la (5.2, que considera el volumen de un cilindro, y permite calcular el radio del biodigestor. Con una altura de 2 metros, se establece un radio de $r = 2.13 \text{ m}$. El volumen resultante del biodigestor se traduce en dimensiones concretas: 2 metros de altura y un diámetro de 4.26 m .

$$V = \pi * r^2 * h$$

(Ec. 5.2)

$$r = \sqrt{28.43 / (\pi * 2)}$$

Obteniendo un radio de 2.13 m .

La producción diaria de biogás y metano se refleja en la Tabla 5.4.

Tabla 5.4. Biogás y metano a diario

Descripción	Valor
Biogás generado (Figura 5.1)	12.9 m ³ /Tn residuo
Total de purín día (Tabla 1)	1.104 Tn/día
Biogás diario (Figura 2)	14.241 m ³ / día
Riqueza media del biogás (Figura 5.1)	(55%) – 0.55
Metano diario	7.832 m ³ / día

La producción diaria de biogás se calcula multiplicando el biogás generado (Figura 5.1) por el total de purín diario. A su vez, el metano diario se obtiene multiplicando el porcentaje (55%) de metano contenido en el biogás diario, dando como resultado $7.832 \text{ m}^3/\text{día}$ de metano.

Desde la perspectiva energética, el metano es el componente de mayor interés, ya que los demás componentes no son combustibles o están en proporciones insuficientes para aportar energía significativa.

El metano exhibe un alto poder calorífico:

- PCI metano: 11.946 *kcal/kg* o 13.89 *kWh/kg*
- Densidad en condiciones normales: 0.668 *kg/m³*
- Densidad energética: 8000 *kcal/Nm³* o 9.3 *kWh/ Nm³*

Conocer el poder calorífico del metano facilita deducir su PCI y densidad energética, especialmente si se conoce el porcentaje de metano en el biogás. Teniendo en cuenta que la densidad energética del metano es de 9.3 *kWh/Nm³* y la de la gasolina es de 8.5 *kWh/litro*, se puede calcular cuántos litros de gasolina producirá el sistema en términos equivalentes de energía (ver Tabla 5.5).

Tabla 5.5. Cálculo de litros de gasolina al día

Descripción	Valor
Densidad energética del metano	9.3 <i>kWh/Nm³</i>
Densidad energética de gasolina	8.5 <i>kWh/litro</i>
Energía del metano diario = metano diario x densidad energética del metano.	74.231 <i>kWh/día</i>
Litros gasolina= Energía del metano/densidad energética de la gasolina	8.733 <i>litros/día</i>

Los litros de gasolina se obtienen dividiendo la energía del metano sobre la densidad de la gasolina obteniendo 8.733 *litros/día*; que corresponde a 2.30 *gal/día*; realizando una relación de forma superficial versus al costo de la gasolina Súper y Ecopaís de Ecuador se presenta en la Tabla 5.6:

Tabla 5.6. Costo máximo de producción en dólares

Tipos de gasolinas	gal/día	Costo de gasolina por Gal.	\$/día	\$/mes
Súper	2.30	3.92	8.88	266.55
Ecopaís	2.30	2.40	5.43	163.01

5.6. Discusión y análisis de resultados

El resultado más significativo de este ejemplo es la considerable cantidad de biogás diario, la cual alcanza los 14.241 metros cúbicos por día. Este valor se obtuvo a partir del volumen total de purín procesado al día, que corresponde a 1.104 toneladas, proveniente de una granja tipo B-2 que alberga 130 lechones, 150 cerdos de engorde y 20 madres con crías.

Además, es importante destacar que el estudio realizado por Osejos-Merino et al. (2018) presenta un resultado similar. En este estudio, a partir de 0.9 toneladas de estiércol de cerdo, se logró generar una cantidad de 19.20 metros cúbicos por día de biogás. Sin embargo, se apreciará una diferencia notable en el tiempo de retención, ya que en este caso específico se establece un período de 20 días, mientras que en el ejercicio propuesto se emplea un tiempo de retención de 26.10 días.

Otro hallazgo importante es el volumen requerido para alojar el sistema de generación de metano, el cual se estima en 28.43 metros cúbicos. En este sentido, se optó por implementar un biodigestor continuo que debe mantener un diámetro mínimo de 4.26 metros y una altura de 2 metros; de igual forma Osejos-Merino et al. (2018) mantiene un diámetro de 6 metros y una altura de 3 metros.

En términos energéticos, se destaca la producción de metano, calculada en 7.832 metros cúbicos al día, considerando que el 55 % del biogás diario es metano. Luego, al comparar las densidades energéticas del metano y la gasolina, se obtiene el equivalente en litros de gasolina producido por el sistema, resultando en 8.33 litros de gasolina al día.

Al abordar la perspectiva económica, se realizó un análisis de los costos de producción, relacionando el equivalente de 2.30 galones de gasolina con los precios de la gasolina súper y Ecopaís. Este ejercicio arrojó un costo diario de \$8.88 y \$5.43 respectivamente, con una proyección mensual de \$266.55 para la gasolina súper y \$163.01 para la gasolina extra.

El proceso anaeróbico se constituye como un factor esencial en la producción de metano, especialmente cuando se utilizan biodigestores de manera eficiente. A través de este proceso, se pueden obtener varios beneficios ambientales notables, tales como la generación de energía renovable, el tratamiento de residuos, la mejora en la calidad del agua, y la reducción de olores y patógenos. Estas ventajas posicionan al proceso anaeróbico como un enfoque sostenible y beneficioso en múltiples aspectos.

Bibliografía

- ARC, Agencia de Residuos de Cataluña. (2009). Digestión anaerobia. Agència de Residus de Catalunya. Recuperado el 12 de julio de 2023, de https://residus.gencat.cat/es/ambits_dactuacio/valoritzacio_reciclatge/instal_lacions_de_gestio/tractament_biologic/digestio_anaerobia/
- DIGESA. (2015). Reglamento sanitario de granjas porcinas.
- Osejos-Merino, MA, Jaramillo-Véliz, JJ, Merino-Conforme, MV, Quimis-Gómez, AJ, & Alcívar-Cobeña, JL (2018). Producción de biogás con estiércol de cerdo a partir de un biodigestor en la Granja EMAVIMA Jipijapa – Ecuador. Dominio de las Ciencias, 4 (1), 709. <https://doi.org/10.23857/dc.v4i1.788>
- Peralta A., JM (Ed.). (2005). Recomendaciones técnicas para la gestión ambiental en el manejo de purines de la explotación. En S. Zandra Monreal A. (Médico Veterinario), SSR Yorka Retamal M. (Ing. Civil Químico), F. Salazar (Ing. Agrónomo Ph.D.), F. Ortega K. (Ing. Agrónomo Ph.D.), F. Baeriswyl (Ing. Agrónomo), & L. Avendaño Fuentes (Ing. Agrónomo). Santiago, Chile.
- Tafur, D. (2017). Departamento de Ciencias de la Vida. ESPE, 1.
- Tobón, H. (2017). Evaluación del impacto ambiental en biodigestores anaeróbicos en el SENA, Regional Cesar. RETO, 5 (2333-8059), 11.
- UEA. (2013). Biomasa y biocombustibles. En Manual técnico de energía renovable (págs. 182-190).
- Valarezo, GM (2019). Diseño y emplazamiento de un biodigestor para el aprovechamiento de biogás en la granja de explotación porcina 'Mis Tres Marías', Arenillas-El Oro-Ecuador. Repositorio UPS, (76).

Caso práctico 6

6. Metodología de eficiencia eléctrica aplicada a usuarios residenciales del barrio Ciudad Victoria de la ciudad de Loja, considerando la norma ISO 50001-2018

6.1. Introducción

El presente caso práctico centra su atención en el estudio del consumo eléctrico residencial con el fin de analizar su comportamiento desde el enfoque de la eficiencia energética tratando de llegar al diseño de un procedimiento basado en el ciclo de mejora continua (planificar, hacer, verificar y actuar) que la norma ISO 50001:2018 recomienda con relación a los sistemas de gestión energética (SGE) lo que permite a los usuarios residenciales formular estrategias para mejorar constantemente sus hábitos de consumo frente a las necesidades de confort existentes en su entorno doméstico.

De acuerdo con Vallejo (2021) en América Latina y El Caribe, en el periodo de 2008 al 2018, hubo un aumento del 38 % del consumo de electricidad en el sector residencial. Este aumento se evidencia en el consumo per cápita de los países de la región, el cual se incrementó 24 % en el mismo periodo. En el caso de Ecuador, en los últimos diez años, el consumo de energía eléctrica por parte de los usuarios residenciales se incrementó en un 51 %, guardando concordancia con el aumento de clientes residenciales que ha sido de un 29 %.

Con la ejecución de este proyecto se busca establecer una base metodológica para el estudio del aprovechamiento eléctrico en viviendas con características de consumo parecidas, de modo que se fomente la reducción de este y los costos, sin obviar la eficiencia y el confort. Con el principio de las Smart Grids o redes inteligentes se busca establecer una comunicación entre la instalación y el usuario empleando tecnología digital con un sistema informático automatizado en lo que respecta al monitoreo y medición del comportamiento eléctrico, propio de la Industria 4.0.

6.2. Descripción del problema

Las deficiencias en el rendimiento energético del sector eléctrico residencial de la ciudad de Loja, al igual que el de otras ciudades del país, puede conllevar a un aumento en el consumo de recursos naturales y por tanto el incremento de los costos de la energía. Esto acarrea preocupaciones sobre el medio ambiente, la seguridad energética y la prosperidad económica de los hogares.

En el Ecuador existen obstáculos que no permiten alcanzar el máximo potencial de aprovechamiento energético, los cuales consisten principalmente en inversiones iniciales elevadas, baja aceptación de los consumidores, falta de información, acceso limitado a tecnologías eficientes, dificultad para cuantificar y medir los beneficios derivados de la puesta en marcha de las medidas de eficiencia energética.

El problema de investigación tiene que ver con la carencia de una metodología para evaluar la eficiencia eléctrica en usuarios residenciales de la ciudad de Loja, teniendo como caso de estudio el barrio Ciudad Victoria y considerando la norma ISO 50001- 2018.

6.3. Simbología

A_{ec}	ahorro económico en [USD/mes]
E_{cm}	energía consumida al mes en [kWh/mes]
T_e	tarifa eléctrica en [USD/kWh]
η	rendimiento luminoso en [lm/W]
P	potencia en [W]
$\emptyset$	flujo luminoso en [lm]
$EnPI$	indicador de rendimiento energético en [kWh/persona o kWh/m ²]
$EnPI_{rf}$	indicador energético referencial en [kWh/persona o kWh/m ²]
V_a	variable actuante
A_{en}	ahorro energético en [kWh/mes]
F_{em}	factor de emisión en [kg de CO ₂ /kWh]
Em_{CO_2}	emisiones de CO ₂ en [kg de CO ₂ /persona o kg de CO ₂ /m ²]
Em_{CO_2ref}	emisiones de CO ₂ referenciales en [kg de CO ₂ /persona o kg de CO ₂ /m ²]
Em_{CO_2mj}	emisiones de CO ₂ mejoradas en [kg de CO ₂ /persona o kg de CO ₂ /m ²]
A_{em}	ahorro de emisiones de CO ₂ en [kg de CO ₂ /mes]
PRI_{simple}	periodo de retorno de la inversión en [días, meses, años, etc.]
I_0	inversión realizada en [USD]

6.4. Marco conceptual

6.4.1. Eficiencia energética

La eficiencia energética (EE) promueve acciones que permiten el uso racional de los recursos energéticos de un lugar con el objetivo de alcanzar el máximo grado de confort a costa de la aplicación de prácticas ambientales que optimicen los recursos, evitando pérdidas que

se traducen en dinero malogrado y contaminación al interior y exterior de las edificaciones.

El uso de tecnologías cada vez más avanzadas tienen gran cabida, mismas que deberían requerir menos energía para cumplir una función específica que mejore la calidad de vida, alcanzando un ahorro significativo (Guillén et al., 2014).

6.4.2. Eficiencia energética en el sector residencial

Para aterrizar el concepto de la eficiencia energética en edificaciones residenciales se deben considerar aspectos relacionados directamente con el consumo por equipo/electrodoméstico, tipo de iluminación, diseño bioclimático, hábitos de consumo y tecnología existente que favorezca a un mejor desempeño de la energía consumida por una vivienda (María T. Baquero L & Felipe Quesada M, 2016).

Se mencionan a continuación algunas estrategias generales para favorecer la implementación y gestión eficiente del recurso energético en los usuarios residenciales:

- Con el uso de la domótica se puede automatizar sistemas como el de iluminación, climatización, ACS (agua caliente sanitaria), puesta en marcha de electrodomésticos, etc., en función de las necesidades de cada espacio.
- El monitoreo constante de la energía consumida mediante dispositivos inteligentes constituye una herramienta eficaz a la hora de llevar un control más minucioso del rendimiento y ahorros energéticos.
- Un apropiado diseño arquitectónico sostenible (diseño bioclimático) favorece a la generación de ahorros energéticos

en sistemas como el de climatización e iluminación, tratando de llegar a una adecuada aislación térmica en el primer caso y un mayor aprovechamiento de la luz natural en el segundo.

- El uso de energías renovables como la solar constituye un recurso que promueve la implementación de sistemas como el de calentamiento solar de agua o el fotovoltaico para la generación de energía eléctrica.

6.4.3. Sistemas de gestión energética (SGE)

Es la parte del sistema de gestión de una organización dedicada a desarrollar e implantar su política energética, así como a gestionar aquellos elementos de sus actividades, productos o servicios que interactúan con el uso de la energía.

6.4.4. Norma UNE-EN ISO 50001:2018

ISO 50001 es una regulación internacional desarrollada por ISO (Organización Internacional de Normalización) que tiene como propósito permitir la mejora continua en eficiencia energética, seguridad energética, uso y consumo de energía con un enfoque sistemático de cualquier organización y/o edificación, independientemente del tamaño, tipo y actividad desempeñada (ISOTools, 2019).

Los principales objetivos de la norma ISO 50001 son:

- Apoyar a las organizaciones en el establecimiento del uso y el consumo de energía más adecuado.
- Promover las mejores prácticas de gestión de la energía y reforzar los beneficios con la aplicación de la gestión energética.

- Apoyar la evaluación y priorización de la implementación de nuevas tecnologías más eficientes en cuanto al uso de la energía.
- Establecer un escenario para la promoción de la eficiencia energética a través de la cadena de suministro.
- Favorecer la mejora de la gestión de la energía en conjunto con proyectos de reducción de los gases de efecto invernadero.
- Permitir la integración con otros sistemas de gestión organizacionales, como el de calidad, medioambiental, salud y seguridad.

6.4.5. Planificación energética

La planificación energética se sustenta el ciclo de Deming o de mejora continua PHVA (planificar, hacer, verificar y actuar), de manera que en cada apartado se tienen las siguientes consideraciones:

- **Planificar:** implica conocer el contexto de la vivienda a intervenir mediante la revisión o auditoría energética:
- **Realizar** la revisión de la instalación eléctrica: detección de fugas a tierra, balance de cargas en las fases o líneas, elaboración de planos, etc.
- **Identificar** los usos significativos de la energía.
- Análisis de los sistemas consumidores para proponer medidas de eficiencia energética (cambio tecnológico o hábitos de consumo).
- **Priorización** de las oportunidades de mejora.
- **Definir** las medidas de eficiencia energética más convenientes con una proyección de la inversión económica.

- **Diseño** de indicadores energéticos/ambientales referenciales (EnPIs) o de base a partir de las mediciones ejecutadas en cada sistema eléctrico, relacionándolos con alguna variable actuante.

Los Indicadores de rendimiento energético-EnPIs brindan información como punto de partida para tomar decisiones y acciones para el mejoramiento de la eficiencia energética en una organización. Tiene una aplicación concisa a la hora de comparar el rendimiento energética inicial o anterior (valor de referencia) con el posterior (valor de EnPI actual) una vez que se introdujeron los planes de acción correctivos o de mejora del uso de la energía. La diferencia entre el valor de referencia y el actual es un indicio de mejora o cambio en el rendimiento energético (NQA, 2018).

El valor energético de referencia implica un dato cuantitativo producto de la revisión realizada dentro de la organización. Por lo tanto, es importante definir una expresión que permita calcular los indicadores de referencia y los generados luego de la aplicación de las medidas correctivas para cada edificación o zona dentro de la misma, Ecuación 6.1 (Prias et al., 2019):

$$EnPI = \frac{E_u}{V_a} \quad (\text{Ec. 6.1})$$

El indicador de rendimiento energético es afectado por una variable actuante, misma que puede ser: los metros lineales, metros cuadrados, número de ocupantes, etc., de un espacio. La Ecuación 6.2 es la que permite determinar el ahorro energético al comparar el indicador referencial con el generado luego de las mejoras.

$$A_{en} = EnPI_{rf} - EnPI_{mj} \quad (\text{Ec. 6.2})$$

También es importante considerar las emisiones de CO₂ derivadas del consumo eléctrico de los distintos sistemas. Por eso, a manera de indicador se plantea la Ecuación 6.3 para encontrar los kg de CO₂ emitidos al ambiente respecto a una variable actuante, donde el factor de emisión () tiene un valor de 0.1917 en [kgCO₂/kWh] según CENACE (2021).

$$Em_{CO_2} = EnPI * F_{em} \quad (\text{Ec. 6.3})$$

- **Hacer:** aquí se ejecutan los planes de acción relacionados con la instalación de nuevos y más eficientes equipos o también acciones destinadas a una mejor gestión del tiempo en que se ocupa determinado artefacto.
- **Verificar:** se busca controlar, medir, analizar y evaluar el rendimiento energético de la vivienda en función de las metas planteadas:
- Verificar la efectividad y cumplimiento de los planes de acción.
- Determinar los EnPIs actuales en base a las nuevas mediciones.
- Cotejar los valores de los EnPIs actuales con los referenciales.
- Realizar un estudio energético, económico y de impacto ambiental. Se ocupan conceptos como el PRI simple (periodo de retorno de la inversión) (ver Ecuación 6.4), ahorro económico con el costo de la energía de 0.093 USD/kWh (ver Ecuación 6.5) y el ahorro de emisiones evitadas de CO₂ (ver Ecuación 6.6)

$$PRI\ simple = \frac{I_o}{A_{ec}} \quad (\text{Ec. 6.4})$$

$$A_{ec} = A_{en} * T_e \quad (\text{Ec. 6.5})$$

$$A_{am} = A_{en} * F_{em} \quad (\text{Ec. 6.6})$$

- **Actuar:** se pretende actuar sobre las no conformidades surgidas por el incumplimiento de la meta energética, de manera que se logren determinar otras acciones encaminadas a retroalimentar el sistema de gestión energética:
- **Identificar** los EnPIs que no cumplen con la meta energética.
- **Evaluar** la necesidad de acciones para eliminar las inconformidades.
- **Implementar** las acciones correctivas necesarias: uso de otras energías, domótica, incentivar el uso responsable de ciertos equipos, etc.
- **Retroalimentar** el sistema desde la etapa primera.

6.4.6. Clusterización de datos medidos

La clusterización consiste en una técnica para el análisis de datos presentes en grandes volúmenes, con el fin de seccionar dicha información en tomos distintivos más pequeños que sean mejor interpretables y diferenciables entre sí. El objetivo que se persigue es alcanzar un agrupamiento que facilite la descripción e interpretación de

las diferencias en el comportamiento de la demanda diaria de consumo eléctrico medido mediante dispositivos de medición inteligente (Castrillejo & Massa, 2019).

El clustering requiere en primera instancia que los datos de potencia y energía (en kW y kWh, respectivamente) presentes en la nube (cloud) del equipo de medición sean transferidos para su visualización a la app del teléfono móvil, para luego ser exportados al correo personal del investigador, ser descargados como archivos de extensión .csv y gestionados, posteriormente, en Excel, (ver Figura 6.1).

Del periodo de medición se obtienen perfiles de carga diario como los expuestos en la Figura 6.2, donde se tienen curvas de demanda tanto para días laborables (lunes a viernes) y no laborables (sábado y domingo). Lo que se pretende conseguir con la clusterización es generar un perfil de carga representativo para cada caso.

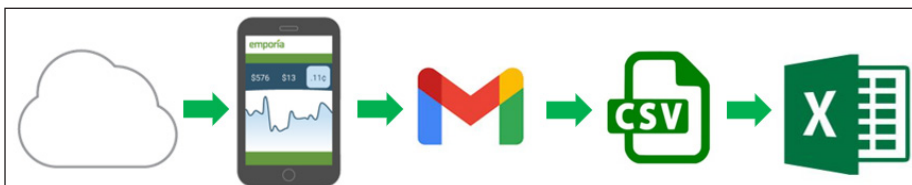


Figura 6.1. Proceso de obtención de los datos de potencia y energía

Del periodo de medición se obtienen perfiles de carga diario como los expuestos en la Figura 6.2, donde se tienen curvas de demanda tanto para días laborables (lunes a viernes) y no laborables (sábado y domingo). Lo que se pretende conseguir con la clusterización es generar un perfil de carga representativo para cada caso.

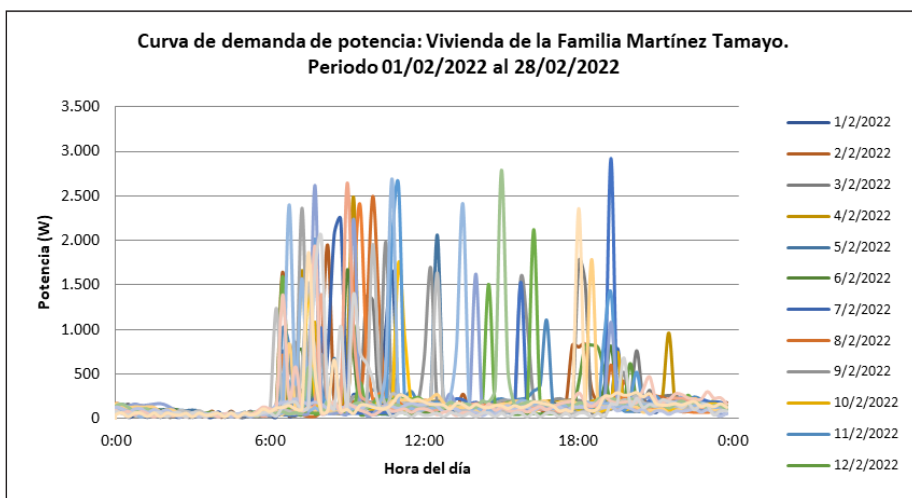


Figura 6.2. Perfiles de carga diario del usuario # 247396, febrero del 2022

6.4.7. Dashboard

Un dashboard o panel de control (ver Figura 6.3) consiste en una herramienta visual para la gestión y seguimiento de los datos en una edificación. Se emplean los datos de consumo eléctrico medidos para diseñar un entorno visual que refleje de manera resumida y concisa los hábitos de consumo, indicadores de rendimiento energético, usos finales de la energía, entre otros parámetros, a fin de tener un instrumento que agilice el análisis de los datos en “frio” que otorga solamente el instrumento de medición.

El dashboard requiere la vinculación de todas las hojas de cálculo desarrolladas durante la investigación con el uso de tablas dinámicas y segmentación de datos.



Figura 6.3. Ejemplo de la interfaz de un dashboard

6.5. Desarrollo

6.5.1. Caracterización de usuarios residenciales

En cada una de las viviendas se monitoriza las variables de potencia y energía a la salida del tablero general de medición (luego del breaker principal), lo que permite contabilizar los consumos totales en intervalos de 15 minutos durante un mes (ver Figura 6.4).



Figura 6.4. Medición general del consumo eléctrico en una vivienda.

Por otro lado, se colocan enchufes inteligentes y sensores de inducción (SI) no invasivos que monitorean, igualmente, las variables de potencia y energía a lo largo de una semana sobre los artefactos eléctricos y circuitos existentes. En la Figura 6.5 se aprecia un esquema de los dispositivos instalados.

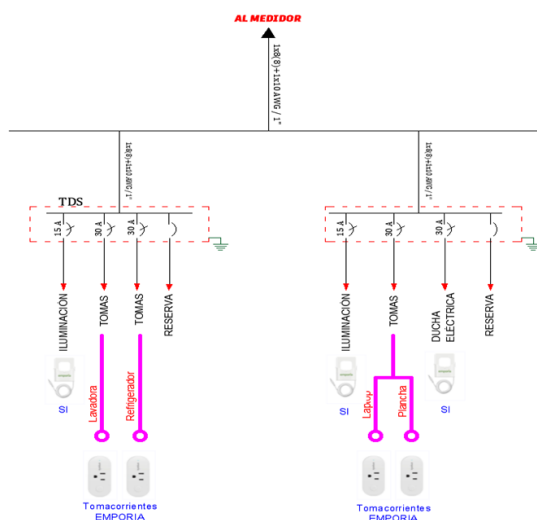


Figura 6.5. Esquema representativo de los aparatos de medición instalados

A partir de las mediciones ejecutadas con los equipos de monitoreo se registró los siguientes valores de consumo eléctrico semanal por cada sistema y el total correspondiente, tal como se muestra en la Tabla 6.1.

Tabla 6.1. Distribución de consumos en usuarios residenciales

Sistema/Equipo	Consumo eléctrico (kWh/semana)		
	Número de medidor de cada vivienda		
	# 247396	# 206359	# 244655
Ducha eléctrica	7.79	9.90*	12.28*
Refrigerador	5.46	10.94	7.35
Iluminación	4.39	5.37*	9.28*
Sistemas informáticos	5.66	2.66	0.23
Lavadora	0.54	0.49	0.78
Otros artefactos	0.46	4.38	6.07
Total	24.30	33.74	36.00
Promedio (kWh/semana)	31.35		
Promedio (kWh/mes)	134.80		

Nota: Los valores marcados con * se corresponden con proyecciones de consumo a partir de la potencia y tiempo de uso debido a la dificultad del espacio para colocar el monitor de energía en los tableros de distribución correspondientes.

6.5.2. Clusterización de perfiles de carga

En la Figura 6.5 se presentan las curvas de carga representativas para los días laborables (lunes a viernes) en las viviendas analizadas. Estos perfiles obedecen al comportamiento usual de sus integrantes, con picos de consumo en la mañana debido a la influencia de la ducha eléctrica, que se pueden extender hasta la tarde, pero en menor intensidad y en la noche se muestran de nuevo consumos elevados. En la madrugada existe una demanda reducida en todos los casos por la evidente inactividad.

Para los días sábado y domingo (ver Figura 6.6 y Figura 6.7, respectivamente) se tiene del mismo modo los perfiles de carga de cada vivienda, donde se evidencian picos de consumo en la mañana y noche para el sábado, con atenuaciones en el resto del tiempo. Mientras que para el domingo el consumo en el transcurso de la mañana y tarde no obedece a un horario común en las tres viviendas, en la noche se presentan intensidades mayores en los tres casos.

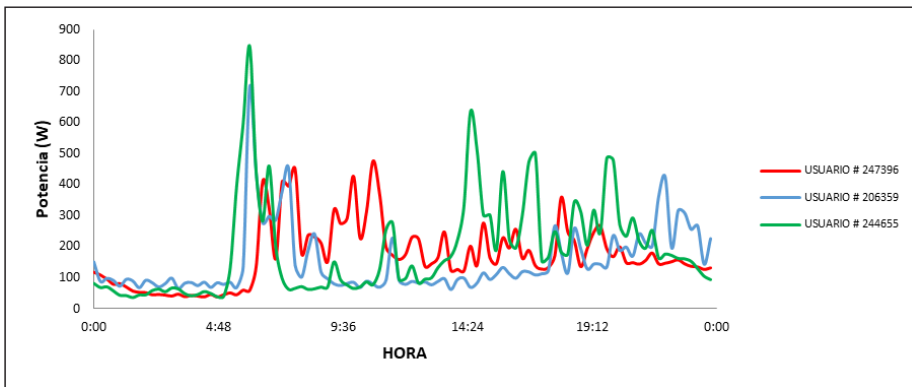


Figura 6.6. Perfil de carga de cada usuario residencial: lunes a viernes.

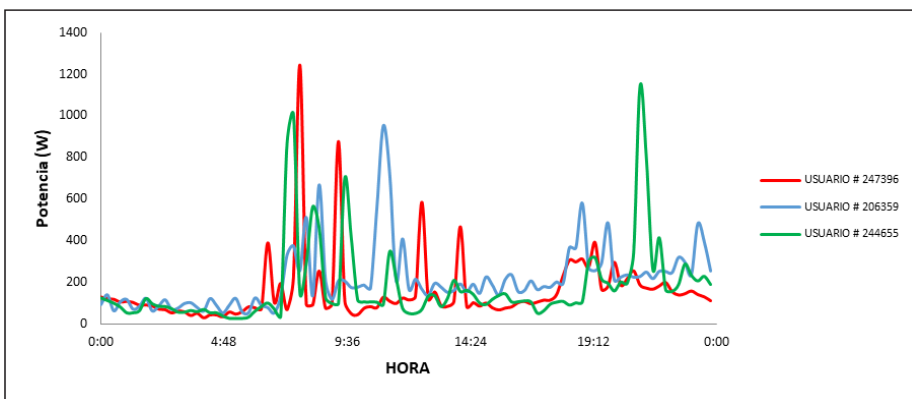


Figura 6.7 Perfil de carga de cada usuario residencial: sábado.

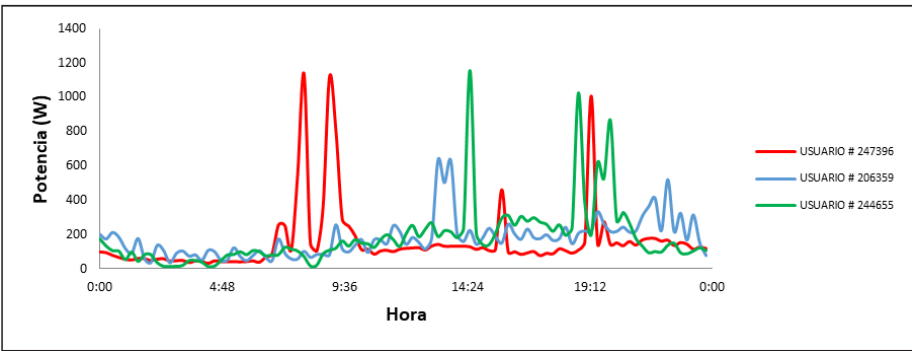


Figura 6.8. Perfil de carga de cada usuario residencial: domingo.

6.5.3. Planificación energética: ciclo PHVA

Dentro de la etapa 1 de “Planificar” se ha efectuado una revisión energética de las instalaciones para entender el contexto de suministro eléctrico, obteniendo datos de interés como los mostrados en la Tabla 6.2.

Tabla 6.2. Información extraída de la auditoría energética

Vivienda	Familia	Nro. Medidor	Nro. Integrantes	Orientación	Potencia instalada (W)	Área de construcción (m2)	Consumo promedio (kWh/mes)
1	Martínez Tamayo	247396	5	Este	8414	148.76	115.00
2	Leiva Lalangui	206359	4	Oeste	9433	95.57	138.17
3	Riofrío Rivas	244655	4	Este	12428	86.06	154.67

En la Tabla 6.3 se mencionan los cambios a efectuar en la vivienda 1 y las proyecciones hechas en las otras dos viviendas debido a la dificultad para poder implementar dichas mejoras. También se detalla el costo aproximado de la inversión.

Tabla 6.3. Observaciones y cambios energéticos por implementar

Vivienda	Observaciones realizadas	Cambio tecnológico	Inversión (USD)	Cambio de hábitos
1	Presencia de lámparas fluorescentes e incandescentes. Falta de mantenimiento sobre la refrigeradora antigua. Artefactos conectados innecesariamente. Tiempo de uso muy extendido en la ducha.	Cambio de lámparas por tecnología LED.	14.60	Limpieza sobre el condensador de la refrigeradora. Desconexión de cargas innecesarias. Uso de ducha eléctrica por un tiempo de entre 3 a 5 min.
2	Presencia de lámparas fluorescentes. Falta de mantenimiento sobre la refrigeradora. Tiempo de uso muy extendido en la ducha. Presencia de una PC de escritorio.	Cambio de lámparas por tecnología LED. Cambio de ducha eléctrica por otra de menos consumo.	33.41	Limpieza sobre el condensador de la refrigeradora. Uso de ducha eléctrica por un tiempo de entre 3 a 5 min. Aprovechamiento de luz natural.
3	Tiempo de uso muy extendido en las 2 duchas que son de alto consumo. Presencia de iluminación LED de alta potencia con lámparas que suelen estar encendidas por largas horas.	Cambio de duchas eléctricas por otras de menos consumo.	35.84	Uso de duchas eléctricas por un tiempo de entre 3 a 5 min. Aprovechamiento de luz natural.

De las mediciones de energía eléctrica consumida se han diseñado los indicadores de base energéticos y de emisiones de CO₂ para cada sistema y el global (ver Tabla 6.4 y 6.5).

Tabla 6.4. Indicadores energéticos referenciales en usuarios residenciales

Indicador	Sistema	Unidad	Valor		
			# 247396	# 206359	# 244655
Índice de consumo eléctrico por sistema	Refrigeración	$\frac{kWh}{semana - persona}$	1.09	2.74	1.84
	Calentamiento de agua	$\frac{kWh}{semana - persona}$	1.56	2.48	3.07
		$\frac{kWh}{semana - persona}$	0.88	1.34	2.32
	Illuminación	$\frac{kWh}{semana - m^2}$	0.03	0.06	0.11
	Electrodomésticos	$\frac{kWh}{semana - persona}$	1.33	1.88	1.77
Índice de consumo energético global por el área de construcción		$\frac{kWh}{semana - m^2}$	0.16	0.36	0.42
Índice de consumo energético global por cada habitante		$\frac{kWh}{semana - persona}$	4.86	8.44	9.00

Tabla 6.5. Indicadores de emisiones de CO₂ referenciales en usuarios residenciales

Indicador	Sistema	Unidad	Valor		
			# 247396	# 206359	# 244655
	Refrigeración	$\frac{kg\ CO_2}{semana - persona}$	0.21	0.52	0.35
	Calentamiento de agua	$\frac{kg\ CO_2}{semana - persona}$	0.30	0.47	0.59
Índice de emisiones de CO ₂ por sistema		$\frac{kg\ CO_2}{semana - persona}$	0.17	0.26	0.44
	Iluminación	$\frac{kg\ CO_2}{semana - m^2}$	0.01	0.01	0.02
	Electrodomésticos	$\frac{kg\ CO_2}{semana - persona}$	0.26	0.36	0.34
Índice de emisiones de CO ₂ globales por área de construcción		$\frac{kg\ CO_2}{semana - m^2}$	0.03	0.07	0.08
Índice de emisiones de CO ₂ globales por cada habitante		$\frac{kg\ CO_2}{semana - persona}$	0.93	1.62	1.72

La etapa 2 relacionada con la fase de “Hacer” se basa en la implementación de los planes de acción o medidas de eficiencia energética ya detallados en la Tabla 6.3. En la fase 3 de “Verificar” se realizó el monitoreo durante 8 semanas del consumo eléctrico en la vivienda 1 o usuario # 247396 para los distintos sistemas. En la semana 1 se tuvo un total de consumo de 18.75 kWh/semana, lo cual es menor a la meta energética de 19.44 kWh/semana; en el resto de los usuarios se ejecutaron proyecciones de consumo eléctrico considerando las mejoras energéticas más convenientes a corto plazo, con lo que se tienen los datos de la Tabla 6.6.

Tabla 6.6. Mejoras energéticas en usuarios residenciales en kWh/semana

Usuario	Consumo referencial global	Meta	Mejora
# 247396	24.30	19.44	18.75
# 206359	33.74	27.00	26.92
# 244655	36.00	28.78	28.74

Es importante mencionar que al final de las 8 semanas de medición en la vivienda 1 se obtuvo un promedio de consumo global de 18.01 kWh/semana, lo que se proyecta a un valor de 77.44 kWh/mes. Los indicadores energéticos y ahorros alcanzados para la semana 1 de medición sobre el usuario residencial # 247396 se exponen en la Tabla 6.7.

Tabla 6.7. Evaluación de indicadores energéticos con las mejoras implementadas, usuario # 247396

Sistema	Unidad	Ref.	Meta	Mejora	Ahorro
Refrigeración	$\frac{kWh}{semana - persona}$	1.09	0.87	1.11	- 0.02
Calentamiento de agua	$\frac{kWh}{semana - persona}$	1.56	1.25	1.02	0.54
Iluminación	$\frac{kWh}{semana - persona}$	0.88	0.70	0.63	0.25
	$\frac{kWh}{semana - m^2}$	0.03	0.02	0.02	0.01
Electrodomésticos	$\frac{kWh}{semana - persona}$	1.33	1.06	0.98	0.35
Consumo energético global por el área de construcción.	$\frac{kWh}{semana - m^2}$	0.16	0.131	0.126	0.03
Consumo energético global por cada habitante.	$\frac{kWh}{semana - persona}$	4.86	3.89	3.75	1.11

El ahorro alcanzado de 1.11 $\frac{kWh}{semana - persona}$ se corresponde con un ahorro energético de 23.86 $\frac{kWh}{mes}$ En la vivienda # 206359 se tiene la siguiente data (ver Tabla 6.8).

Tabla 6.8. Evaluación de indicadores energéticos con las mejoras implementadas, usuario # 206359

Sistema	Unidad	Ref.	Meta	Mejora	Ahorro
Refrigeración	$\frac{kWh}{semana - persona}$	2.74	2.19	2.35	0.38
Calentamiento de agua	$\frac{kWh}{semana - persona}$	2.48	1.98	1.55	0.93
Iluminación	$\frac{kWh}{semana - persona}$	1.34	1.07	0.95	0.40
	$\frac{kWh}{semana - m^2}$	0.06	0.05	0.04	0.02
Electrodomésticos	$\frac{kWh}{semana - persona}$	1.88	1.51	1.88	0.00
Consumo energético global por el área de construcción.	$\frac{kWh}{semana - m^2}$	0.36	0.29	0.29	0.07
Consumo energético global por cada habitante.	$\frac{kWh}{semana - persona}$	8.44	6.75	6.73	1.71

Matemáticamente se deduce que el ahorro energético de $1.71 \frac{kWh}{semana - persona}$ es igual a un valor de $29.41 \frac{kWh}{mes}$. En la vivienda # 244655 se han determinado los siguientes indicadores y ahorros (ver Tabla 6.9).

Tabla 6.9. Evaluación de indicadores energéticos con las mejoras implementadas, usuario # 244655

Sistema	Unidad	Ref.	Meta	Mejora	Ahorro
Refrigeración	$\frac{kWh}{semana - persona}$	1.84	1.47	1.84	0.00
Calentamiento de agua	$\frac{kWh}{semana - persona}$	3.07	2.46	1.66	1.41
	$\frac{kWh}{semana - persona}$	2.32	1.86	1.92	0.40
Iluminación	$\frac{kWh}{semana - m^2}$	0.11	0.09	0.09	0.02
Electrodomésticos	$\frac{kWh}{semana - persona}$	1.77	1.42	1.77	0.00
Consumo energético global por el área de construcción.	$\frac{kWh}{semana - m^2}$	0.42	0.34	0.33	0.084
Consumo energético global por cada habitante.	$\frac{kWh}{semana - persona}$	9.00	7.20	7.19	1.81

El ahorro de $1.81 \frac{kWh}{semana - persona}$ se traduce a un ahorro de $31.13 \frac{kWh}{mes}$. Con el objetivo de verificar los ahorros económicos, ambientales y el retorno de la inversión, se han utilizado las Ecuaciones 6.4, 6.5 y 6.6, con lo que se tiene la información presentada en la Tabla 6.10.

Tabla 6.10. Estudio económico y ambiental

	# 247396	# 206359	# 244655
Ahorro económico () [USD/mes]	2.22	2.74	2.90
Ahorro ambiental () [kgCO ₂ /mes]	4.52	5.68	6.02
PRI simple [años]	0.55	1.02	1.03

Para demostrar gráficamente las mejoras energéticas del usuario # 247396, se realizó la medición general de toda la vivienda en el mes de enero del 2023 y con la técnica de clusterización se obtuvieron los perfiles respectivos como se expone en la Figura 6.8.

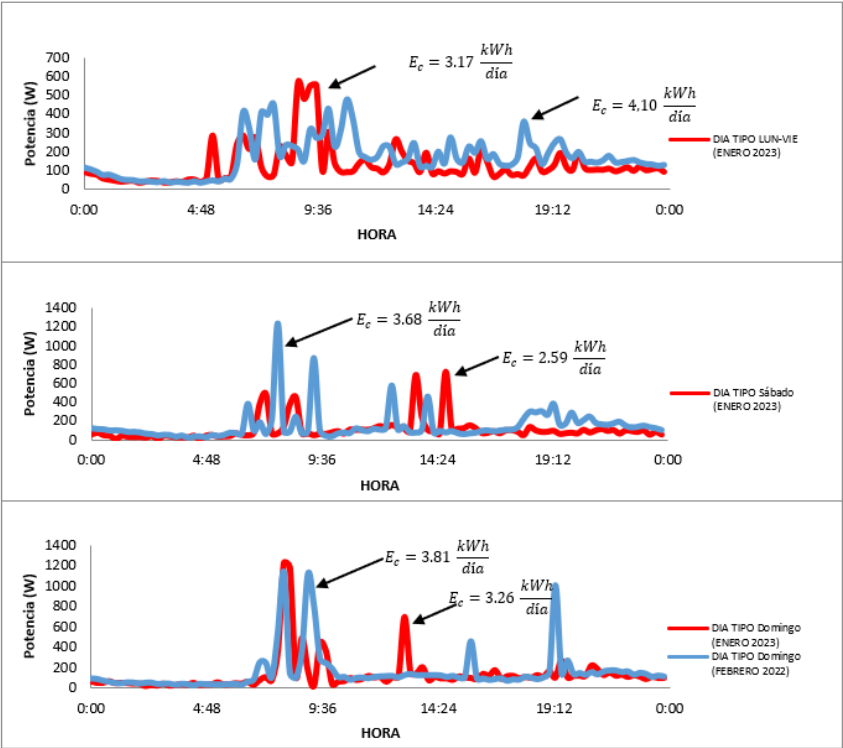


Figura 6.9. Mejora del perfil de carga residencial de la Familia Martínez Tamayo, usuario # 247396. a) Lunes a Viernes; b) Sábado; c) Domingo.

De las gráficas anteriores se pudo determinar un consumo eléctrico promedio de en febrero del 2022; mientras que para la etapa posterior a la implementación de las medidas energéticas correctivas se tuvo un consumo promedio de en enero del 2023. Con esto se calculó un ahorro energético del 22.5 %.

6.5.4. Implementación del dashboard: panel de control

El dashboard ha significado una herramienta eficaz para cuantificar los indicadores energéticos de base y los ahorros derivados de las mejoras aplicadas, de forma que los mismos se presenten en un entorno visual como el de la Figura 6.9.

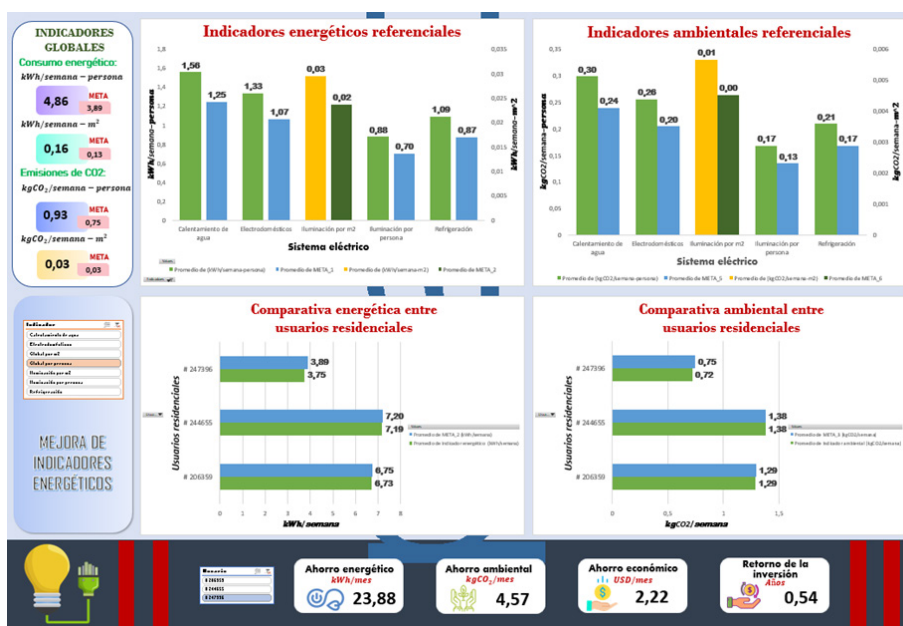


Figura 6.10. Entorno del dashboard

Con ayuda del dashboard se ejecutaron actividades dentro de la etapa 4 relacionada con la fase de “Actuar”. En el primer caso se proyectó el cambio de la refrigeradora antigua de 180 W de consumo, por una nueva de la marca Mabe de 117 W con etiquetado energético tipo A. Así mismo, otro escenario que se tomó en cuenta fue el reemplazo de la PC de escritorio de 90 W de consumo, por una laptop DELL de 45 W.

Para la vivienda 3 se proyectó la opción de cambiar la TV de la sala que consume 150 W, por una TV LG de 55” de 101 W aproximadamente. Con estos potenciales cambios el dashboard determinó los ahorros expuestos en la Tabla 6.11.

Tabla 6.11. Estudio energético, económico y ambiental con los planes de acción adicionales

Usuario	Escenario	Ahorro energético [kWh/mes]	Ahorro ambiental [kgCO2/mes]	Ahorro económico [USD/mes]	Retorno de la inversión [años]
# 206359	Cambio de refrigeradora	41.64	7.98	3.87	15.4
	Cambio de PC de escritorio por laptop	31.68	6.07	2.94	34.1
# 244655	Cambio de TV	35.34	6.77	3.28	28.4

6.6. Discusión y análisis de resultados

El eje sobre el que gira el caso práctico es el proceso de medición mediante los dispositivos inteligentes; de ahí se fue derivando progresivamente el desarrollo de los objetivos planteados. El análisis de los perfiles de carga se ha limitado a la correlación entre la forma de las curvas obtenidas y el contexto familiar o de hábitos de cada familia. Autores como Rhodes

et al., (2014) realizaron un estudio sobre 103 hogares en Austin, Texas, donde se gestionaron datos de consumo de energía en vatios medidos cada 1 minuto desde noviembre de 2012 hasta octubre de 2013; el artículo proporciona curvas estacionales para cada hogar y para cada una de las cuatro estaciones (invierno, verano, otoño y primavera), siendo evidente el contraste que existe en cada una, ya que cobra relevancia el uso y eficiencia del aire acondicionado, en función del clima, la preferencia del propietario y la construcción del hogar.

Con el dato del consumo eléctrico mejorado para cada vivienda estudiada, se ha determinado un valor promedio de 105.60 o 1267.20 ; es importante mencionar que las residencias consideradas no emplean sistemas de calefacción eléctrica o aire acondicionado. A partir del estudio de Gastiarena et al. (2017) sobre 30 viviendas de la ciudad de San Martín, provincia de Buenos Aires – Argentina, se determinó un consumo eléctrico promedio de 2709 o 2.7 , que va en concordancia con el valor medio de 3.0 que proporciona el Ministerio de Energía y Minería de la Nación; hay que destacar que en dicho estudio cobra relevancia el uso de sistemas como refrigeradora doméstica, iluminación y aire acondicionado en cada hogar.

En el trabajo de María T. Baquero L & Felipe Quesada M (2016) se han definido estándares de calificación energética para viviendas de la ciudad de Cuenca con base a modelos de clasificación de países como Chile y España; para el presente estudio se tiene que el consumo promedio de 105.60 estaría dentro de la calificación energética tipo C, tal como proponen los autores antes mencionados, para casos en los que se ha implementado planes de mejoramiento básicos (cambio de lámparas y artefactos, mejora de hábitos). Así mismo, a partir del sistema de calificación energético en viviendas (CEV) de Chile se puede catalogar a los tres casos tratados como viviendas tipo C donde no se ha realizado un gasto excesivo de inversión.

Bibliografía

- Castrillejo, A., & Massa, F. (2019). Clustering de Datos Funcionales Aplicación a Datos de Consumo Eléctrico. 1.
- CENACE. (2021). Factor de emisión de CO2 del sistema nacional interconectado de Ecuador. https://www.ambiente.gob.ec/wp-content/uploads/downloads/2021/11/emision_de_co2_del_sistema_nacional_interconectado_de_ecuador_informe_2020.pdf
- Gastiarena, M., Fazzini, A., Prieto, R., & Gil, S. (2017). Uso de la energía en el sector residencial. https://www.fisicarecreativa.com/papers_sg/papers_sgil/Gas/GasVsElec_petrotecnia_Abril2017.pdf
- María T. Baquero L & Felipe Quesada M. (2016). Eficiencia energética en el sector residencial de la Ciudad de Cuenca, Ecuador. Maskana, 7(2), Article 2. <https://doi.org/10.18537/mskn.07.02.11>
- NQA. (2018). ISO 50001:2018 Guía de implantación de sistemas de gestión de la energía. <https://www.nqa.com/medialibraries/NQA/NQA-Media-Library/PDFs/Spanish%20QRFs%20and%20PDFs/NQA-ISO-50001-Guia-de-implantacion.pdf>
- Rhodes, J. D., Cole, W. J., Upshaw, C. R., Edgar, T. F., & Webber, M. E. (2014). Clustering analysis of residential electricity demand profiles. Applied Energy, 135, 461-471. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.08.111>
- Vallejo, C. (2021, diciembre 27). Importancia de la categorización del consumo eléctrico del sector residencial en Ecuador. Petroenergía. <https://www.petroenergia.info/post/importancia-de-la-categorización-del-consumo-eléctrico-del-sector-residencial-en-ecuador>

Caso práctico 7

7. Programa de repotenciación del sistema de distribución de la EERSSA para el suministro eléctrico de calidad.

7.1. Introducción.

El Gobierno Nacional y el Ministerio de Electricidad y Energía Renovable impulsaron el Programa de Eficiencia Energética para Cocción por Inducción y Calentamiento de Agua con Electricidad en Sustitución del GLP en el Sector Residencial (PEC), por lo cual la EERSSA a partir del año 2014 debió desarrollar un amplio programa de reforzamiento de su sistema de distribución con la finalidad de adaptarlo a los nuevos requerimientos de la demanda eléctrica por la introducción de las nuevas cargas especiales.

El presente trabajo expone las experiencias obtenidas en la implementación del Programa de Repotenciación del Sistema de Distribución de la EERSSA y del efecto que el desarrollo de los proyectos de inversión tiene sobre los niveles de calidad del servicio eléctrico a los consumidores y los principales indicadores de gestión, en la búsqueda de garantizar un servicio eléctrico de calidad a los consumidores ubicados en las provincias de Loja, Zamora Chinchipe y el cantón Gualaquiza de Morona Santiago y procurando la sostenibilidad de la actividad de distribución.

El sistema eléctrico de la EERSSA se caracteriza por ser predominantemente residencial con usuarios de bajo consumo, por lo que la implementación del programa PEC suponía un alto impacto

en su operación, siendo necesario efectuar una actualización de las proyecciones la demanda eléctrica de la EERSSA con la inclusión de las cargas especiales.

Efectuar un diagnóstico técnico de la operación del sistema eléctrico con las nuevas demandas eléctricas, permitiendo establecer las deficiencias de capacidad operativa empezando por los puntos de abastecimiento de energía del Sistema Nacional de Transmisión, Subestaciones, Líneas de Subtransmisión, Alimentadores Primarios, Centros de Transformación, Redes de Distribución Secundarias y Acometidas y Medidores.

Establecer los proyectos de inversión tanto para estudios, obras de repotenciación y adquisición de equipos necesarios para garantizar adecuados niveles de calidad del servicio eléctrico a los usuarios de la EERSSA y a los nuevos clientes PEC, implementando para ello varias estrategias que permitan optimizar la utilización de los escasos recursos económicos disponibles, frente a los elevados requerimientos previamente determinados en el diagnóstico técnico.

7.2. Descripción del problema

El propósito fundamental del programa PEC fue sustituir en forma masiva el uso de Gas Licuado de Petróleo (GLP) por electricidad en la cocción de alimentos y calentamiento de agua en los hogares. Para evaluar el impacto que involucra la incorporación masiva de estas nuevas cargas eléctricas especiales en el sistema eléctrico de potencia se tomó como base el documento denominado “Procedimiento para Determinación del Impacto de la Carga de Cocinas de Inducción en alimentadores Primarios en Medio Voltaje” elaborado por el MEER.

El mercado eléctrico de la EERSSA es reducido con una clientela de bajo consumo, predominando la tarifa residencial que alcanzan 170 760 clientes (87.54 %), cuyo consumo promedio mensual es del orden de los 75 kWh, la demanda máxima de potencia a diciembre de 2013 alcanzó apenas 58 MW, por lo que la incorporación de las cargas especiales del programa PEC tiene un impacto superlativo en la demanda eléctrica superando la capacidad del sistema de distribución.

Adicionalmente, los niveles de calidad del servicio eléctrico a esa fecha, no registraban valores adecuados para garantizar un servicio de calidad a los futuros usuarios del PEC, por lo que fue necesario implementar un programa de reforzamiento del sistema de distribución de la EERSSA, que abarcó un amplio abanico de acciones encaminadas a diversificar los puntos de interconexión con el Sistema Nacional de Transmisión, ampliar la capacidad de subtransmisión y distribución de energía, automatización de la operación e implementación de grupos de línea energizada.

Como resultados final del trabajo se efectúa un análisis del impacto que supone la implementación de los proyectos de inversión en los principales indicadores de gestión de la EERSSA, como el Índice de Satisfacción con la Calidad Percibida (ISCAL), Índices de Calidad del Servicio Técnico y Pérdidas de Energía, así como también otros beneficios derivados del reforzamiento del sistema eléctrico como son la reducción gradual de los gastos de operación y mantenimiento del sistema y la mejora en el margen operacional, que garantizan la sostenibilidad económica de la EERSSA.

7.3. Simbología

<i>PEC</i>	Plan de Eficiencia en la Cocción de Alimentos
<i>MT</i>	media tensión
<i>BT</i>	baja tensión
<i>AP</i>	alumbrado público
<i>EERSSA</i>	Empresa Eléctrica Regional del Sur S.A.
<i>MEER</i>	Ministerio de Electricidad y Energía Renovable
<i>SNT</i>	Sistema Nacional de Transmisión
<i>LST</i>	línea de subtransmisión
<i>SE</i>	Subestación

7.4. Marco conceptual

7.4.1. Proyección de la demanda

Como se observa en la Figura 7.1, las proyecciones de la demanda vegetativa de potencia de la EERSSA indicaban que en el 2014 se alcanzaría una potencia de 61 MW y que crecería sostenidamente hasta llegar a 92 MW en el año 2025, en un escenario tendencial sin introducción de programas especiales.

Sin embargo, según las disposiciones del MEER, las empresas distribuidoras debían iniciar en agosto de 2014 la introducción gradual de las cocinas eléctricas de inducción en sus respectivas áreas de concesión hasta julio de 2016, por lo que en el Plan de Expansión de la EERSSA consideró el escenario con la implantación de dicho programa.

De cumplirse las metas previstas por el MEER para instalación de cocinas de inducción, el resultado sería un incremento adicional del 58% en la demanda de potencia de la EERSSA, por lo que se alcanzaría al 2014 los 66.3 MW; 88.97 MW al 2015 y 113.56 MW al 2016, bajo la premisa de que uno de los objetivos del programa PEC radicaba en tener un alto nivel de penetración; es decir, que un alto porcentaje de los usuarios accedan al programa, hasta llegar a instalar alrededor de 155 000 cocinas en el 2016.

Otra situación importante derivada de la inclusión de cocinas de inducción radica en las variaciones que debía sufrir la curva de carga diaria del sistema que para el 2016 se estimaba tendría un factor de carga del 65%. En la Figura 7.2 se observa la curva de carga de la EERSSA para el día de demanda máxima sin programa PEC.

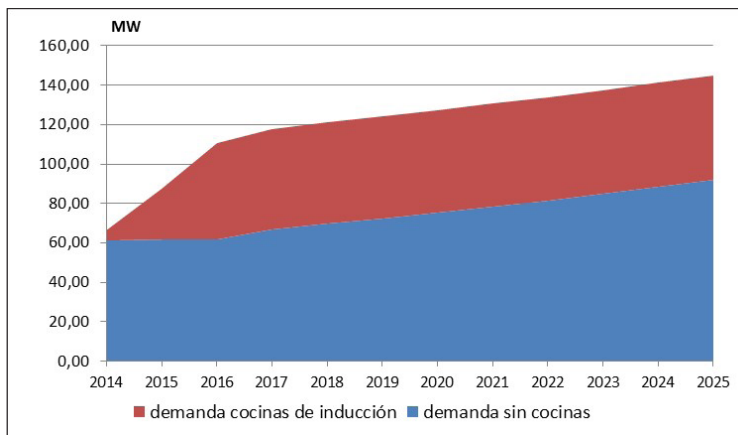


Figura 7.1. Incremento en la demanda de potencia de la EERSSA por implementación del programa PEC

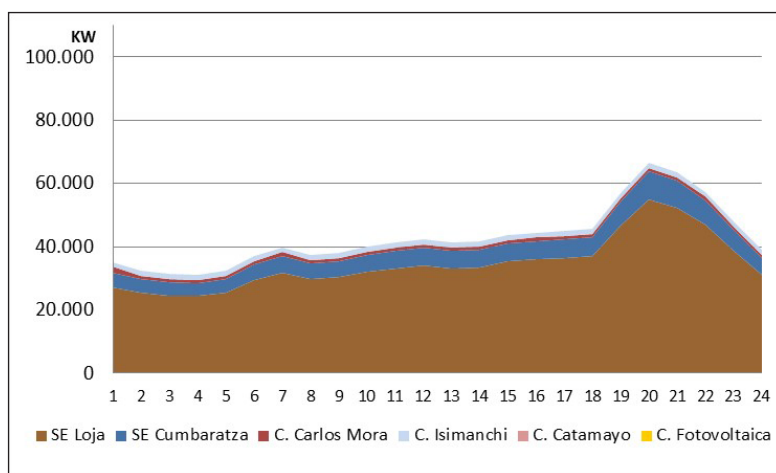


Figura 7.2. Curva de carga de la EERSSA para el día de demanda máxima sin programa PEC

En el escenario de la implementación del programa PEC se produciría una variación considerable en la curva de carga del sistema prevista para el 2016 y una disminución del factor de carga al 50% (ver Figura 7.3).

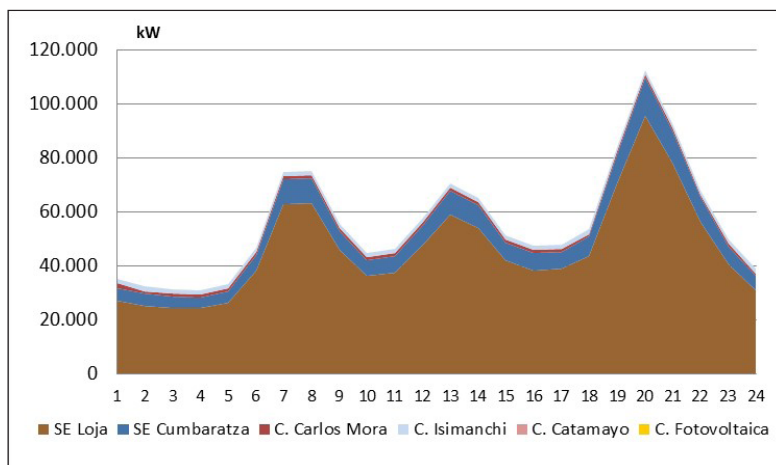


Figura 7.3. Curva de carga de la EERSSA para el día de demanda máxima con programa PEC

Como una consecuencia de esta transición, la demanda de potencia de la subestación Loja de Transelectric, que se constituía en el único punto de interconexión del sistema de distribución de la EERSSA con el Sistema Nacional de Transmisión (SNT) podría alcanzar 91 MW, cuando su capacidad es de apenas 66 MVA, lo cual representaba un gravísimo inconveniente para el correcto funcionamiento del sistema eléctrico.

Por otra parte, se debe considerar que aún sin la implementación del programa PEC la demanda prevista de la EERSSA para el año 2014 sería de 61 MW con lo cual la SE Loja estaría operando casi al 100% de su capacidad por lo que se debían tomar acciones inmediatas.

Adicionalmente el incremento súbito de la demanda de potencia excedería también la capacidad de las subestaciones de distribución de la EERSSA y se produciría incremento en las pérdidas por disminución del factor de carga del sistema en primarios.

Como se puede observar en la Tabla 7.1, las proyecciones de la demanda de potencia de las SE de Distribución de la EERSSA indicaban que 6 no estarían en capacidad de suplir el incremento de demanda por implementación del programa PEC, de las cuales 5 sirven al cantón Loja: Otrapía, San Cayetano, Norte, Sur y Vilcabamba; en tanto que la SE Cumbaratza que también se sobrecargaría presta servicio a la ciudad de Zamora, en la provincia de Zamora Chinchipe, por lo que fueron también repotenciadas de manera inmediata. Por otra parte, las SE Cariamanga y El Pangui, sobrepasarían el 90% y el 85% respectivamente de su capacidad por lo que se decidió construir dos nuevas SE (Amaluza y Yantzaza) para reforzar el sistema.

Tabla 7.1: Proyección de la demanda de SEs de Distribución de la EERSSA.

Subestación (SE)	Capacidad (MVA)	Demanda (%)	
		Vegetativa	Con cocinas
Obrapia	18.75	65.1	102.9
San Cayetano	12.50	75.7	119.6
Norte	6.25	66.4	104.9
Sur	6.25	90.4	142.8
Vilcabamba	3.13	75.5	119.3
Cumbaratza	6.25	86.0	135.9
El Pangui	6.25	57.0	90.1
Cariamanga	6.25	54.0	85.3
Playas	1.00	54.8	71.2
Velacruz	1.00	44.5	70.2
Pindal	6.25	52.2	67.8
Palanda	3.13	42.1	66.5
Gonzanamá	3.13	41.3	65.2
Saraguro	6.25	40.9	64.6
Macará	6.25	39.7	62.7
Catacocha	3.13	32.6	51.5
Celica	3.13	30.1	47.6
Catamayo	18.75	25.6	40.5
Chaguarpamba	1.00	23.3	36.7

7.5. Desarrollo

7.5.1. Ampliación de la capacidad de los puntos de interconexión con el Sistema Nacional de Transmisión

La EERSSA a diciembre de 2013 contaba con un solo punto de interconexión con el SNT dado por la SE Loja que tiene una capacidad instalada de 44/53/66 MVA y relación 138/69 kV; y, la línea de transmisión Cuenca-Loja de 134 km de longitud, en dos ternas de conductor 397

ACSR y 500 ACAR respectivamente, a 138 kV (ver Figura 7.4).



Figura 7.4. Autotransformador de la SE Loja de Transelectric

Por lo que en una primera instancia se incrementó la capacidad de la SE Loja con la instalación de una SE Móvil, de relación 138/69 kV y capacidad de 60 MVA (ver Figura 7.5).



Figura 7.5. Subestación móvil instalado en la SE Loja

En una segunda fase se concluyó la construcción de la Nueva SE Cumbaratza de Transelectric ubicada en la provincia de Zamora Chinchipe, con una Potencia de 33 MVA y también de relación 138/69 kV (ver Figura 7.6).



Figura 7.6. Nueva SE Cumbaratza. Fuente. Celec EP-Transelectric.

Adicionalmente se está construyendo la Nueva SE Yanacocha en el sector Nororiental de la ciudad de Loja, que también tendrá una capacidad de transformación de 66 MVA y relación 138/69 kV (ver Figura 7.7).

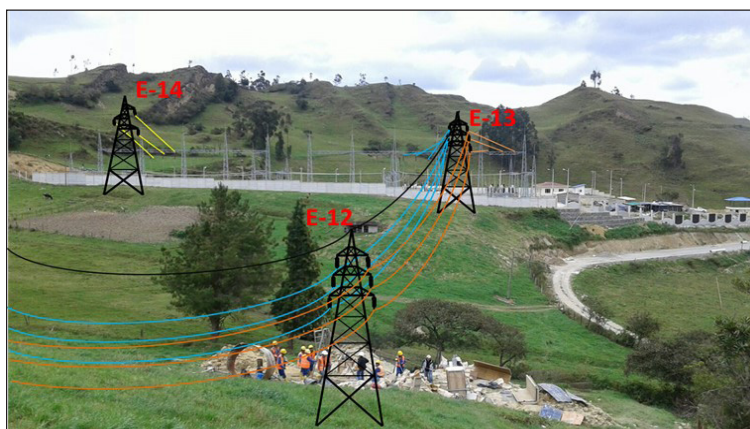


Figura 7.7. Nueva SE Yanacocha. Fuente: Celec EP-Transelectric.

Otro proyecto importante que ejecuta Transelectric en el área de concesión de la EERSSA es la nueva SE Bomboiza, ubicada a 13 km del cantón Gualaquiza en Morona Santiago y que también tendrá una capacidad de Transformación de 33 MVA y relación 230/69 kV (ver Figura 7.8).



Figura 7.8. Proyecto Taday - Bomboiza. Fuente. Celec EP-Transelectric

En resumen, a diciembre de 2013, la EERSSA contaba con un solo punto de interconexión del SNT con una capacidad de 66 MVA y desde el año 2018 cuenta con 4 puntos de interconexión y una capacidad de transformación instalada de 198 MVA, la diversificación de la interconexión con el SNT permite no solamente incrementar la capacidad eléctrica del sistema de distribución, sino también mejorar considerablemente la confiabilidad y continuidad del servicio eléctrico (ver Figura 7.9).

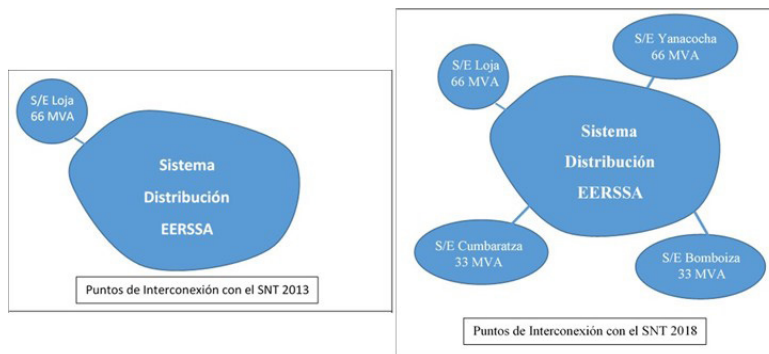


Figura 7.9. Puntos de interconexión del Sistema de Distribución de la EERSSA con el SNT

7.5.2. Estudios y diseños

Se invirtieron 3 726 973 USD en la ejecución de estudios y diseños, de este valor 168 500 USD se utilizaron para efectuar los estudios y diseños definitivos de dos nuevas SE de Distribución y dos nuevas líneas de subtransmisión para conformar un anillo a 69 kV que garantice la calidad del servicio eléctrico en la ciudad de Loja (ver Figura 7.10).

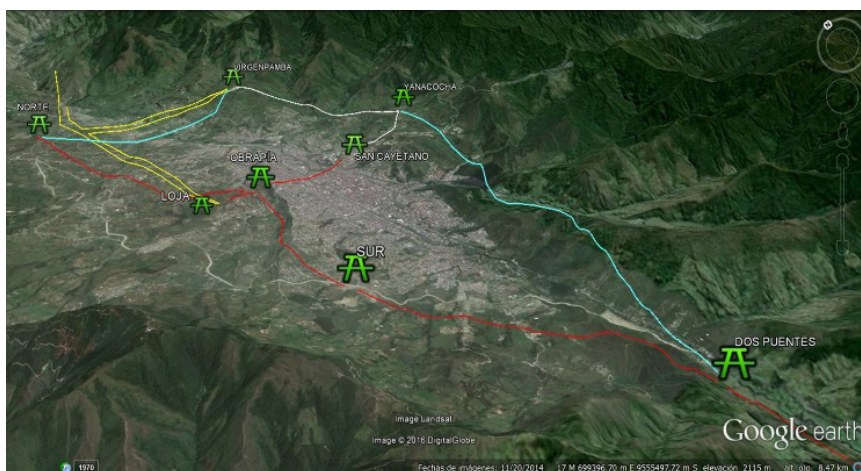


Figura 7.10. Anillo de Subtransmisión para la ciudad de Loja

Los restantes 204 197 USD se utilizaron para efectuar los estudios y diseños de la repotenciación de primarios en la ciudad de Loja.

7.5.3. Repotenciación del sistema de subtransmisión

Se invirtieron 6 204 820 USD en la repotenciación de 7 SE de distribución, que representa una potencia total instalada de 55 MVA con lo cual se duplicó la capacidad de transformación para los cantones Loja y Zamora y se construyeron dos nuevas subestaciones: una en Amaluza ubicada en la provincia de Loja en la frontera con el Perú (5 MVA) y la otra en Yantzaza en la provincia de Zamora Chinchipe (10 MVA) (ver Tabla 7.2).

Tabla 7.2. Proyectos de repotenciación de subestaciones

Proyecto	Monto
Construcción de la SE Amaluza Fase 2	511 019.97
Repotenciación SE Cumbaratza	657 075.82
Repotenciación SE Sur y Norte	1 256 360.00
Repotenciación SEs Obrapía, San Cayetano y Vilcabamba	1 802 496.61
Fiscalización Cumbaratza	20 000.00
Fiscalización Sur y Norte	40 000.00
Fiscalización Obrapia y Vilcabamba	40 000.00
Fiscalización San Cayetano	30 000.00
Instalación Trafo 10 MVA SE Yantzaza	504 835.00
Construcción obras civiles y eléctricas SE Yantzaza	1 287 833.48
Fiscalización obras civiles SE Yantzaza	11 200.00
Fiscalización obras eléctricas SE Yantzaza	44 000.00
Total	6 204 820.88

A un costo 170 880 USD se repotenció la LST Loja – Obrapia en 69 kV, a doble circuito y conductor 266.8 MCM (ver Figura 7.11).



Figura 7.11. Instalación de Transformador de Potencia en la SE Norte

De manera paralela se invirtieron 170 000 USD para repotenciación de la LST Velacruz – Catacocha en la provincia de Loja, 208 547 USD para ampliación del patio de 69 kV de SE Cariamanga en la provincia de Loja y 208 547 USD para ampliación del barraje a 22 kV de la SE Cumbaratza en la provincia de Zamora Chinchipe.

7.5.4. Repotenciación de primarios

Con una inversión de 437 500 USD se repotenció el alimentador primario Cumbaratza – Yantzaza, a 22 kV, con la finalidad de incrementar su capacidad de potencia y adaptarlo al funcionamiento de la nueva SE Yantzaza (ver Figura 7.12).

Con una inversión de 1 180 485 USD se construyó el nuevo alimentador primario expreso Cumbartza-Zamora, a 22 kV, construido a doble circuito, con el cual se servirá a la ciudad de Zamora, capital de la provincia de Zamora Chínche. Estos alimentadores primarios tienen como finalidad aprovechar el nuevo punto de interconexión con el SNT en la SE Cumbaratza de Transelectric.



Figura 7.12. Construcción de la nueva SE Yantzaza

7.5.5. Repotenciación de redes de distribución

Con una inversión de 11 500 000 y financiamiento CAF, se desarrollaron 14 proyectos de repotenciación de centros de transformación, redes de distribución secundarias y acometidas y medidores.

Con financiamiento BID se elaboraron dos proyectos similares y un monto total de 1425000 USD. Mediante financiamiento AFD, se ejecutaron 6 proyectos adicionales de repotenciación de redes de distribución por un monto de 5 125 000 USD.

Cabe mencionar que estos proyectos fueron concebidos bajo el esquema de efectuar el diagnóstico técnico de los sectores del área de concesión en donde se registran las solicitudes PEC (utilizando el Sistema de Información Geográfico y CYMDIST) y determinando los sitios donde no existe capacidad para dichos requerimientos, con lo cual se efectúa una intervención efectiva, con la finalidad de optimizar el uso de los recursos económicos.

7.5.6. Proyectos de mejora de la calidad del servicio técnico

Se invirtieron 200 000 USD en la instalación de reconectores en alimentadores primarios rurales del área de concesión y se invirtieron 742 504 USD para la implementación de dos cuadrillas de línea energizada (ver Figura 7.13).



Figura 7.13. Cuadrilla de línea energizada de la EERSSA

7.6. Discusión y análisis de resultados

La EERSSA, en su programa de Repotenciación del Sistema de Distribución realizó una inversión de 30 094 662 USD, misma que se presenta en la Tabla 7.3.

Tabla 7.3. Inversión en repotenciación de la EERSSA

Fuente de Financiamiento	Inversión (USD)
RSND BID I	10 522 331.00
RSND CAF	11 500 000.02
RSND BID II	2 642 331 .20
RSND AFD	5 400 000.00
Total	30 094 662.22

Como resultado de lo cual se incrementó la capacidad de las SE de Distribución en 90 MVA (67.9% de la capacidad instalada), se repotenciaron 99.12 km de primarios y 200.91 km de secundarios, se repotenciaron 33.17 MW de transformadores de distribución y se restituyeron 47 153 medidores bifásicos (25% del total de medidores instalados).

Sin embargo, en este artículo también se evalúan de forma cuantitativa los beneficios organizacionales, como resultado de la implementación del programa de repotenciación del sistema de distribución de la EERSSA, para lo cual se efectuó un análisis de la evolución de los principales indicadores de gestión de la EERSSA.

7.6.1. Calidad de servicio técnico

Es medida en función de la frecuencia y tiempo de interrupciones.

Las metas establecidas por el MEER para la EERSSA en el 2016 son de 6.77 para la frecuencia y 4.00 para el tiempo de interrupciones. A finales del año 2013 y en el año 2014 estos límites no solamente se incumplían, sino que tendían a incrementarse. A partir del año 2015 como fruto de la diversificación de los puntos de interconexión con el SNT, el incremento de la capacidad del sistema de distribución, la instalación de reconectadores y operación de la cuadrilla de línea energizada se registra una reducción sostenida de los mismos hasta ubicarse dentro de los límites establecidos por el MEER. A finales del 2016 la frecuencia de interrupciones alcanzo 3.74 veces y el tiempo de interrupciones es de 3.16 horas (ver Figura 7.14).

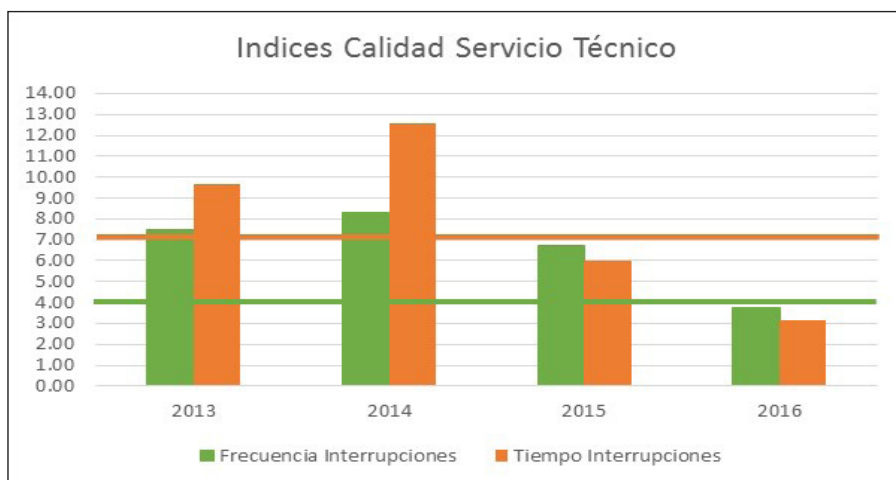


Figura 7.14. Evolución de los índices de calidad del servicio técnico de la EERSSA

7.6.2. Pérdidas de energía

En la Figura 7.15 se aprecia la evolución de las pérdidas de energía. Como se puede observar las pérdidas de energía de la EERSSA han experimentado un comportamiento estacional al rededor del 11.0 %, llegando a su pico más alto en diciembre del 2015 con 11.41 %, situación que se debe a las características dispersas de los clientes asentados en el área de concesión y a que el sistema de distribución está conformado en su mayor parte por redes de distribución a 13.8 kV en media tensión y 120/240 V en baja tensión, que se constituyen en niveles bajos para distribución de energía.

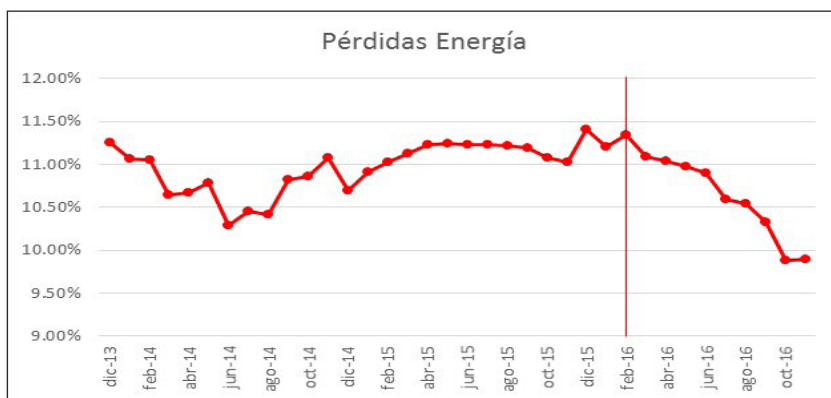


Figura 7.15. Evolución de las pérdidas de energía de la EERSSA

La incorporación gradual de los proyectos de inversión de la repotenciación del sistema de distribución permitió que, a partir del mes de febrero de 2016, se observe una tendencia a la disminución de las pérdidas de energía hasta ubicarse en 9.9 % a finales del año 2016 (reducción del 1.51 %). Sin embargo, este indicador todavía se mantiene fuera de la meta del MEER que es del 9.0 %. Se espera que con la operación de los nuevos proyectos que se vayan incorporando al sistema se logre la meta de reducción de pérdidas en el año 2017.

7.6.3. Satisfacción del cliente

El Índice de satisfacción del cliente con la calidad percibida (ISCAL), es utilizado para medir el nivel de aceptación que tienen los usuarios con el servicio de energía eléctrica prestado por la distribuidora.

Como se observa en la Figura 7.16, en el caso de la EERSSA en el año 2013, el ISCAL se ubicaba alrededor del 64.0%, valor muy inferior a la media regional que para esa fecha estaba en alrededor del 78.0%.

Las acciones de mejora en la operación del sistema de distribución, sumado a los esfuerzos que realiza la EERSSA por mejorar sus estándares de atención al público, contribuyeron significativamente a mejorar la percepción de la calidad del servicio en los clientes del área de concesión.

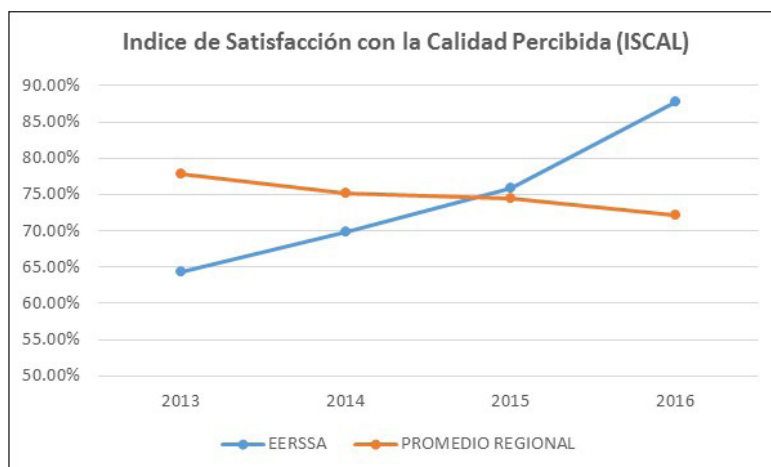


Figura 7.16. Mejora en el ISCAL de la EERSSA

Como se puede observar a finales del 2015, el ISCAL de la EERSSA experimentó un incremento considerable incluso superando el promedio regional, hasta ubicarse en el 2016 en el 87.7 %, siendo el más alto del país y el cuarto a nivel de la encuesta CIER.

7.6.4. Costos de Distribución

La repotenciación del sistema de distribución y la mejora continua en los procesos administrativos, operativos y comerciales de la EERSSA, conllevan otro beneficio organizacional, que radica en la reducción gradual de los gastos, los gastos promedio por energía facturada de la EERSSA alcanzaron 5.89 cUSD/kWh en el año 2013, cuando el valor aprobado para este rubro en el estudio de costos fue de apenas 4.86 cUSD/kWh.

En los años 2014 y 2015 si bien ya se fueron consiguiendo reducciones graduales de los gastos promedio, todavía no se lograban alcanzar los valores aprobados en el estudio de costos por el ARCONEL, con el consiguiente desequilibrio financiero para la EERSSA (ver Figura 7.17).

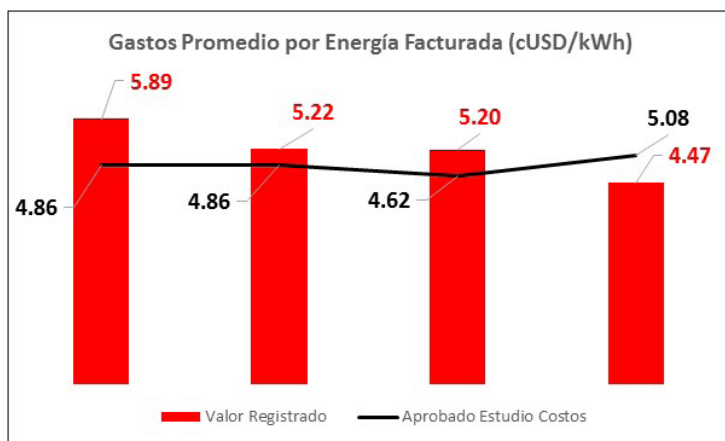


Figura 7.17. Reducción de los Gastos en la EERSSA.

En el año 2016, como resultado de las acciones de mejora del sistema de distribución, se alcanza importantes reducciones en los gastos, lográndose cubrir los mismos con el valor reconocido en la tarifa.

7.6.5. Margen de operación

Para visualizar el gran beneficio que se tiene en los resultados financieros de la compañía con la reducción gradual de los gastos administrativos, comerciales y de operación y mantenimiento del sistema de distribución de la EERSSA, se analiza el margen operacional, que mide los resultados financieros operativos (Ventas – Gastos) divididos para las ventas, cuya evolución se indican seguidamente (ver Figura 7.18). Como se observa en el período 2012 – 2014, el margen operacional de la EERSSA fue negativo, aunque ya se experimentaba una mejora continua en este indicador.

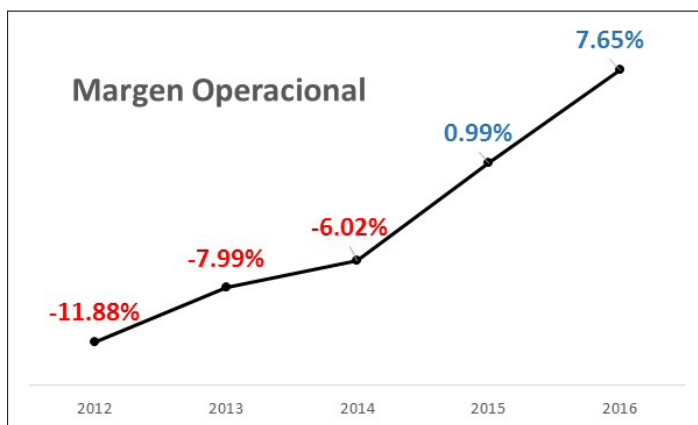


Figura 7.18. Evolución del Margen Operacional en la EERSSA

En el año 2015, se alcanzó un margen operacional positivo, aunque de apenas el 0.99 %, marcando ya un equilibrio en los resultados financieros de la empresa. Para el año 2016, el control del gasto ha permitido tener un margen operacional del 7.65 %, a pesar de la crisis económica que afronta el país, que tiene un impacto significativo en la reducción de la venta de energía y abren la posibilidad de que la EERSSA pueda en el corto plazo tener una actividad de distribución sostenible en el tiempo.

7.7. Conclusiones y recomendaciones

- a) La utilización correcta de los recursos económicos para la repotenciación del sistema de distribución de la EERSSA ha permitido alcanzar niveles adecuados de calidad del servicio y adaptar el sistema de la mejor manera posible para suplir la demanda eléctrica del programa PEC.
- b) Las mejoras operacionales y administrativas adoptadas en la EERSSA contribuyen significativamente al equilibrio financiero y a garantizar la sostenibilidad de la empresa en las condiciones actuales del sector eléctrico.
- c) Es necesario continuar la ejecución de nuevos proyectos de inversión de los cuales se cuentan con los estudios y diseños definitivos, para garantizar la operación eficiente del sistema.

Bibliografía

- Conelec, (2014). Análisis del costo y pliego tarifario del servicio eléctrico período enero-diciembre 2013
- Conelec, (2015). Análisis del costo y pliego tarifario del servicio eléctrico período enero-diciembre 2014
- Arconel,(2016). Análisis del costo y pliego tarifario del servicio eléctrico período enero-diciembre 2015

Caso práctico 8

8. Diseño, construcción de la red subterránea de media tensión, baja tensión y alumbrado público de la calle Atahualpa y Sucre del cantón Chordeleg

8.1. Introducción.

8.1.1. Antecedentes.

El cantón Chordeleg se encuentra en la provincia del Azuay, en el sur del Ecuador. Limita al norte con el cantón Gualaceo, al sur con el cantón Sigsig, al este con la provincia de Morona Santiago y al oeste con el cantón Gualaceo. Su cabecera cantonal es la ciudad de Chordeleg, que se encuentra aproximadamente a 33 kilómetros al este de la ciudad de Cuenca, la Figura 8.1 muestra la imagen del parque central del cantón Chordeleg.



a)



b)

Figura 8.1. a) Pileta; b) Imagen del parque central del cantón Chordeleg.

El Gobierno Autónomo Descentralizado Municipal del cantón Chordeleg (GAD Chordeleg) provincia del Azuay, realizó diversos estudios de consultoría especializada para el diseño vial, eléctrico y obras complementarias para la calle Atahualpa y Sucre con el fin de realizar obras de regeneración urbana, una vez que se tiene la planificación diseño y trazado civil de la vía se realizó el estudio eléctrico con la finalidad de mejorar el ornato y garantizar la dotación del servicio eléctrico de las redes existentes y la electrificación subterránea de las redes proyectadas tanto de Media Tensión (MT), Baja Tensión (BT) y Alumbrado Público (AP).

El estudio eléctrico fue elaborado bajo los lineamientos técnicos de la Empresa Eléctrica Regional Centro Sur (CENTROSUR) y del Ministerio de Energía y Recursos Naturales No Renovables de Ecuador (MERRNR).

El estudio eléctrico de la calle Atahualpa y Sucre fue revisado y aprobado por la CENTROSUR el 23 de marzo del 2021, y su construcción fue finalmente realizado una vez que se tenía ya completamente realizada la infraestructura civil del proyecto, cuya fase inicial arrancó el 22 de febrero del 2021 y la inauguración oficial de la obra fue el 15 de abril del 2023. El estudio eléctrico construido respetó estrictamente los lineamientos técnicos de las unidades de propiedad (UP) y las unidades de construcción (UC) del MERRNR, por lo que el proyecto diseñado abarcó integralmente la red de MT, BT, acometidas de servicio eléctrico hacia los usuarios y el sistema de AP. La Figura 8.2 muestra claramente el lugar donde se implementó el estudio.

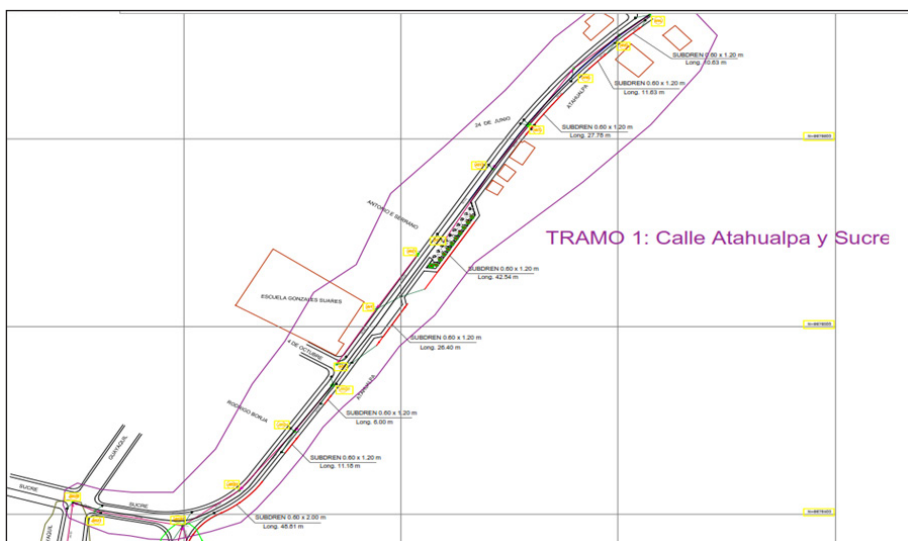


Figura 8.2. Tramo del estudio calle Atahualpa y calle Sucre.

8.1.2. Descripción de la zona caso de estudio.

El lugar de estudio pertenece a una zona residencial ubicada dentro del casco urbano del cantón Chordeleg, la Figura 8.3 muestra una panorámica del tramo en estudio, mismo que contempla el estudio eléctrico de la calle Atahualpa y calle Sucre.



Figura 8.3. Vista aérea de la calle Atahualpa y calle Sucre que contempla el proyecto. Fuente: Earth (2023).

8.1.3. Infraestructura eléctrica existente.

8.1.3.1. Red primaria (Media Tensión).

La red primaria existente de MT que contempla el tramo en estudio, está conformado por redes trifásicas a un nivel de tensión de 22 kV y redes monofásicas a un nivel de tensión de 12.7 kV con conductores que van desde los siguientes calibres 3x1/0(2), 3x2(2), 3x4(4), 1x2(2) AWG tipo conductor de aluminio reforzado con acero (ACSR) que corresponde a un ramal del alimentador primario número 1524 de la CENTROSUR, las estructuras existentes son normalizadas por la CENTROSUR y por el MERRNR y están montadas en postes de hormigón armado de 11 y 12 m, la Figura 8.4 muestra el punto de arranque de la red existente antes de la intervención del lugar.

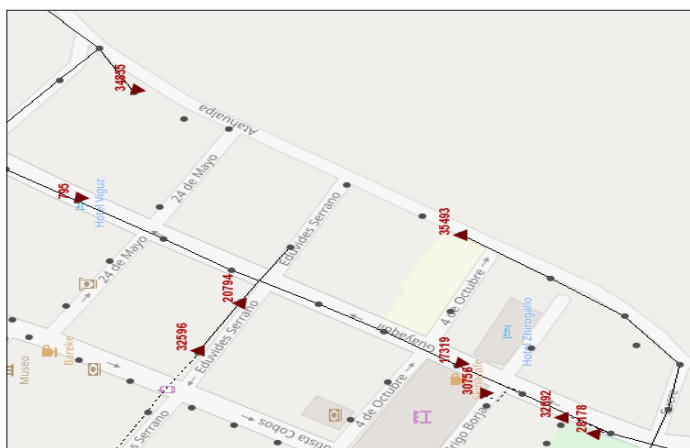


Figura 8.4. Red de media tensión existente. Fuente: CENTROSUR (2023).

8.1.3.2. Red secundaria (Baja Tensión).

Las redes existentes secundarias que dan el suministro de energía eléctrica a las viviendas del sector son alimentadas por redes aéreas trifásicas y monofásicas en sus diferentes configuraciones 3F4C y

1F3C con niveles de tensión 220/127 V y 240/120 V respectivamente y se encuentran montadas en postes de hormigón armado soportadas en estructuras de BT normalizadas por la CENTROSUR, la Tabla 8.1 muestra los transformadores que dan servicio al sector.

Tabla 8.1. Transformadores existentes en el sector de estudio.

Nº	Código	Potencia	Configuración	Voltaje en Media	Voltaje en Baja	Servicio	Observación
T1	34835	10.0 kVA	1F3C	12.7 kV	240/120 V	Público	Existente
T2	20794	50.0 kVA	3F4C	22.0 kV	220/127 V	Público	Existente
T3	35493	37.5 kVA	1F3C	12.7 kV	240/120 V	Particular	Existente

8.2. Descripción del problema.

El GAD del cantón Chordeleg ha identificado la necesidad de mejorar el ornato de la ciudad, especialmente en el tramo de la calle Atahualpa y calle Sucre. En este sentido, se ha reconocido que existen deficiencias en el alumbrado público y en el suministro eléctrico para futuras cargas debido a la falta de capacidad de los transformadores existentes, lo que no satisface la creciente demanda de energía en esta zona urbana en particular.

El problema del alumbrado público genera inconvenientes y riesgos tanto para los residentes como para los turistas, por lo que es importante diseñar e implementar un sistema que promueva el desarrollo económico de la zona. Para abordar este problema, es necesario realizar un diseño y su posterior ejecución para mejorar tanto la red eléctrica de BT como el sistema de AP.

La solución propuesta implica analizar la demanda eléctrica existente en la zona y determinar la capacidad requerida del transformador para suministrar la energía eléctrica de manera adecuada y eficiente. Además, se debe proyectar nuevos conductores eléctricos con mayor capacidad de carga para cumplir con los parámetros de calidad del servicio eléctrico. En cuanto al AP, se propone utilizar tecnologías más eficientes y sostenibles, como es la iluminación LED.

También es fundamental tener en cuenta aspectos como la planificación en cuanto a la distribución de la energía eléctrica tanto en AT y BT, y el cumplimiento de las normas, regulaciones correspondientes, así como considerar aspectos estéticos y de integración urbana en el diseño de la mejora.

La solución de este problema de diseño y ejecución de mejoras en la red eléctrica de MT, BT y el AP permite proporcionar un servicio eléctrico confiable y de calidad a los residentes, mejorando la seguridad y el bienestar de la comunidad y promoviendo el desarrollo sostenible de la zona.

8.3. Simbología.

<i>GAD</i>	Gobierno Autónomo Descentralizado.
<i>MT</i>	Media Tensión.
<i>BT</i>	Baja Tensión.
<i>AP</i>	Alumbrado público.
<i>CENTROSUR</i>	Empresa Eléctrica Regional Centro Sur.
<i>MERRNR</i>	Ministerio de Energía y Recursos Naturales No Renovables.
<i>UP</i>	Unidades de propiedad.
<i>UC</i>	Unidades de construcción.
<i>ACSR</i>	Conductor de aluminio reforzado con acero.
<i>PPRF</i>	Postes de plástico reforzado con fibra de vidrio.
<i>TDP</i>	Tablero de distribución principal.

8.4. Desarrollo.

8.4.1. Descripción del sistema proyectado.

8.4.1.1. *Determinación de la demanda eléctrica del sector en estudio.*

La demanda de energía eléctrica de los clientes residenciales que contemplan las calles Atahualpa y Sucre del cantón Chordeleg, se basa en la nueva determinación de la demanda eléctrica para los sectores residenciales, los estratos de demanda se encuentran disponibles en la página web de la CENTROSUR. En este estudio, se identifica que el sector en estudio pertenece al estrato con categoría C, tal como se muestra en la Figura 8.5. La demanda eléctrica se calcula considerando el uso de los equipos eléctricos de uso general y del programa de cocción eficiente dentro del estrato C, mismo que presenta un consumo mensual promedio que va desde los ($111 < \text{kWh} \leq 180$).

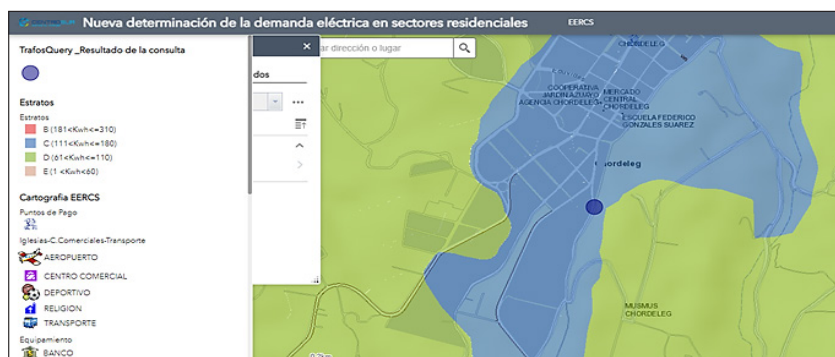


Figura 8.5. Nueva determinación de la demanda eléctrica según la CENTROSUR. Fuente: CENTROSUR (2023).

Una vez determinada el estrato de consumo eléctrico se procede a obtener la capacidad del transformador en función de los abonados existentes, abonados proyectados y del sistema de alumbrado público

diseñado para el sector. Para realizar el cálculo, la CENTROSUR posee una hoja de cálculo en formato xls., donde se debe seleccionar el estrato de consumo, ingresar la cantidad de abonados y la potencia de todo el sistema de AP, la Tabla 8.2 muestra la cantidad de abonados existentes y los proyectados, asimismo, la potencia del alumbrado público ingresada en la hoja de cálculo con el que, finalmente, se determina la potencia del transformador proyectado.

Tabla 8.2. Determinación de la potencia del transformador proyectado.

Localidad:		Tramo 1: Calle Atahualpa y calle Sucre/Chordeleg			
TIPO DE OBRA:		Mejora Urbana			
Tipo de Conductor:	Cobre Subt.			Red de B.V.:	3F
ESTRATO:	C	C. Esp. [kVA]	0,00	REF. TRANSFORMADOR T-1:	T1p
Nro. Clientes	66	Diseñado por:	Iván Coronel	VOLTAJE SECUNDARIO:	220/127 [V]
A.P Total [W]	1400	Fecha:	11-mar-21	POTENCIA NOMINAL	100 [kVA]

Fuente: CENTROSUR (2023)

8.4.1.2. Características técnicas constructivas y de diseño de la red de distribución proyectada.

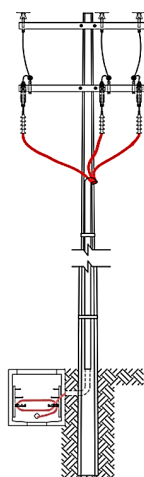
Todos los materiales, equipos y mano de obra deben cumplir con las especificaciones técnicas de las UP y UC del sistema de distribución eléctrica de las redes subterráneas, homologadas por el MERRNR.

8.4.1.3. Red de distribución de media tensión proyectada.

Para la alimentación de la estación de transformación proyectada, se lo realiza con una red trifásica con conductor de cobre aislado tipo XLPE para 25 kV calibre # 3/0 AWG para las fases y conductor de cobre desnudo calibre # 3/0 AWG para el neutro, configuración 3F4C a 22 kV.

8.4.1.4. Transición aérea soterrada de la red de media tensión.

Se realiza por ductos de EMT de 4 pulgadas (con sus respectivos accesorios tubos, codo reversible, codo de 90° acopio y unión.) adosado con cintas eriband a los postes de hormigón armado de 12 m del puente “H” donde se monta la estación de transformación, la Figura 8.6 muestra la representación de la transición aérea a soterrada y su implementación.



a)

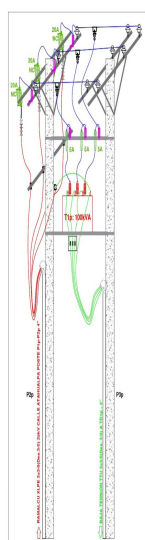


b)

Figura 8.6. a) Diseño; b) Implementación de la transición aérea a soterrada en media tensión.

8.4.1.5. Estación de Transformación Proyectada.

Para el lugar en estudio, según el levantamiento de la carga y al estrato tipo C al que pertenece el lugar en estudio, se ve la necesidad de instalar un transformador de 100 kVA configuración 3F4C para cubrir las necesidades energéticas de los abonados existentes, la proyección de nuevos abonados y el sistema propuesto de AP, la Figura 8.7 muestra el diseño de la estación de transformación y su implementación para el lugar del estudio.



a)



b)

Figura 8.7. a) Diseño y b) Implementación de la estación de transformación.

8.4.1.6. *Tablero de distribución principal (TDP).*

Lineamientos técnicos. El tablero será metálico y hermético, pintado y ensamblado totalmente, donde se montarán las protecciones para el control de alumbrado público y las protecciones para las redes de distribución de bajo voltaje por cada ramal, el tablero debe cumplir con la norma NEMA 3R, 1.2 x 0.9 x 0.3 m, con dos puertas abatibles, para 600 V y 220/127 V, misma que debe permitir el montaje de breaker de caja moldeada de 3F, 2F de 63 A y 16 A, riel DIN, barras de cobre desnudo, aisladores de barra, terminales y conductores. El tablero de distribución será empotrado en bases de hormigón armado al pie del poste donde se monte la estación de transformación, la Figura 8.8 muestra las características del TDP.

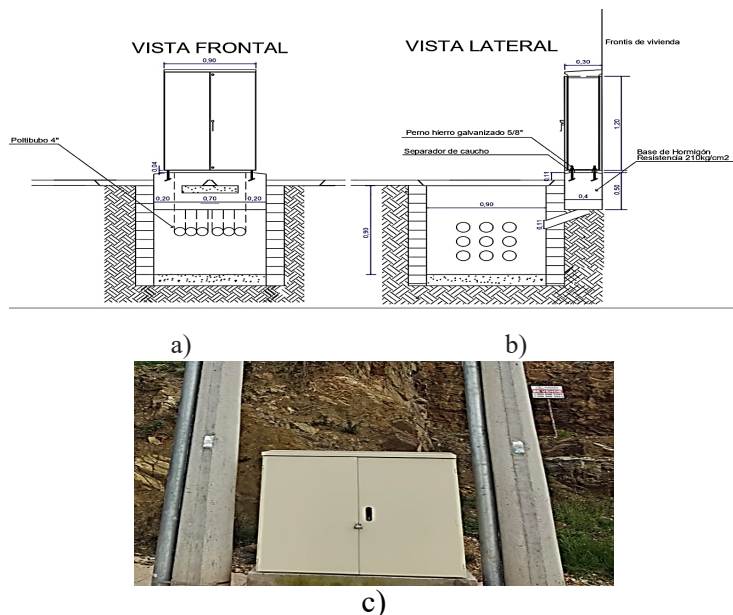


Figura 8.8. a) Diseño en Vista Frontal. b) Diseño en Vista Lateral; c) Implementación del Tablero de Distribución Principal.

8.4.1.7. Red de baja tensión para la distribución de energía hacia los abonados.

Lineamientos técnicos. Las redes de BT para el servicio eléctrico hacia los abonados partirá desde la protección para cada circuito del tablero principal de distribución, distribuido por pozos y bancos de ductos. Esto se realiza con cable de cobre aislado tipo TTU para 2 kV calibre # 3/0 AWG para las fases y calibre # 3/0 AWG para el neutro, configuración 3F4C a 220/127 V.

El proyecto diseñado presenta 4 ramales de la red de BT mismos que tienen las siguientes trayectorias:

Ramal 1: Parte desde el TDP de la vereda este de la calle Atahualpa hasta el redondel de la calle Atahualpa y calle Sucre.

Ramal 2: Parte desde el TDP de la vereda este de la calle Atahualpa hasta la vía a Pungohuayco.

Ramal 3: Parte desde el TDP hacia la vereda oeste de la calle Atahualpa hasta la vía a Pungohuayco.

Ramal 4: Parte desde el TDP hacia la vereda oeste de la calle Atahualpa hasta el PZ37 que interseca la calle Rodrigo Borja con la calle Atahualpa.

La Figura 8.9 muestra el diagrama unifilar del proyecto.

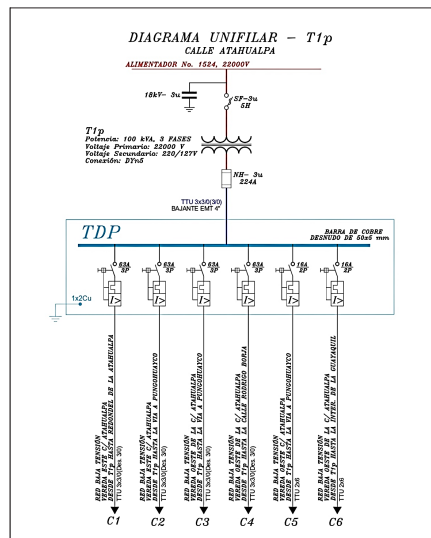


Figura 8.9. Diagrama Unifilar del Proyecto.

8.4.1.8. Acometidas y sistema de medición.

Lineamientos técnicos. La configuración de cada acometida depende del tipo de servicio y del número de contadores de energía requeridos por cada abonado, la acometida será en cable de cobre aislado tipo TTU para 0.6 kV calibre # 6 AWG para las fases y neutro, a 220/127 V. Cada cable de la acometida debe conectarse eléctricamente a la red de bajo

voltaje de distribución subterráneo a través de barrajes de baja tensión de 4 vías en los pozos, ésta acometida parte desde el pozo hasta un tablero de medición ubicado en la fachada frontal a la calle de cada vivienda, donde se coloca el o los equipos de medición, a través de politubo de 50 mm de diámetro. En los lotes vacíos o viviendas que no cuenten con servicio eléctrico se deja proyectando el sistema de ductos con reservas de 1.50 m con alambre guía y sellado su extremo; para así evitar romper veredas o similares para el trazado de acometidas.

8.4.1.9. Red de baja tensión alumbrado público.

Lineamientos técnicos. Para la alimentación de las luminarias de AP se parte desde la protección para cada circuito del TDP, distribuido por pozos y bancos de ductos. Esto se realiza con cable de cobre aislado tipo TTU para 1 kV calibre # 6 AWG para las fases y cable desnudo de cobre calibre # 8 AWG para conexión a tierra, configuración 2F2C + 1C a 220 V, en la Figura 8.9 se puede apreciar el diagrama unifilar del proyecto donde se puede observar los circuitos de AP y su protección.

8.4.1.10. Acometida de baja tensión alumbrado público.

Lineamientos técnicos. Para la alimentación de las luminarias de alumbrado público desde el pozo para cada luminaria hasta la ventana de empalme de poste, a través de politubo de 35 mm de diámetro, se realiza con cable de cobre aislado tipo TTU para 1 kV calibre # 10 AWG para las fases y cable desnudo de cobre calibre # 12 AWG para conexión a tierra, y desde la ventana hasta la luminaria con cable de cobre aislado tipo THHN para 0.6 kV calibre # 12 AWG para las fases y cable desnudo de cobre calibre # 12 AWG para conexión a tierra, en configuración 2F2C + 1C a 220 V.

8.4.1.11. Barraje preformado aislado para baja tensión de 4 vías.

Lineamientos técnicos. Se debe instalar un barraje por fase y uno por neutro, mismo que se conecta a la red principal de bajo voltaje por medio de empalmes de gel, en los pozos para la correcta distribución de las acometidas. Los barrajes deben ser livianos, aptos para uso en cables con temperaturas de operación de $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ y temperatura de sobrecarga de emergencia de $130\text{ }^{\circ}\text{C}$, sus componentes y accesorios deben ser aptos para la utilización en cables con tensiones nominales de operación de hasta 600 V, conductor de cobre o aluminio, aislamiento en TTU, XLPE o PVC.

El empalme, sus componentes y accesorios deberán ser física y eléctricamente compatibles con los componentes del cable. También deben ser aptos para uso en interior, áreas expuestas al medio ambiente, y en zonas contaminadas, deben suministrarse con las instrucciones y los accesorios necesarios para su conexión, base de barraje aislada encauchetada, tales como capuchones, tornillos, arandelas, cintas, grasa de silicona y soporte de fijación al muro, la Figura 8.10 muestra barrajes aislados en Gel para BT.



Figura 8.10. Barrajes en Gel para redes de BT y AP. Fuente: Iriarco (2023).

8.4.1.12. Empalmes de derivación.

Lineamientos técnicos. Para la derivación eléctrica desde la red de bajo voltaje hasta los respectivos barrajes de BT y para la derivación eléctrica desde el circuito de AP hasta la caja de registro de cada poste de AP, se debe hacer uso de empalmes los cuales permiten aislar y encapsular fácilmente las derivaciones sin necesidad de cortar el cable principal, el encapsulado debe utilizar material sellante tipo Gel que garantice la hermeticidad de la conexión y de un conector tipo “H”, deberán ser de uso específico para el calibre de conductor de la red principal y de su derivación.

8.4.1.13. Pozos de revisión.

Lineamientos técnicos. Los pozos pueden ser de paso, para cambios de dirección y para la derivación de acometidas, los cuales deberán cumplir con la Homologación de las UP y UC del Sistema de Distribución Eléctrica de Redes Subterráneas.

En el presente proyecto se considera el uso de 1 tipo de pozo de revisión, como se muestra en la Tabla 8.3:

Tabla 8.3. Características de los pozos de revisión.

Pozos de Revisión		
Tipo de Pozo	Medidas	Aplicación
B	90cmx90cmx90cm	Para Circuitos de MT, BT y AP.

Fuente: CENTROSUR (2023)

Los pozos serán contruidos con paredes de hormigón de 210 kg/cm² o de mampostería de ladrillo o bloque de hormigón pesado, el espesor de la pared debe ser como mínimo de 12 cm, las paredes interiores de los pozos contruidos con mampostería de bloque o ladrillo serán enlucidas

con mortero 1:3 y alisadas con cemento, las bases de los pozos deben tener una capa de material filtrante, ripio de 10 cm de alto, la Figura 8.11 muestra fotos del pozo tipo B construida en el lugar de estudio.



Figura 8.11. a) Construcción del pozo con ladrillo panelón; b) Revestimiento enlucido del pozo de tipo B en el proyecto.

Los tubos dentro de los pozos de revisión deberán taponarse con tapas o tapones ciegos de PVC del mismo diámetro de los tubos a taponar, también se puede usar macilla moldeable retardante al fuego aprobada por la CENTROSUR.

8.4.1.14. Tapa de pozos.

Lineamientos técnicos. Las tapas de los pozos serán de hormigón con una resistencia de 210 kg/cm², de 70 mm de espesor cuando el pozo se construya en la vereda y de 100 mm de espesor cuando el pozo se construya en la calzada con armadura de varilla de 12 mm cada 100 mm en ambas direcciones, tendrán un marco y un brocal metálico construido de pletina de acero de espesor de 4 mm y 50 mm de base por 75 mm de alto con una abertura de 110° tanto para el brocal como para el marco

de la tapa, la Figura 8.12 muestra una foto de las tapas para los pozos del tipo B construidas para el proyecto.



Figura 8.12. a) Tapas en etapa gris de construcción; b) Tapas del tipo B en el proyecto con revestimiento en cerámica.

El marco y el brocal deberá tener un recubrimiento de pintura anticorrosiva, con el fin de que el brocal se empotre correctamente y se dispondrá de anclajes que irán embebidos al contorno del pozo, para una fácil apertura de la tapa se dejará dos orificios de 20x50 mm sin fundir. Las dimensiones de las tapas se detallan en la Tabla 8.4.

Tabla 8.4. Características de las tapas para los pozos de revisión.

Tapas de Pozos de Revisión			
Tipo de Pozo	Cantidad Tapas	Medida Interior	Medida Exterior
B	2	100 cm x 50 cm	105,5 cm x 105,5 cm

Fuente: MERRNR (2023)

8.4.1.15. Soporte metálico para cables.

Lineamientos técnicos. Los cables dentro de los pozos deben quedar fácilmente accesibles y soportados de forma que no sufran daño debido a su propia masa, curvatura o movimientos durante su operación, para ello los pozos deben disponer de soportes metálicos para cables de acero galvanizado de baja aleación laminada en caliente, con un espesor de galvanizado mínimo de 75 micras o de fibra de vidrio, para sujetar y ordenar los conductores que se encuentren dentro de éste.

Los soportes deben estar diseñados para resistir la masa de los propios cables y de cargas dinámicas, para mantenerlos separados en claros específicos, también deben quedar soportados cuanto menos 10 cm arriba del piso para estar adecuadamente protegidos y su ubicación debe permitir el movimiento del cable sin que exista concentración de esfuerzos destructivos.

8.4.1.16. Banco de ductos.

Lineamientos técnicos. Los bancos de ductos se utilizan para transportar los conductores de las redes de MT, BT y los circuitos de AP, también cumplen con la función de interconectar los respectivos pozos de revisión.

Para el presente proyecto se planifica la construcción de 1 tipo de banco de ducto, éste se detalla en Tabla 8.5.

Tabla 8.5. Tipo de banco de ductos.

Tipo de Banco	Descripción	Aplicación
EU0-0B3x3B1	3 filas por 3 columnas, tubo PVC tipo pared estructurada interior liso y exterior corrugado	Para redes de MT, BT y AP.

Fuente: MERRNR (2023)

Los fondos de la zanja de los bancos de ductos tendrán un terminado uniforme sobre el cual se coloca una cama de arena o ripio de 5 cm dependiendo si el material de relleno del banco de ductos es arena u hormigón con resistencia mínima de 140 kg/cm² respectivamente consiguiendo un piso regular y uniforme de tal manera que al colocar la primera fila se apoye en toda su longitud.

8.4.1.17. Separadores de tubería.

Lineamientos técnicos. Para conservar una distancia uniforme entre ductos se deben utilizar separadores, los mismos deben ser láminas de PVC o de otro material aprobado por la CENTROSUR.

La separación mínima horizontal y vertical entre ductos de un mismo banco será de 5 cm, independiente del diámetro de la tubería y del nivel de voltaje empleado. La distancia longitudinal entre cada separador será de 2.5 m.

8.4.1.18. Cintas de señalización.

Lineamientos técnicos. Para indicar la existencia de ductos eléctricos se debe colocar una cinta o banda de PVC de 250 mm de ancho por 0.175 mm de espesor en toda la trayectoria del banco de ductos.

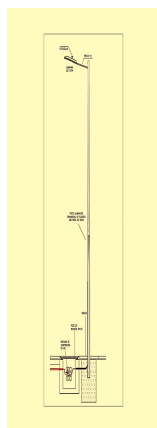
La cinta o banda se debe colocar a una profundidad de 20 cm medidos desde el nivel del piso terminado de la acera o calzada.

Cuando el ancho de la zanja es menor o igual a 0.5 m se debe colocar una cinta de señalización, si la zanja es mayor a 0.5 m se colocará dos cintas de señalización.

La cinta de señalización deberá contener señal de advertencia de peligro de riesgo eléctrico, leyenda de advertencia de la presencia de cables eléctricos y logotipo de la empresa distribuidora que sirve a la zona del proyecto.

8.4.1.19. Alumbrado público.

El sistema de iluminación que se plantea para el proyecto es: en disposición unilateral, es decir los puntos de luz se sitúan en un mismo lado de la vía. Para el montaje de las luminarias se ha previsto la utilización de postes de plástico reforzado con fibra de vidrio (PPRF) con una longitud de $L=10$ m, la longitud de empotramiento del poste es de 1.50 m y la altura mínima del punto de luz es de 8.50 m, la distancia entre postes es de 30 m, el tipo de iluminación al que corresponde la vía es del tipo M3, la Figura 8.13 muestra un estrato del diseño de iluminación de esta vía.



a)



b)

Figura 8.13. a) Diseño; b) Implementación del sistema de iluminación construido para el proyecto.

8.5. Discusión y análisis de resultados.

La regeneración urbana llevada a cabo por el GAD del cantón Chordeleg, con el diseño y construcción de la red eléctrica integral del tramo 1 de la calle Atahualpa y calle Sucre, ha tenido un impacto significativo en la mejora del ornato de la ciudad. Además, se han resuelto los problemas relacionados con la deficiencia en el sistema de alumbrado público y la insuficiente capacidad para satisfacer la demanda eléctrica actual y futura de los abonados existentes en la zona. Con ello, se ha logrado abastecer de manera eficiente las necesidades energéticas de los residentes mejorando así la calidad de vida de los habitantes y promoviendo un entorno urbano más seguro y sostenible.

Bibliografía

- CENTROSUR. (2023, 15 de julio). *Geoportal2*. Recuperado de <https://geoportal2.centrosur.gob.ec/geoportal/apps/webappviewer/index.html?id=f34445b81c814dc89b472ab6e5d9fe06>
- Google Earth. (2023, 15 de julio). *Google Earth*. Recuperado de <https://earth.google.com>
- Iriarco. (2023, 15 de julio). *Barrajes de distribución*. Recuperado de <http://iriarco.com/adjuntos/equipos-proteccion-sistemas-energia/barrajes-distribucion-conectores-gel/barrajes-distribucion-conectores-gel.pdf>
- MERRNR. (2023, 14 de agosto). Recuperado de <https://www.unidadespropiedad.com>
- Coronel, I. (2025). Planos eléctricos de la calle Atahualpa del cantón Chordeleg. Zenodo.

Caso práctico 9

9. Guía de instalación del caldero de vapor: WNS 0.5-1.0-Y.Q

9.1. Introducción

Las instalaciones de vapor desempeñan un papel fundamental en la industria al proporcionar energía térmica para una amplia gama de procesos. Utilizando el vapor como medio de transferencia de calor, estas instalaciones generan energía y calor para impulsar maquinarias, calentar fluidos, esterilizar equipos, secar productos y llevar a cabo numerosas operaciones industriales.

El vapor se produce mediante la generación de calor en calderas, donde se calienta agua a alta presión, convirtiéndola en vapor saturado o sobrecalentado. Luego, el vapor se distribuye a través de tuberías a los puntos de uso, donde se aprovecha su calor para llevar a cabo diversas tareas.

La importancia de las instalaciones de vapor radica en su versatilidad y eficiencia. El vapor es un medio de transferencia de calor altamente efectivo, ya que tiene una alta capacidad calorífica y puede transportarse a largas distancias sin pérdidas significativas de energía. Además, es una fuente de energía limpia, ya que puede generarse utilizando una variedad de combustibles, incluyendo gas natural, carbón, biomasa y energía solar concentrada.

El alcance de las instalaciones de vapor es vasto y abarca múltiples sectores industriales, como la generación de energía eléctrica, la producción de alimentos y bebidas, la industria química, petroquímica y

farmacéutica, la fabricación de papel y celulosa, la producción de acero, la industria textil, entre otras. Sin las instalaciones de vapor, muchos de estos procesos industriales serían inviables o menos eficientes (Junta de Castilla y León, 2010).

En este capítulo se expone el caso práctico de la instalación del caldero WNS 0.5-1.0-Y.Q, para que estudiantes, egresados o recién graduados de carreras relacionadas a las actividades de instalación, mantenimiento y operación, de estas máquinas tengan una referencia en cuanto a las actividades que involucran la instalación, puesta en marcha, funcionamiento y mantenimiento, además de equipos y materiales utilizados.

El objetivo del presente capítulo es proponer una guía para explicar algunos aspectos importantes en cuanto a la instalación, puesta en marcha y mantenimiento de un caldero de vapor pirotubular.

9.2. Descripción del problema

La instalación, puesta en marcha y mantenimiento de un caldero de vapor aborda los desafíos y consideraciones clave asociados con este importante componente de las instalaciones de vapor.

En este capítulo, se describen los elementos fundamentales del proceso de instalación, incluyendo los requisitos de ubicación, materiales y los aspectos relacionados con las conexiones eléctricas y de tuberías de vapor. Se detallan los protocolos de seguridad y las normativas aplicables que deben seguirse durante la instalación para garantizar un entorno de trabajo seguro y cumplir con los estándares industriales.

El mantenimiento del caldero de vapor es otro aspecto crucial que se aborda en este capítulo. Se exploran las rutinas de mantenimiento preventivo, junto con las inspecciones regulares. Se discuten las mejores prácticas para asegurar un funcionamiento eficiente, minimizar el desgaste y prolongar la vida útil del caldero.

Al final se expone el caso práctico del cálculo de la potencia hidráulica de la bomba de recirculación de agua, y la potencia eléctrica necesaria del motor para accionar este elemento en el sistema de precalentamiento de agua.

9.3. Simbología

"	pulgadas
<i>m.c.a.</i>	metros columna de agua
<i>psi</i>	libras por pulgada cuadrada
<i>rpm</i>	revoluciones por minuto
°C	grados en escala Celsius
μ	viscosidad dinámica
<i>P</i>	Poise
ν	viscosidad cinemática
<i>St</i>	Stoke
ε	rugosidad relativa
γ	peso específico
<i>g</i>	gravedad
v	velocidad
<i>Z</i>	altura manométrica
<i>h</i>	presión en m.c.a.
<i>Re</i>	número de Reynolds

Q	caudal
r	radio
ρ	densidad
D	diámetro
F	factor de fricción
h_l	pérdidas primarias por fricción con tubería
L	longitud
h_v	pérdidas secundarias por fricción con accesorios
κ	factor adimensional correspondientes a un accesorio en una instalación hidráulica
η	eficiencia
f	factor de seguridad
<i>AISI</i>	American Iron and Steel Institute (Instituto americano del hierro y el acero)
<i>ANSI</i>	American National Standards Institute (Instituto Americano de Estándares Nacionales)
<i>ASME</i>	American Society of Mechanical Engineers (Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos)
<i>ASTM</i>	American Society for Testing and Materials (Sociedad Americana para Pruebas y Materiales)
<i>CA (AC)</i>	Corriente alterna (Altern current)
<i>DIN</i>	Deutsches Institut für Normung (Instituto Alemán de Normalización)
<i>DN</i>	Diámetro nominal
<i>DRAE</i>	Diccionario de la real academia española
<i>IEC</i>	International Electrotechnical Commission (Comisión Electrotécnica Internacional)
<i>NFPA</i>	National Fire Protection Association (Asociación Nacional de Protección contra el Fuego)
<i>NPS</i>	Normal Pipe Size (Tamaño nominal de tubería)
<i>NPT</i>	National Pipe Thread (Rosca de tubería nacional)
<i>PN</i>	Presión nominal

9.4. Marco conceptual

9.4.1. Caldero de vapor:

Antes de iniciar con la explicación de la instalación del caldero, se debe tener una noción de que es un caldero y cuáles son sus partes.

En primera instancia se debe definir el término máquina, según el DRAE, “es el conjunto de aparatos combinados para recibir cierta forma de energía y transformarla en otra más adecuada, o para producir un efecto determinado”.

Así pues se puede decir que el caldero es una máquina constituida en su mayor volumen por un recipiente metálico, hermético, diseñada para convertir la energía química de un combustible o la energía eléctrica, en calor, que se absorbe por el agua, misma que cambia su estado, de líquido a gaseoso (vapor), que se utilizará en aplicaciones como generación de energía eléctrica con turbinas de vapor, esterilización de equipos o utensilios, calentamiento de productos, calefacción, calentamiento de agua sanitaria, es por estas razones que el caldero tiene más cobertura en el sector industrial (Universidad de Burgos, s.f.).

9.4.2. Componentes principales de un caldero

Dado que el caldero es una máquina, ésta se compone de algunos mecanismos y componentes que se accionan coordinadamente para lograr el fin que es producir vapor.

Los principales componentes del caldero son los siguientes:

- **Hogar o cámara de combustión:** Es el espacio en el cual tiene lugar la combustión de gas, diésel u otro combustible.

- Intercambiador de calor: Es la parte que absorbe el calor de la combustión, para transferirla al agua mediante conducción, cambiándola de estado de líquido a gaseoso (vapor).
- Aislamiento externo: Es el material que constituye la envolvente, que evita que el calor generado en el interior se transfiera al ambiente exterior, ocasionando pérdidas.
- Quemador de combustible: Es el elemento que produce la combustión en función de los requerimientos de caudal y presión del vapor.
- Sistema de alimentación de agua: Consiste en un sistema de bombeo que trabaja en conjunto con el quemador y controlado por el procesador central del sistema, para colocar agua dentro del caldero.
- Sistema de ahorro de energía: Consiste en un sistema de recirculación de agua para aprovechar la energía de los gases de combustión para precalentar el agua.
- Sistema de control eléctrico: Comprende los sensores de presión y nivel, actuadores como las bombas, quemador de combustible, y el controlador que se encarga de alcanzar las consigas de funcionamiento, procesando las señales de entrada para activar las salidas, regulando el proceso en función de las necesidades que se presenten.
- Circuito de vapor: Es el conjunto de tuberías y válvulas para transportar el vapor a los puntos de consumo.
- Circuito de condensado: Es el conjunto de tuberías y válvulas para descargar el agua condensada a un lugar seguro.
- Chimenea de escape de seguridad: Es el conducto que permite descargar el vapor a un lugar abierto y seguro en caso de sobrepresión.
- Chimenea de gases de combustión: Es el conducto que permite liberar los gases de combustión a la atmósfera.

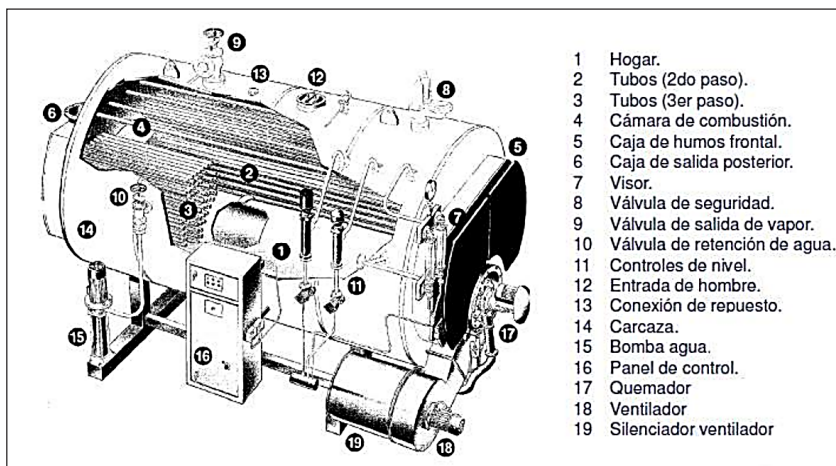


Figura 9.1. Componentes de un caldero. Fuente: Fisair air humidity control (2010).

9.4.2.1. *Ablandador de agua*

Es un recipiente que en la parte superior tiene una válvula que se encarga de dosificar resina de intercambio iónico en el agua que ingresara al caldero para ser convertida en vapor, de esta manera el agua pasa a través de la resina, y ésta toma iones del agua (sodio, cloruro, calcio, magnesio, etc.) y cede una cantidad equivalente en cuanto a carga de protones o de hidroxilos, para reducir la corrosión, incrustaciones internas del caldero y de las líneas de vapor, que reducirían su rendimiento.

9.4.2.2. *Acumulador de agua caliente*

Almacena el agua proveniente del precalentador de agua, para que ésta sea conducida por las bombas multietapa hacia el interior del caldero, de esta manera se aprovecha el calor que sale a la chimenea para calentar el agua antes de que entre al caldero, así pues, se aumenta la eficiencia energética del sistema.

9.4.2.3. Precalentador de agua (Intercambiador de calor)

Es un cilindro que permite pasar los gases de combustión a través de tubos internos para que luego salgan por la chimenea, por la parte externa de estos tubos existe una cámara por la que circula el agua, de esta manera se aprovecha este calor, que de otra manera serían pérdidas del sistema.

9.4.2.4. Chimenea de Gases de Combustión

El precalentador de agua está conectado a la chimenea de salida de gases de combustión y debe instalarse en un lugar libre de agua. La chimenea puede ser colocada enteramente o en secciones desde la base hasta el extremo superior, dependiendo de las circunstancias.

9.4.2.5. Bomba de recirculación de agua

Es la bomba encargada de recircular el agua por el precalentador de agua hacia el contenedor de agua caliente. Cuando la temperatura del agua desciende de los 60° C, la bomba se activa hasta alcanzar dicha temperatura, lo que permite que se necesite menos energía para generar vapor en el caldero.

9.4.2.6. Bomba Multietapa

Estas bombas trabajan basadas en el siguiente principio: Una vez que el fluido entra a la bomba, es dirigido a la primera etapa conformada por impulsor y voluta, en este proceso ocurre un incremento en la presión y velocidad del fluido y es direccionado a la etapa siguiente en la que ocurre una elevación de la presión de salida de la etapa anterior. Este proceso se repite dependiendo de la cantidad de etapas.

9.4.2.7. Bridas Planas

Son discos con orificios que se sueldan a los extremos de los tubos, con el fin de acoplarlos con válvulas, bombas, y otros elementos bridados, de esta manera se asegura que, en los puntos de unión de tuberías y accesorios, se soporte la presión a la que estén sometidos. Las bridas tienen un código que contiene las letras DN y PN, que describen el diámetro nominal de la tubería para la cual son diseñadas y la presión nominal del sistema.

Por ejemplo, una brida DN25-PN10, corresponde a una brida para una tubería de diámetro interno de 25 mm o 1”, que trabajará a una presión de 10 kg/cm² o aproximadamente 1 MPa.

Para el diseño de las bridas existen algunos modelos constructivos de acuerdo con la norma o standard en la que se base, por ejemplo, DIN, ANSI, ASME, etc. En la Figura 9.2. se observa las dimensiones para diseñar modelos de brida plana.

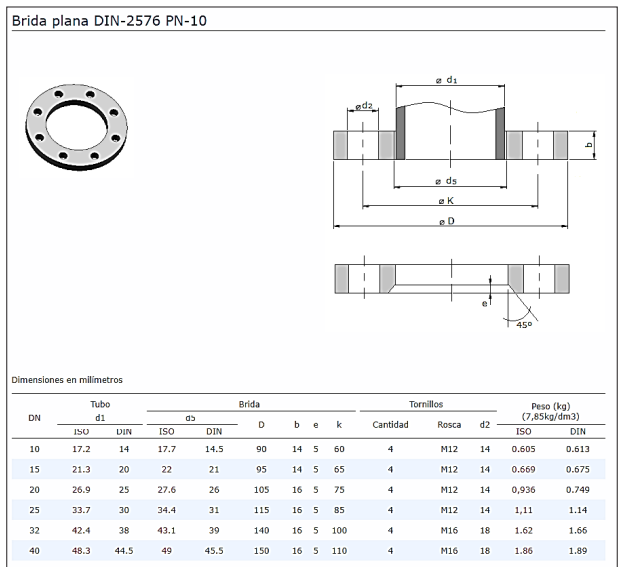


Figura 9.2. Características bridas DIN. Fuente: <http://www.dnbrida.com/index.php>.

Para el acople entre bridas se utilizan las juntas de brida, que sellan el paso de fluidos (líquidos o gases) entre dos bridas inmóviles que forman parte de un montaje mecánico y así evitar la fuga de estos. Estas juntas tienen la denominación del diámetro nominal de la brida (ver Figura 9.3).

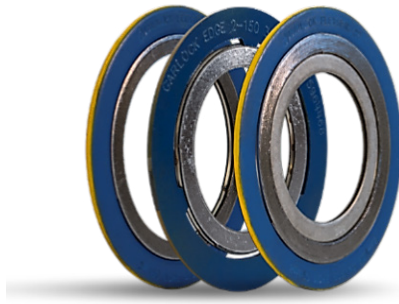


Figura 9.3. Juntas para sellar uniones bridadas. Fuente: <https://legacy.garlock.com/es/products/flexseal-spiral-wound-gaskets>.

9.4.2.8. Tubería cedula

El tamaño o diámetro nominal de tubería (NPS) es un conjunto de estándares norteamericanos para tuberías que se utilizan en aplicaciones de alta presión y temperatura. El NPS identifica la tubería utilizando dos criterios:

Diámetro exterior: un número dimensional que se refiere al ancho de una abertura de tubería desde el borde exterior hasta el otro borde exterior a 180°.

Cédula: un número no dimensional que refleja el grosor o espesor de la pared de la tubería.

Es decir, la distinción de “cédula” es solo nominal, y no una medida dimensional real. El grosor de la pared aumenta a medida que el diámetro exterior de una tubería aumenta. La Tabla 9.1 muestra los valores de espesor de pared, específicamente para las tuberías cédula 40 y cédula 80 según el diámetro exterior de la tubería.

9.4.2.9. *Válvula de globo bridada*

El principio de funcionamiento de las válvulas de globo es el movimiento perpendicular del disco en relación con el asiento. Esto garantiza que el espacio en forma de anillo situado entre el disco y el asiento se cierre gradualmente a medida que se cierra la válvula. Se utilizan para cortar la circulación del fluido y dar mantenimiento a componentes del circuito. Por ejemplo, en caso de que alguna de las bombas multietapa falle, puede ser retirada y llevada a un taller de mantenimiento para revisarla, sin alterar el funcionamiento del circuito de alimentación de agua del caldero.

9.4.2.10. *Manómetro de glicerina*

Los manómetros de glicerina se utilizan en aplicaciones donde se experimentan choques mecánicos y vibraciones. El líquido detrás de la pantalla amortigua las vibraciones y reduce los esfuerzos sobre los componentes mecánicos del manómetro; además, tiene la ventaja de que en ambientes con bajas temperaturas donde se produce condensación, la pantalla del manómetro no se empaña, facilitando la lectura. Se utilizan tanto para medir la presión de agua de alimentación, como para medir la presión interna del caldero. En la Figura 9.4 se puede ver la apariencia de un manómetro de glicerina.

Tabla 9.1. Dimensiones de tubería de acero cedulada



Dimensiones de Tubos de Acero ANSI B36.10 & 36.19 (Unidad en pulgada)

Tamaño Nominal del Tubo (NPS)		Diámetro Exterior (pulgada)	Tubos Cédula / Pipe Schedule																	
NPS	DN	OD	SCH 5s	SCH 10s	SCH 10	SCH 20	SCH 30	SCH 40s	SCH STD	SCH 40	SCH 60	SCH 80s	SCH XS	SCH 80	SCH 100	SCH 120	SCH 140	SCH 160	SCH XXS	
1/8	6	0.405		1.240				0.068	0.068	0.068		0.095	0.095	0.095						
1/4	8	0.540		1.650				0.088	0.088	0.088		0.119	0.119	0.119						
3/8	10	0.675		1.650				0.091	0.091	0.091		0.126	0.126	0.126						
1/2	15	0.840	0.065	2.110				0.109	0.109	0.109		0.147	0.147	0.147				0.188	0.294	
3/4	20	1.050	0.065	2.110				0.113	0.113	0.113		0.154	0.154	0.154				0.219	0.308	
1	25	1.315	0.065	2.770				0.133	0.133	0.133		0.179	0.179	0.179				0.250	0.358	
1 1/4	32	1.660	0.065	2.770				0.140	0.140	0.140		0.191	0.191	0.191				0.250	0.382	
1 1/2	40	1.900	0.065	2.770				0.145	0.145	0.145		0.200	0.200	0.200				0.281	0.400	
2	50	2.375	0.065	2.770				0.154	0.154	0.154		0.218	0.218	0.218				0.344	0.436	
2 1/2	65	2.875	0.083	3.050				0.203	0.203	0.203		0.276	0.276	0.276				0.375	0.552	
3	80	3.500	0.083	3.050				0.216	0.216	0.216		0.300	0.300	0.300				0.438	0.600	
3 1/2	90	4.000	0.083	3.050				0.226	0.226	0.226		0.318	0.318	0.318						
4	100	4.500	0.083	3.050				0.237	0.237	0.237		0.337	0.337	0.337		0.438		0.531	0.674	
5	125	5.563	0.109	3.400				0.258	0.258	0.258		0.375	0.375	0.375		0.500		0.625	0.750	
6	150	6.625	0.109	3.400				0.280	0.280	0.280		0.432	0.432	0.432		0.562		0.719	0.864	
8	200	8.625	0.109	3.760		0.250	0.277	0.322	0.322	0.322	0.406	0.500	0.500	0.500	0.594	0.719	0.812	0.906	0.875	
10	250	10.750	0.134	4.190		0.250	0.307	0.365	0.365	0.365	0.500	0.500	0.500	0.594	0.719	0.844	1.000	1.125	1.000	
12	300	12.750	0.156	4.570		0.250	0.330	0.375	0.375	0.406	0.562	0.500	0.500	0.688	0.844	1.000	1.125	1.312	1.000	
14	350	14.000	0.156	4.780	0.250	0.312	0.375		0.375	0.438	0.594		0.500	0.750	0.938	1.094	1.250	1.406		
16	400	16.000	0.165	4.780	0.250	0.312	0.375		0.375	0.500	0.656		0.500	0.844	1.031	1.219	1.438	1.594		
18	450	18.000	0.165	4.780	0.250	0.312	0.438		0.375	0.562	0.750		0.500	0.938	1.156	1.375	1.562	1.781		
20	500	20.000	0.188	5.540	0.250	0.375	0.500		0.375	0.594	0.812		0.500	1.031	1.281	1.500	1.750	1.969		
22		22.000	0.188	5.540	0.250	0.375	0.500		0.375		0.875		0.500	1.125	1.375	1.625	1.875	2.125		
24	600	24.000	0.218	6.350	0.250	0.375	0.562		0.375	0.688	0.969		0.500	1.219	1.531	1.812	2.062	2.344		
26		26.000			0.312	0.500	0.000		0.375				0.500							
28	700	28.000			0.312	0.500	0.625		0.375				0.500							
30		30.000	0.250	7.920	0.312	0.500	0.625		0.375				0.500							
32	800	32.000			0.312	0.500	0.625		0.375	0.688			0.500							
34		34.000			0.312	0.500	0.625		0.375	0.688			0.500							
36	900	36.000			0.312	0.500	0.625		0.375	0.750			0.500							
38		38.000							0.375				0.500							
40	1000	40.000						0.375												
42		42.000				0.500			0.375	0.750			0.500							
44	1100	44.000							0.375				0.500							
46		46.000							0.375				0.500							
48	1200	48.000							0.375			0.500								

Fuente: Disponible en: <https://www.octalacero.com/dimensiones-de-tubos-cedula-40-80>



Figura 9.4. Manómetro de glicerina. Fuente: Disponible en: <https://www.bloginstrumentacion.com/productos/presion/manmetro-de-glicerina-ventajas-y-aplicaciones/>

9.4.2.11. Caudalímetro

Un caudalímetro es un dispositivo utilizado para medir el caudal o flujo de un fluido, ya sea líquido o gas, en un conducto o tubería. Su función principal es determinar la cantidad de fluido que está pasando por un punto específico en un sistema (Budynas & Nisbett, 2011).

Es un instrumento para medir el flujo de agua hacia el interior del caldero, para llevar un registro del agua consumida.

9.4.2.12. Presostato

Un presostato es un dispositivo utilizado para controlar y monitorear la presión de un fluido, ya sea líquido o gas, en un sistema. Su función principal es activar o desactivar un circuito eléctrico en función de la presión alcanzada.

9.4.2.13. Distribuidor de vapor

El distribuidor de vapor (manifold), agrupa todas las válvulas de suministro de vapor en un solo conjunto. La estandarización de los componentes y la centralización de su ubicación simplifica la instalación, reduciendo costes desde el principio.

9.4.2.14. Válvula de purga automática

Es un tipo de válvula que filtra de forma automática el condensado (en este caso vapor condensado) y gases no condensables como lo es el aire sin dejar escapar al vapor.

9.4.2.15. Válvula de purga manual

Permite drenar los sólidos no disueltos en el fondo de la caldera, evitando su acumulación.

9.4.2.16. Válvula de seguridad

La válvula de seguridad es uno de los dispositivos de seguridad más importantes en un sistema de vapor. Las válvulas de seguridad proporcionan una medida de seguridad para los operadores y equipos de la planta en condiciones de sobrepresión. La función principal de una válvula de seguridad es aliviar la presión.

9.4.2.17. Quemador de gas

Es el elemento que se encarga de coordinar la inyección de combustible para el encendido y generación de calor para producir vapor.

9.5. Desarrollo

9.5.1. Indicaciones Generales para la instalación del caldero

En los siguientes apartados se describen los materiales necesarios para instalar el circuito de alimentación de agua del caldero, el distribuidor de vapor, las válvulas de seguridad y de purga de condensados, el quemador de gas, entre otros componentes del caldero de vapor.

Además, se explica algunas recomendaciones al momento de realizar las instalaciones, principios de funcionamiento de componentes, y el modo de operación del sistema.

Para garantizar la seguridad del caldero, instalaciones y personal en contacto con el mismo, todas las actividades de diseño, fabricación, instalación, modificación, mantenimiento, operación, inspección y ensayos deben realizarse de acuerdo con Normas y Estándares para seguridad en Calderos según NFPA o IEC-61508.

El personal que realice la instalación del caldero debe tener formación y certificación para estas actividades. Además, debe existir supervisión técnica y de calidad por parte del departamento o agencia local destinadas a estas labores, durante el proceso de instalación, pruebas y puesta en marcha.

Antes de que el caldero se instale, el quemador, componentes, accesorios de seguridad y equipo auxiliar se deben inspeccionar de acuerdo con la documentación técnica, se debe elaborar registros de estas actividades. En caso de identificar algún inconveniente o desperfecto de los equipos o componentes, se debe informar inmediatamente al proveedor o fabricante.

9.5.1.1. Lugar de Instalación

Se debe determinar la ubicación de la instalación de la maquinaria auxiliar del caldero (incluyendo la bomba de recirculación de agua, equipo de tratamiento de agua, etc.).

De acuerdo con la calidad de suelo local, se debe elaborar un mapa de fundición con apoyo de un especialista en ingeniería civil.

La superficie de la fundición debe ser suave y plana, las irregularidades no deben ser mayores a 5 mm/m, y la irregularidad de la longitud total no debe exceder a los 10 mm/m.

Todos los agujeros del piso que no se utilicen deben ser rellenados con hormigón luego de que las máquinas auxiliares sean instaladas en su lugar respectivo.

Después de que el trabajo de fundición sea calificado, la línea de referencia de instalación del caldero debe ser dibujada de acuerdo con los planos que se proveen con el equipo. El piso debe tener una inclinación de manera que evite la acumulación de agua.

Respecto a la conexión eléctrica, debe existir una conexión a 380 V AC. Además, se debe cumplir con los valores de iluminación y ventilación según la norma vigente.

No deben existir fuentes de alta tensión ya que podrían provocar interferencia eléctrica a los instrumentos electrónicos y a la vez un mal funcionamiento del sistema de control. En la Figura 9.5 se puede ver los planos para la cimentación de la base del caldero.

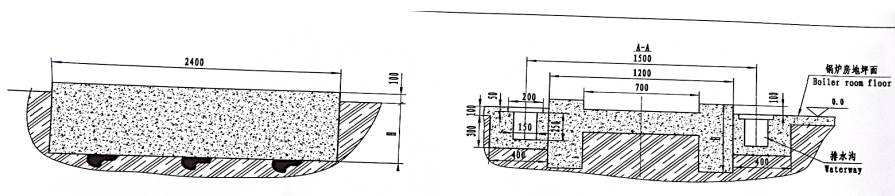


Figura 9.5. Plano para cimentación de la base del caldero

9.5.1.2. Transporte e instalación

El caldero y su equipamiento debe ser levantado de acuerdo con la posición especificada por el fabricante.

El equipo de levantamiento, cuerdas, cabrestantes, etc. deben tener la suficiente capacidad de carga, cumplir con las especificaciones técnicas y medidas de seguridad.

Cuando el caldero esté listo para transportarse, se debe asegurar al montacargas de tal manera que cuando se esté elevando, quede balanceado. La capacidad del montacargas no debe ser menor a 5 toneladas.

El caldero siempre debe ser elevado de las agarraderas diseñadas para este fin, y apoyado en los soportes de este. No se debe asegurar o apoyar otra parte, ya que el material refractario puede sufrir daños.

Una vez ubicado el caldero en su sitio de trabajo, se debe nivelar de tal manera que la inclinación no sobrepase el 2%, de otra manera se debe nivelar con apoyos en la parte inferior.

9.5.1.3. Instalación del circuito de alimentación de agua

Para instalar esta parte del sistema del caldero, se necesitan los materiales señalados en la Tabla 9.2:

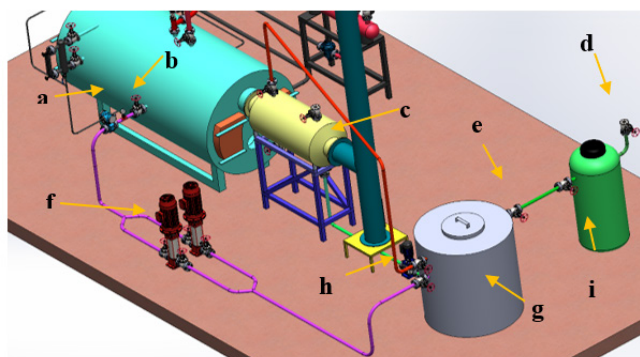
Tabla 9.2. Lista de Materiales para la instalación del Circuito de Alimentación de Agua

Cantidad	Descripción
-	Tubería de acero inoxidable 1 ¼" AISI 304 Cédula 10
1	Ablandador de agua
1	Acumulador de agua caliente (1 m ³)
1	Precalentador de agua (intercambiador de calor)
1	Bomba de recirculación de agua: 5 m ³ /h; H=20 m; 0.75 kW; 3414 rpm; bridada DN32
2	Bombas multietapa: 3 m ³ /h; H 103 m; 2.2 kW; 3500 rpm, bridada DN32
28	Bridas planas de acero inoxidable AISI 304 DN32 PN16
15	Válvula de globo bridada DN32 PN16
1	Manómetro de glicerina 150 psi – 3/8" NPT
1	Caudalímetro bridado
24	Juntas metálicas DN32
-	Cinta o cuerda de asbesto

En la Figura 9.6. se pueden apreciar los componentes mencionados anteriormente.

Todas las uniones deben ser bridadas, jamás roscadas, debido a las altas presiones que se generarán en el sistema (>145 psi).

En lo posible se debe procurar instalar elementos de acero inoxidable AISI 304 o en el mejor de los casos AISI 316 para evitar corrosión, generación de incrustaciones, lo que reducirá trabajos posteriores de mantenimiento a la vez que se alarga la vida útil de la instalación.



- | | | |
|---------------------------|----------------------|--------------------------------|
| a. Manómetro de glicerina | d. Acometida de agua | g. Acumulador de agua caliente |
| b. Caudalímetro bridado | e. Válvula de globo | h. Bomba de recirculación |
| c. Precalentador de agua | f. Bombas multietapa | i. Ablandador de agua |

Figura 9.6. Plano para cimentación de la base del caldero

En la sección de marco conceptual se expone la función de los elementos del circuito de este sistema. En la Figura 9.7 se puede ver una sección del intercambiador de calor.

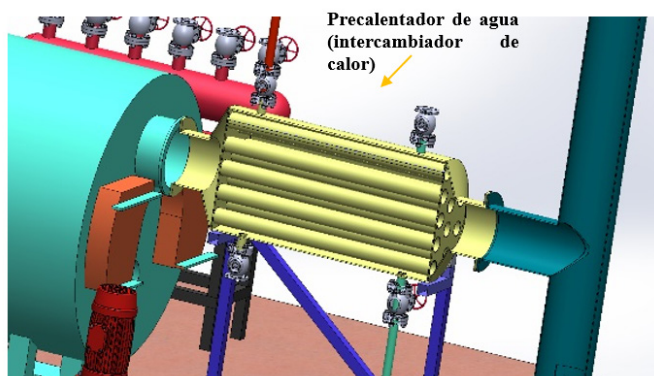


Figura 9.7. Vista interna del precalentador de agua

Cuando la chimenea de salida de gases de combustión este instalada, entre la brida de conexión entre la chimenea y el precalentador de agua, se coloca cinta de asbesto. Debe comprobarse que no existan fugas entre este acople. La verticalidad de la chimenea debe ser revisada con un nivel de agua o plomada. Si existe alguna desviación, la conexión puede ser corregida en la conexión de la brida.

El cable de acero para la chimenea debe tensionarse con el perno del tensor (el otro extremo del cable de acero debe ser fijado en algún punto de la construcción).

Es mejor insertar la cinta de asbesto entre las bridas cuando se esté posicionando la chimenea y se tenga aún espacio entre las tuberías. Se debe revisar la inclinación de la chimenea con la plomada, si existe alguna desviación, los cables pueden ser tensados, la tensión en los tres puntos de sujeción del cable tensor debe ser igual. Para prevenir descargas de rayos eléctricos, se debería colocar un dispositivo de protección pararrayos en la chimenea. En la Figura 9.8 se puede apreciar la disposición de la chimenea.

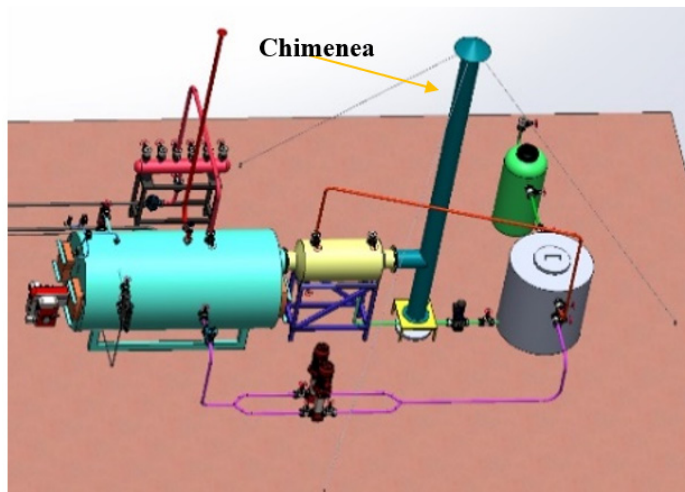


Figura 9.8. Vista de chimenea de salida de gases

En la Figura 9.9 se puede ver el circuito de recirculación de agua con sus componentes.

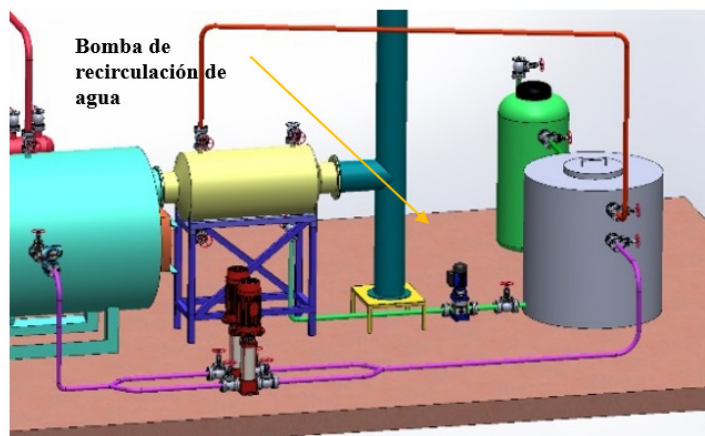


Figura 9.9. Vista del circuito de recirculación de agua para calentamiento.

Las bombas multietapa trabajan en función de las señales del sensor de nivel de agua del caldero, cuando el nivel de agua es bajo, la bomba se activa hasta alcanzar el nivel alto. De esta manera se trata de mantener el agua en el nivel normal. Si el nivel de agua es mínimo o máximo, el sistema se detiene. En la Figura 9.10 y Figura 9.11 se pueden ver las bombas multietapa.

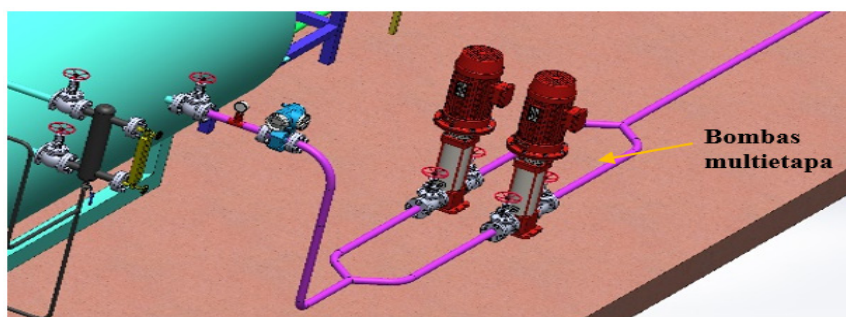


Figura 9.10. Vista de bombas multietapa

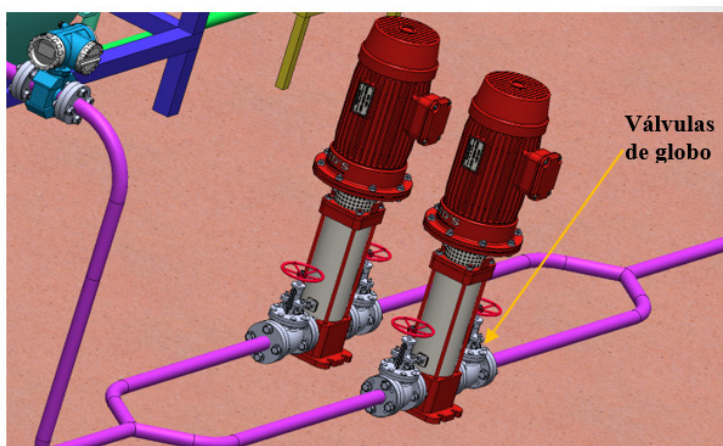


Figura 9.11. Vista de bombas multietapa con válvulas de globo bridadas

En la Figura 9.12 se aprecia los manómetros para monitoreo de presión.

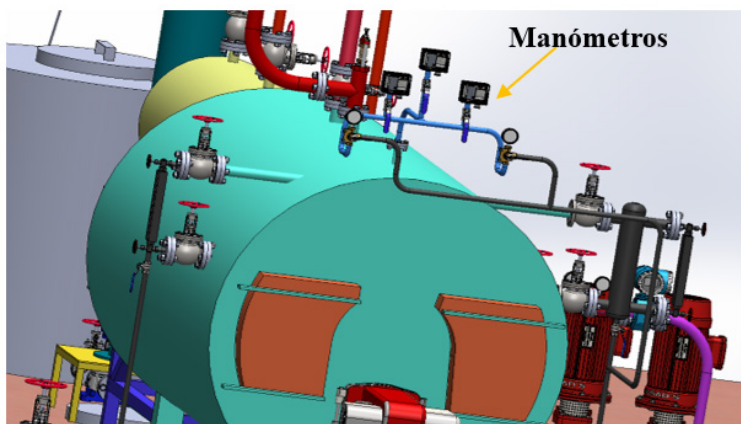


Figura 9.12. Vista de manómetros para medir la presión de vapor

En la Figura 9.13 se muestra el caudalímetro para medir el flujo que ingresa al caldero.

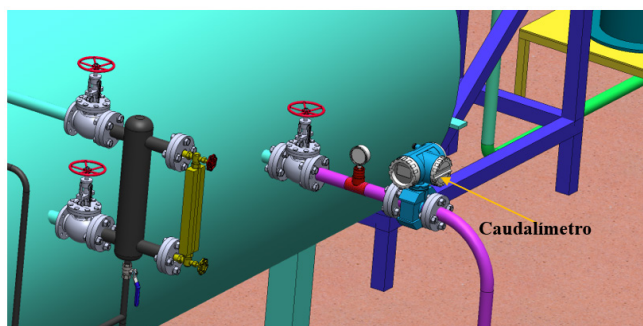


Figura 9.13. Vista de caudalímetro bridado

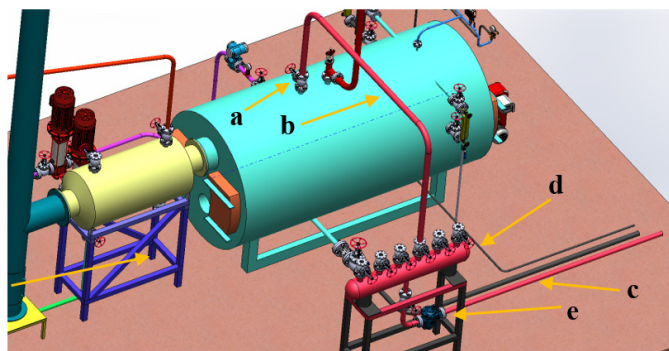
9.5.1.4. Instalación de salida de vapor a distribuidor de vapor

Para la instalación de la salida de vapor, desde el caldero al distribuidor de vapor (manifold), se necesitan los materiales señalados en la Tabla 9.3:

Tabla 9.3. Lista de Materiales y Equipos para la instalación de salida de vapor al distribuidor de vapor

Cantidad	Descripción
-	Tubería de acero inoxidable 2" AISI 304 Cédula 40
-	Tubería de acero inoxidable 1 ½" AISI 304 Cédula 10
2	Válvula de Globo DN 50 – PN16
1	Distribuidor de vapor de 5 servicios 1 ½"
6	Válvula de Globo DN40 – PN16
1	Válvula de purga automática DN40-PN16
2	Bridas planas de acero inoxidable AISI 304 DN50 PN16
3	Bridas planas de acero inoxidable AISI 304 DN40 PN16
4	Juntas metálicas DN50
9	Juntas metálicas DN40

En la Figura 9.14 se observan los materiales instalados para el circuito de distribución de vapor.



- | | | |
|--------------------------|--------------------------|--------------------------------|
| a. Válvula de globo DN50 | c. Tubería 1 ½" | e. Válvula de purga automática |
| b. Tubería 2" | d. Distribuidor de vapor | |

Figura 9.14. Vista de conexión entre caldero y el distribuidor de vapor

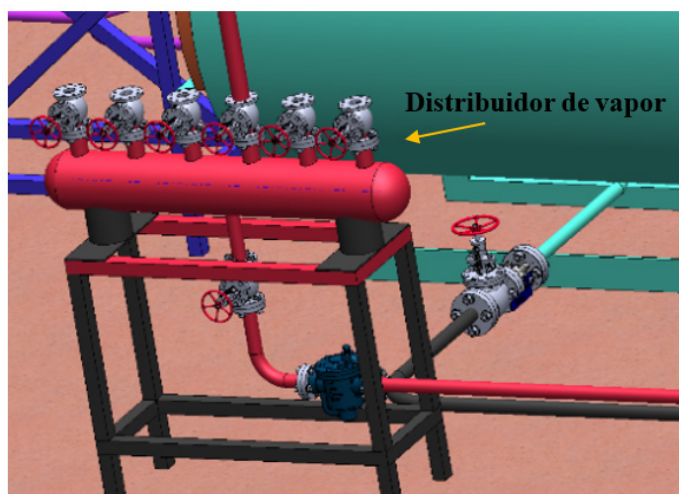


Figura 9.15. Vista del distribuidor de vapor

En la parte inferior, el distribuidor de vapor tiene una salida que se conecta a una válvula de purga automática, para eliminar los condensados. Como se puede observar en la Figura 9.15 y Figura 9.16.

El distribuidor de vapor funciona como un pequeño acumulador de vapor para recolectar condensados y desechar por la válvula de purga, además agrupa las válvulas de distribución que conducirán vapor a los diferentes circuitos de consumo.

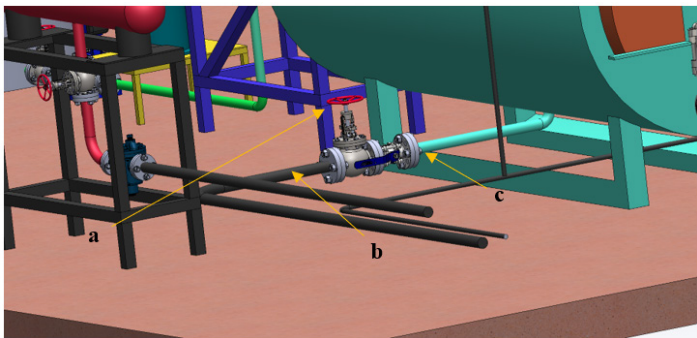
9.5.1.5. Instalación de purga de condensados

Para la instalación de la purga de condensados del caldero, se necesitan los materiales detallados en la Tabla 9.4:

Tabla 9.4. Lista de materiales para instalación de purga de condensados

Cantidad	Descripción
-	Tubería de acero inoxidable 1 ½” AISI 304 Cédula 10
2	Válvula de Globo DN 40 – PN16
1	Válvula de purga manual DN40-PN16
2	Bridas planas de acero inoxidable AISI 304 DN40 PN16
3	Juntas metálicas DN40

En la Figura 9.16 se puede ver los materiales instalados para realizar la purga de condensados.



a. Válvula de globo DN40 b. Tubería 1 ½” c. Válvula de purga manual DN40

Figura 9.16. Vista de válvula de purga de condensados

Esta instalación de purga de vapor tiene la función de recolectar y conducir los condensados al sistema de aguas residuales. Cabe señalar que los condensados tienen temperaturas superiores a 80 °C, por lo que, en caso de que aguas abajo del desagüe del caldero se tengan tuberías plásticas, se debe enfriar primero los condensados para luego desecharlos.

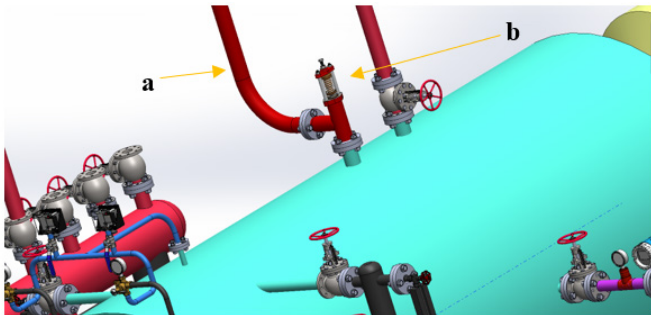
9.5.1.6. Instalación de válvula de seguridad

Para la instalación de la válvula de seguridad, desde el caldero al distribuidor de vapor, se necesitan los materiales señalados en la Tabla 9.5:

Tabla 9.5. Lista de materiales para instalación de válvula de seguridad

Cantidad	Descripción
-	Tubería de acero inoxidable 1 ½” AISI 304 Cédula 10
1	Válvula de seguridad DN40
2	Bridas planas de acero inoxidable AISI 304 DN40 PN16
2	Juntas metálicas DN40

En la Figura 9.17 se puede ver los materiales del circuito de escape de seguridad.



a. Tubería 1 ½”

b. Válvula de seguridad DN40

Figura 9.17. Vista de válvula de seguridad

La válvula de seguridad, al sobrepasar el valor de 1.5 MPa, se abre para liberar la sobrepresión y conducirla de forma segura por una tubería de escape que conduce al ambiente para no generar daños ya sea a equipos, infraestructura o personal.

9.5.1.7. Instalación de quemador de gas

Para la instalación del quemador de gas se necesitan los materiales detallados en la Tabla 9.6:

Tabla 9.6. Lista de materiales para instalación de quemador de gas

Cantidad	Descripción
-	Tubería flexible de gas
1	Quemador de Gas
1	Kit de Instalación de quemador

En la Figura 9.18 se aprecia la ubicación del quemador de gas.

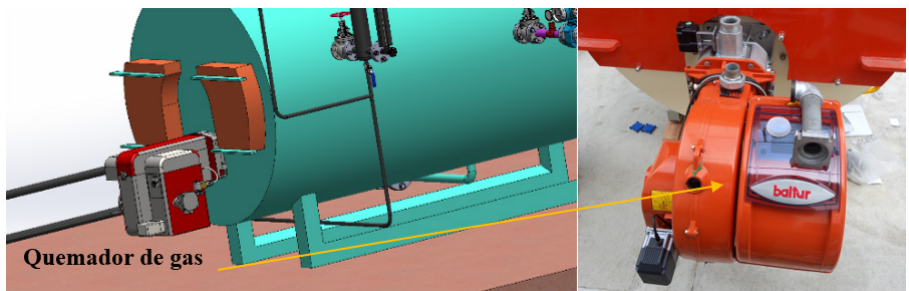


Figura 9.18. Vista de quemador de gas

El quemador de gas, en su programación interna, e independiente de la programación general para el control del sistema del caldero, tiene 5 etapas:

1. Prebarrido: En esta primera etapa, al momento de arrancar el sistema principal, el prebarrido tiene la función de retirar gases contenidos en el hogar, el blower del quemador se activa y barre todo el aire dentro del hogar para que salga por la chimenea por aproximadamente 15 segundos.
2. Encendido: Luego de que se ha realizado el prebarrido, se inyecta combustible a través de una válvula accionada por un servomotor, que regula el flujo de combustible, inmediatamente se acciona el electrodo de encendido que genera un arco, y se enciende el quemador.
3. Funcionamiento: Una vez que se ha encendido el quemador, éste funciona en régimen permanente para la producción de vapor.
4. Bloqueo: En caso de presentarse alguna condición anormal en el quemador, alguna falla de funcionamiento, el sistema cierra la electroválvula de paso de combustible y queda bloqueado hasta que se presione manualmente el pulsador de reset o rearme.
5. Parada: En caso de que, en el sistema del caldero, los termostatos, presostatos, o algún elemento de seguridad se active, o en caso de que alguna alarma se active, el quemador se detiene hasta que se corrijan las fallas.

El quemador de gas viene acompañado de un kit de instalación en el que están los pernos de sujeción, empaques, electroválvula, y demás elementos necesarios para colocarlo a la entrada del hogar del caldero.

Respecto al tanque de combustible, si no excede 1 m³ de capacidad se puede instalar en el cuarto del caldero, caso contrario, se debe ubicar el contenedor de combustible en un cuarto independiente.

Las válvulas de combustible, bombas, filtros, etc. deben estar libres de polvo antes de la instalación.

El circuito de suministro de combustible debe estar completamente limpio. Se debe enjuagar con agua o vapor. El número de purgas no debe ser menor a 2, hasta que el agente de limpieza sea evacuado.

La prueba de circulación de combustible debe ser llevada a cabo luego de la limpieza.

9.5.2. Funcionamiento del sistema del caldero

9.5.2.1. Recomendaciones antes de la puesta en marcha

- El personal encargado del mantenimiento y operación del caldero, debe tener certificación para el manejo de estas máquinas, lo que implica tener conocimientos técnicos básicos de calderos en cuanto a la parte mecánica y eléctrica, mantenimiento industrial, con el fin de que el sistema funcione con el menor número de interrupciones, identificar fallas y manejarlas oportunamente.

9.5.2.2. Preparación para el encendido

- Revisar si existe gas combustible en el contenedor principal para el uso diario y si éste mantiene la presión requerida.
- El nivel de agua blanda debe garantizar el consumo por dos horas
- Revisar si el voltaje de suministro de energía es normal.
- Revisar si las válvulas y uniones bridadas de las tuberías de gas, agua y vapor no presentan fugas o alguna otra inconsistencia.
- Verificar si la posición de válvulas, abiertas o cerradas, son correctas.

- Revisar si el quemador, bomba de alimentación de agua y otros elementos rotativos se encuentran funcionales.
- Revisar si el nivel de agua del indicador está claro, si el nivel de agua es normal.
- Revisar si se muestra claramente la lectura del manómetro de presión, la escala debe estar marcada con la máxima presión de trabajo con una línea roja, revisar si el puntero indicador de presión puede regresar a cero.
- Revisar si las luces indicadoras e instrumentos del tablero de control están en estado operativo.

9.5.2.3. Encendido y suministro de vapor

- Una vez que se han realizado las tareas de preparación para el encendido, en el tablero de control se presionará el pulsador de marcha, y se iniciará la secuencia automática que se detalla en el apartado 9.5.3.
- Una vez que el caldero y sus componentes están en funcionamiento, la válvula de vapor principal debe abrirse progresivamente para que el vapor caliente la tubería. Al mismo tiempo, la válvula de purga debe abrirse para evacuar el condensado del caldero. El tiempo de calentamiento debe ser determinado de acuerdo con la longitud, diámetro y temperatura de vapor de la tubería. Por lo general este tiempo no debe ser menor a 30 minutos. Mientras la tubería se está calentando, se debe inspeccionar los acoples bridados en busca de fugas o condensaciones, en caso de alguna anomalía se debe detener el sistema para corregir las fallas.
- Cuando el agua condensada en la tubería disminuya gradualmente, la válvula principal de vapor se puede abrir lentamente hasta que esté

completamente abierta. Una vez que está abierta completamente, se debe regresar media vuelta para evitar el atascamiento por expansión térmica.

- Una vez que el vapor fluye hacia el distribuidor de vapor, se debe inspeccionar todos los accesorios en busca de fugas, vibraciones o algún comportamiento anormal.

9.5.2.4. Calentamiento de tuberías

El calentamiento de tuberías utiliza vapor para elevar la temperatura de líneas, válvulas, bridas, etc. A la vez que se drena el agua condensada de las tuberías, para prevenir el golpe de ariete que provoca el agua (condensado) lo que podría producir daños en los elementos de la instalación. El calentamiento de tuberías es usualmente llevado a cabo cuando la presión de vapor del caldero se eleva a dos tercios de la presión de trabajo.

- Procedimiento de operación de calentamiento de tuberías:

Para un caldero, el alcance del calentamiento de tuberías corresponde al tramo de tuberías de vapor que conecta la salida de vapor del caldero con el distribuidor de vapor que canaliza vapor a los equipos.

Antes de calentar la tubería, se debe abrir todas las trampas en la tubería principal de vapor, drenar el condensado acumulado, y luego cerrar cuando solo se observe vapor. Luego lentamente abrir la válvula principal hasta que se caliente la tubería, una vez caliente abrir completamente y regresar media vuelta para que no se genere un atascamiento por expansión térmica.

- Precauciones en el calentamiento de la tubería:

Cuando se efectúe el calentamiento de tuberías, y se identifique que existe expansión de soportes de manera anormal, vibración en tuberías, golpes de ariete, significa que el calentamiento se está llevando a cabo demasiado rápido, por lo que la velocidad de suministro debe ser regulada, cerrando parcialmente la válvula principal de salida de vapor.

Si la vibración es demasiado fuerte y no cesa, se debe cerrar la válvula principal completamente, hasta identificar y corregir la falla. Luego de que la tubería ha sido calentada, y las válvulas se han abierto, se debe regresar media vuelta a todas las válvulas para que no se bloqueen por expansión térmica.

9.5.3. Principio de control del sistema

En el caldero existen dos partes principales, la que corresponde a la alimentación de agua al caldero y la que corresponde a la generación de vapor. Ambas partes trabajan coordinadamente, regidas por el sistema electrónico de control, para generar vapor a la presión de trabajo nominal (1 MPa) de forma segura.

El procesador central se encarga de accionar las bombas de alimentación y recirculación de agua, el quemador de gas, y de controlar estos actuadores, en función de la presión, nivel de agua y temperatura.

Una vez que el caldero está instalado, y se han realizado las respectivas pruebas antes del primer arranque y puesta en marcha como se indicó en la primera parte de este documento, la secuencia de operaciones que ejecutará el sistema de control es el siguiente:

- a) Se llenará agua en el interior del caldero hasta alcanzar el nivel normal, esto a través de las bombas multietapa, las cuales se activan una a la vez, es decir se van turnando en su operación, ya que el sentido de colocar dos bombas en paralelo es implementar un elemento redundante como sistema de apoyo, ya que en el caso de que falle una bomba la otra queda de reserva hasta que se reemplace la que ha fallado. Una vez que se ha llegado al nivel normal de agua, el sensor de nivel de agua tipo electrodo envía la señal al controlador y detiene la bomba multietapa. En la Figura 9.19 se aprecia la ubicación del medidor de nivel de agua.

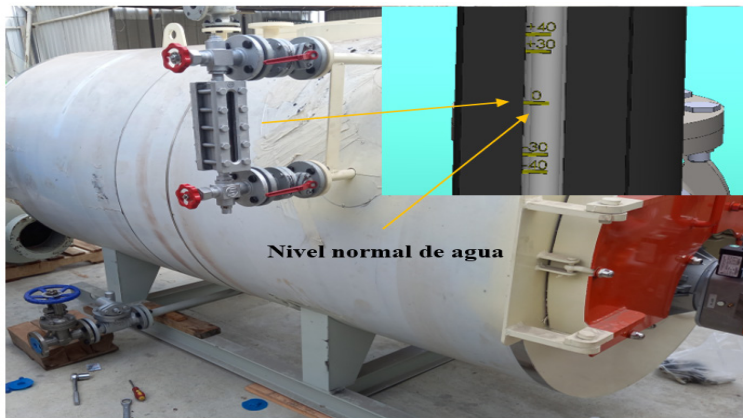


Figura 9.19. Vista de visor milimetrado de nivel de agua

- b) Una vez que el caldero dispone de agua en su interior, el quemador se enciende y de manera autónoma con su propio controlador se encarga de cumplir las etapas de prebarrido, encendido y funcionamiento en régimen permanente, de esta manera se empieza a producir vapor. En la Figura 9.20 se observa una sección de la cámara del caldero en donde se produce la combustión del gas.

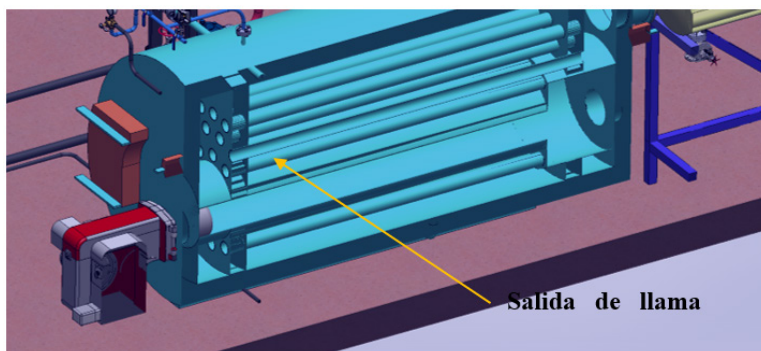


Figura 9.20. Vista interna de cámara del caldero

- c) Un sensor de temperatura en el tanque de almacenamiento de agua indica la temperatura a la que se encuentra para que la bomba de recirculación se active y permita que el agua se caliente hasta llegar a los 60 °C aproximadamente, una vez que se alcanza la consigna de temperatura, la bomba se apaga.
- d) Un sensor de nivel de agua con 4 electrodos mide constantemente:
 - Nivel máximo (+40 mm)
 - Nivel alto (+30 mm)
 - Nivel bajo (-30 mm)
 - Nivel mínimo (-40 mm)

Estos valores están en relación con el nivel normal de agua (0 mm).

En la Figura 9.21 se observa los niveles normales, mínimos y máximos de agua.

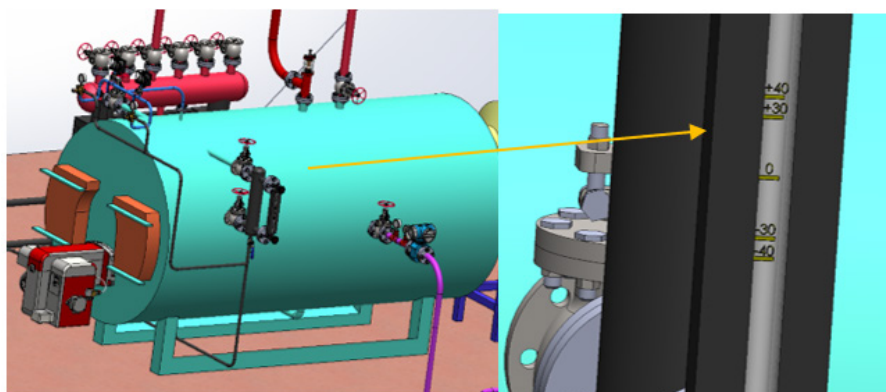


Figura 9.21. Ubicación del visor de agua

Este sensor se encarga de enviar las señales respectivas al control central para activar o desactivar la bomba multietapa, según corresponda.

Cuando el agua alcanza el nivel bajo de -30 mm la bomba se activa y cuando llega a +30 mm de nivel alto la bomba se apaga, manteniendo así el nivel de agua dentro del rango de operación.

Si el nivel de agua alcanza el nivel mínimo de -40 mm o máximo de +40 mm, el sistema se bloquea.

El sensor de niveles trabaja bajo el siguiente principio, existe un electrodo común por el que circula una corriente eléctrica, utilizando como medio conductor el agua, y al hacer contacto con los extremos de los electrodos de nivel mínimo, nivel bajo, nivel alto, nivel máximo, se cierra el circuito y se envía la señal al controlador.

El esquema de funcionamiento es parecido al de la Figura 9.22.

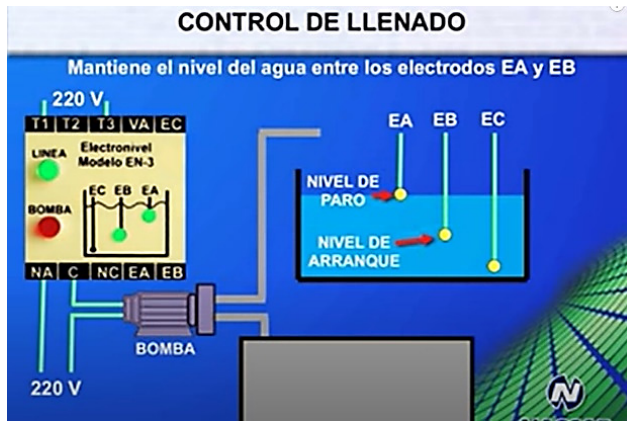


Figura 9.22. Esquema de electrodo de control de nivel. Fuente: <https://youtu.be/P-l7N-RrEts>.

Después de un periodo de uso (aproximadamente 3 meses), el electrodo puede ensuciarse debido a la calidad de agua del caldero. Se debe retirar la cubierta superior del electrodo, limpiar las partes metálicas expuestas, y volver a armar antes de usar nuevamente. Comprobar las señales de alarma, si todo es correcto, poner en servicio.

- e) En la parte superior existen 3 presostatos, los cuales se encargan de mantener la presión de trabajo de 1 MPa, cuando se sobrepasa la presión de 1.02 MPa, los presostatos laterales izquierdo y derecho envían a una señal al controlador y el sistema se bloquea. El presostato central en caso de que la presión sobrepase los 1.03 MPa envía una señal al controlador para que el sistema se bloquee y el quemador se apague.

Cuando la presión cae por debajo de 0.9 MPa, el quemador se enciende nuevamente.

En la Figura 9.23 se observa la ubicación de los presostatos para control de presión.

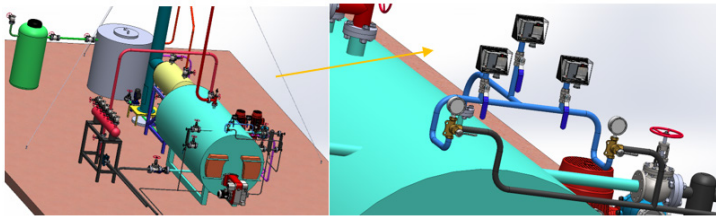


Figura 9.23. Ubicación de presostatos

Las operaciones mencionadas anteriormente se ejecutan constantemente mientras el controlador está activado.

Además, existen elementos de monitoreo para el operador, como termómetros, manómetros, visores de nivel de agua, visor de llama, que permiten realizar una inspección visual de cómo se lleva a cabo el proceso en la sala de calderos. En la Figura 9.24 se observa la ubicación del visor de llama del quemador.

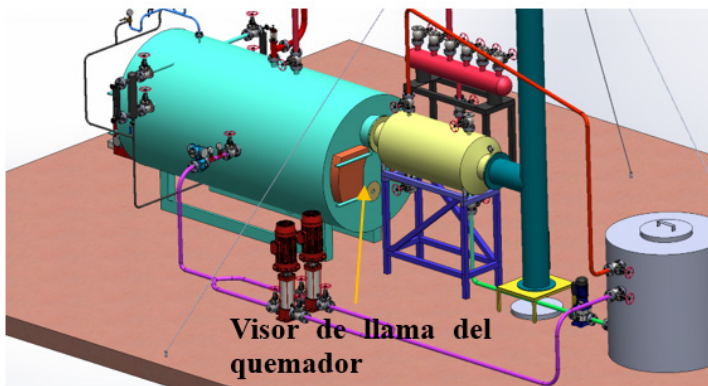


Figura 9.24. Ubicación del visor de llama

En la Figura 9.25 se observa la ubicación del termómetro de salida de gases de combustión. La temperatura medida en este punto no debe sobrepasar los 170°C.

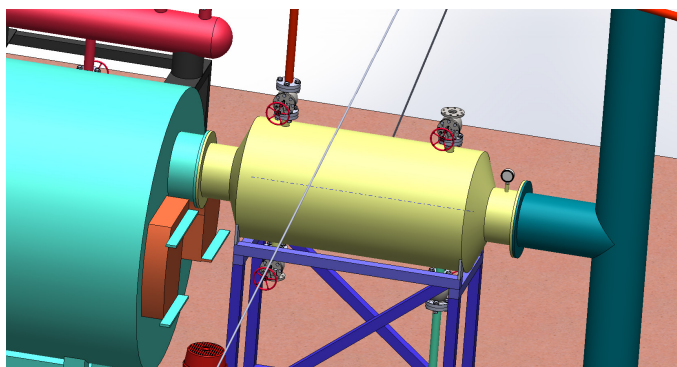
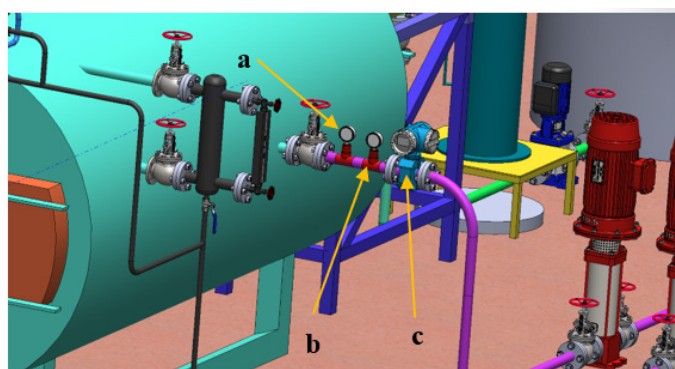


Figura 9.25. Ubicación del termómetro de salida de gases

En la Figura 9.26 se observa los elementos para medir caudal, temperatura y presión del agua al ingreso del caldero.



- a. Manómetro para medir la presión de agua de alimentación
- b. Termómetro para medir la temperatura de agua de alimentación
- c. Caudalímetro para medir el flujo de agua de alimentación

Figura 9.26. Elementos de medición de presión, temperatura, caudal de agua de alimentación

En este caso, la programación ya viene elaborada en un sistema embebido que está dentro del tablero de control principal como se muestra en la Figura 9.27:



- a. Pantalla del controlador del sistema de generación de vapor
- b. Pulsador de marcha del sistema
- c. Luces indicadoras de encendido de componentes
- d. Botones de selección de menú del controlador
- e. Señal de alarma auditiva
- f. Selectores de función Manual o Automática de bombas

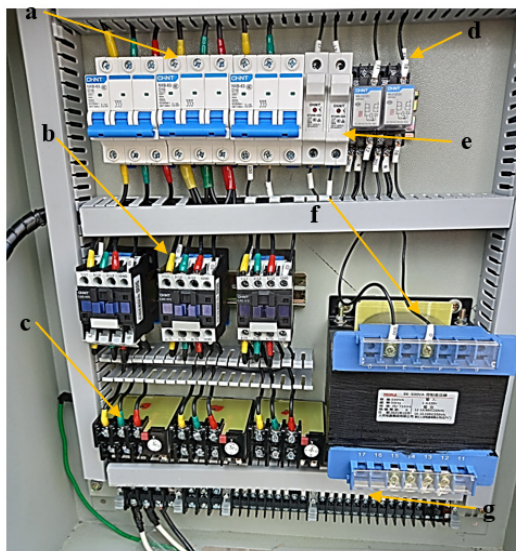
Figura 9.27. Vista frontal de tablero de control eléctrico

En la Figura 9.28 se observa las conexiones detrás del panel de control.



Figura 9.28. Vista de conexiones de controlador, selectores, indicadores luminosos

En la Figura 9.29 se observa los elementos de protección, alimentación de señales y maniobra de los elementos eléctricos del caldero.



- a. Interruptores termomagnéticos de protección de tablero y contactores
- b. Contactores de accionamiento de bombas y quemador de gas
- c. Terminales de alimentación eléctrica trifásica + tierra
- d. Relés de contactos para transformar señales de DC a AC
- e. Fusibles de protección del circuito de control
- f. Transformador para alimentación de señales de control
- g. Terminales de conexión de actuadores y sensores

Figura 9.29. Vista de protecciones, contactores, fusibles, transformador de tablero de control

9.5.4. Inspección rutinaria, monitoreo y operación del caldero

9.5.4.1. Operación

Para que el sistema opere normalmente se deben cumplir las siguientes condiciones:

- La operación del caldero requiere que el nivel de agua se mantenga siempre en el mínimo permitido para asegurar el funcionamiento del sistema.
- La presión y temperatura del agua de alimentación debe mantenerse estable.
- Las instalaciones del caldero deben mantenerse limpias y ordenadas.
- El personal debe estar debidamente calificado y certificado para la operación del caldero y su equipamiento.
- Debe existir una debida organización y registro en cuanto al monitoreo de los equipos.

9.5.4.2. *Mantenimiento preventivo:*

- Mantenimiento del Indicador de nivel de agua:

Se debe poner atención al nivel de agua, debe mantenerse en 0 en estado normal. En ocasiones por salpicaduras se puede tener una falsa lectura del nivel, si no existe cambio del nivel de agua en la operación del caldero, se debe enjuagar el visor.

Mensualmente se debe programar la limpieza del visor para asegurar que se tendrá una buena lectura del nivel de agua.

Revisar si existen fugas de aire o agua en el indicador de nivel, de ser así, corregir inmediatamente. En caso de que el vidrio esté borroso o el nivel de agua no se vea claramente, se debe reemplazar.

- Mantenimiento de Manómetros de presión:

Se debe revisar los manómetros cada 10 días. Los manómetros deben ser calibrados antes de la instalación y la siguiente fecha de calibración debe indicarse en un registro.

Se debe marcar con líneas rojas la presión máxima en la escala de los manómetros.

- Mantenimiento de Válvula de Seguridad:

Se debe poner atención a la apertura y cerrado de la válvula de seguridad, para prevenir que el disco y asiento de la válvula no se peguen, la manija de elevación de la válvula debe ser halada regularmente, y la prueba de escape debe ser realizada cada 2 a 4 semanas.

Las válvulas de seguridad que estén en servicio en los calderos deben revisarse por lo menos cada año, trasladándolas a una mesa de trabajo.

Después de que las válvulas han sido revisadas y probadas, se debe tener cuidado en el traslado para que no sufran caídas o golpes que puedan afectar la calibración.

Los resultados de las pruebas de ajuste de presión y sellado de seguridad de la válvula deben registrarse para disponer de documentación de apoyo.

9.5.4.3. Monitoreo:

- Monitoreo del nivel de agua:

Diariamente se debe revisar el nivel de agua del contendor principal.

Cuando se presenten alarmas de nivel de agua, el caldero se bloquea y se debe revisar la conexión de agua y vapor, identificar y corregir la falla.

Si se presenta la situación en la que el agua del contenedor de alimentación está agotándose, se debe detener el sistema inmediatamente, esperar que el caldero se enfríe naturalmente hasta revisar e identificar alguna falla.

Debe tomarse en cuenta que es demasiado peligroso ingresar agua fría en el caldero caliente.

- Monitoreo de la presión de vapor del caldero:

Se debe revisar diariamente la presión de trabajo en los manómetros.

En caso de que se observe que la presión supera la máxima permitida, se debe detener urgentemente el sistema y abrir manualmente la válvula de seguridad para la liberación de emergencia.

- Monitoreo de la calidad de agua del caldero:

Se debe determinar el periodo de evaluación para tomar muestras del agua de alimentación del caldero y de las aguas residuales, para mantener los estándares de acuerdo a la norma vigente.

- Monitoreo de operación de bombas de agua:

Diariamente se debe inspeccionar que las bombas de agua funcionen adecuadamente, que su temperatura se mantenga en un valor aceptable (inferior a 60 °C. Se puede palpar con la mano, si la mano soporta la temperatura, la bomba se encuentra en buenas condiciones. También se puede utilizar un pirómetro)

- Monitoreo de presión de gas del contenedor de combustible:

Diariamente revisar el manómetro de presión del contenedor o de la tubería de suministro de gas, para asegurar el funcionamiento normal del caldero. En caso de que exista una presión inferior a la necesaria para el funcionamiento del sistema, detener el caldero, identificar y corregir la falla.

- Monitoreo del equipo de tratamiento de agua:

Diariamente el personal encargado de las pruebas de laboratorio debe recoger muestras de agua del ablandador, para verificar que el proceso de intercambio de iones se esté llevando a cabo dentro de los parámetros.

- Monitoreo de la temperatura de gas de escape:

La temperatura normal de gas de escape no debe exceder los 165 °C y puede ser menor cuando la carga de vapor es baja. La temperatura del gas de escape se incrementa conforme transcurre el tiempo de servicio. Cuando la temperatura del gas de escape exceda los 170 °C, se deben programar actividades de mantenimiento preventivo para remover la acumulación de suciedad dentro de la chimenea, intercambiador de calor y la cámara de combustión del caldero. Si la temperatura se eleva y sobrepasa los 170 °C en periodos de tiempo cortos, es un indicador que el sistema de combustión tiene algún problema, puede ser que la presión de gas es demasiado baja, la combustión no es completa, así la combustión deficiente de oxígeno produce depósito de carbón, por lo que se debe realizar revisiones periódicas.

- Medidas de protección de corte de energía:

Cuando se presente un apagón repentino, se deben tomar medidas de protección para prevenir accidentes en el caldero causados por la escasez de agua debido al corte de electricidad.

Se debe abrir la válvula de descarga de condensado, para descargar el vapor generado por la pérdida de agua.

Después de que se restaure el suministro de energía, y luego de haber esperado hasta que se enfríe la cámara de combustión del caldero, la bomba de alimentación de agua debe ser puesta en marcha para reponer

el agua. La válvula de descarga debe abrirse completamente, y luego cerrar hasta que el nivel normal de agua se restablezca.

Debido a que el caldero no dispone de mucha agua y el calor acumulado ha evaporado el agua que ha ingresado antes de corte de energía, por ningún motivo se debe alimentar con agua inmediatamente después del apagón de emergencia.

9.5.4.4. *Apagado:*

Apagado Automático: En caso de que se presente alguna alarma por algún fallo del sistema, automáticamente el controlador bloquea el funcionamiento del caldero y sus componentes.

Apagado Manual: En caso de que no se requiera generar y suministrar vapor por un largo periodo de tiempo, el operador debe detener el funcionamiento del sistema de manera manual.

Apagado de Emergencia: Cuando el indicador del nivel de agua este por debajo del mínimo, si la presión en los manómetros esta fuera del rango permitido, o en caso de que se presente alguna otra falla que ponga en riesgo la instalación o el personal, se debe desconectar la alimentación de energía eléctrica de manera emergente. Se debe esperar a que el caldero se enfríe, se debe descargar el agua del caldero. Cuando la temperatura del caldero descienda por debajo de los 70 °C, se debe identificar y corregir la falla. Si es necesario se debe descargar toda el agua del contenedor de alimentación para una inspección completa.

Cuando se realice un apagado prolongado del caldero (más de un mes), se debe efectuar un mantenimiento para evitar la corrosión dentro del caldero. Por lo general se aplica un método con desecante. Primero se debe secar el agua del contenedor con el quemador de gas en llama baja.

Luego se coloca en una bandeja de madera desecante, 25 a 30 kg de cloruro de calcio (compuesto anhidro) o 30 a 40 kg de cal viva dentro del caldero. Cada semana se inspecciona el interior del caldero, en caso de que se necesite más desecante se debe reponer para mantenerlo en buenas condiciones.

9.5.5. Eliminación de aguas residuales

Generalmente, la alimentación de agua contiene cierta cantidad de minerales. Luego de que el agua tratada entra al caldero, los minerales que aún quedan dentro de ésta se precipitan en las paredes del caldero. Para prevenir los problemas causados por las impurezas del agua, se debe realizar controles para garantizar la calidad del agua. El total de alcalinidad del agua del caldero no debe sobrepasar los 10 mg equivalentes por cada litro de agua. Cuando este rango sea excedido, el agua del caldero debe ser descargada. Las aguas residuales pueden ser descargadas por lo general entre 1 a 2 veces al día.

La descarga de aguas residuales debe llevarse a cabo cuando el agua esté en el nivel alto y se tenga baja carga de consumo de vapor. Se debe poner atención al cambio del nivel de agua en el visor, en caso de identificar algún comportamiento anormal, detener la descarga inmediatamente.

Si dos o más calderos están conectados a la misma tubería de descarga, no se debe descargar dos calderos o más al mismo tiempo. Además, si un caldero está en reparación, se debe separar de la línea de aguas residuales.

Si el final de la tubería de aguas residuales no está conectada a un pozo o acumulador de aguas residuales, el personal no debe acercarse a este punto para evitar accidentes.

Para realizar la descarga se debe proceder de la siguiente manera:

- Cada tubería de descarga debajo del caldero debe estar equipada con dos válvulas en serie. La palanca de accionamiento de la válvula no debe ser alargada para prevenir accidentes por accionamiento involuntario.
- Para descargar, primero se debe abrir la válvula que esta más cercana al cuerpo del caldero, luego se debe abrir rápidamente la segunda válvula, una vez que se ha descargado el agua, se debe cerrar rápidamente. Si se presenta un sonido de choque en la tubería de aguas residuales, se debe cerrar la válvula de descarga (la que está más cerca del caldero), hasta que el sonido de choque desaparezca, luego se debe abrir lentamente.
- Luego de que se ha descargado el agua residual, el apriete de la válvula de descarga debe revisarse, se debe tocar con la palma de la mano la tubería de desagüe, debería estar fría, si está caliente, la válvula tiene una fuga o no está cerrada completamente.

9.5.6. Caso práctico: Dimensionamiento de la bomba de recirculación

A continuación, se propone un estudio de caso del cálculo de la potencia hidráulica en una bomba de agua de recirculación, de un circuito precalentador de agua, y el cálculo de la potencia eléctrica del motor de dicha bomba (ver Figura 9.30).

Como se puede ver en la Figura 9.31 se analizará la energía necesaria para que la bomba pueda llevar agua desde el contenedor (punto A) hasta llegar nuevamente al mismo (en el punto D), venciendo pérdidas en los accesorios (pérdidas secundarias h_v), longitud de tubería (pérdidas primarias h_f) y diferencias de altura.

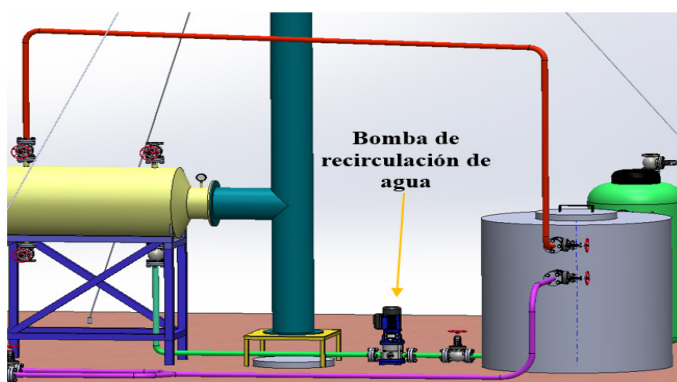


Figura 9.30. Esquema del circuito de recirculación de agua

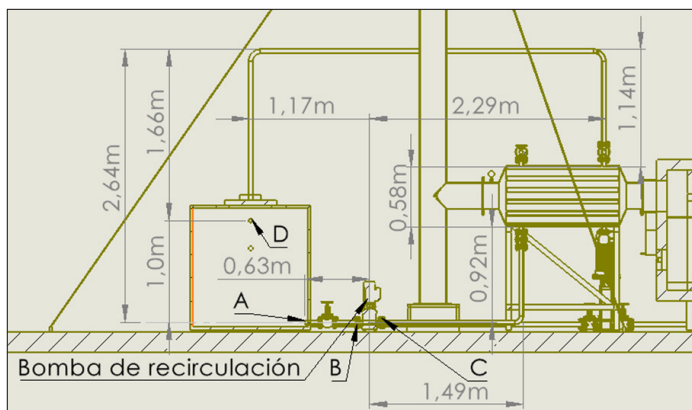


Figura 9.31. Vista de sección del circuito de recirculación de agua

Datos iniciales:

Fluido: agua a 60 °C

Densidad agua a 60 °C (ρ): 983.21 kg/m³

Viscosidad dinámica agua a 60 °C (μ): 0.466 centiPoise

Viscosidad cinemática agua a 60 °C (ν): 0.474 centiStoke

Accesorios: 4 válvulas de globo 1" 1/4, 4 codos de 1" 1/4 a 90°, Intercambiador de calor

Longitud de tubería de descarga: $(1.49+0.92+1.14+2.29+1.17+1.66)$ m
= 8.67m

Longitud de tubería de succión: 0.63m

Longitud total de tubería (descarga + succión): 9.3m

Tubería de acero inoxidable 1" ¼ AISI 304 Cédula 10

Rugosidad relativa (ϵ) de tubería de acero sin costura: 0.2 mm

Caudal requerido: 80 l/min

Para dar solución a este caso se propone la siguiente metodología:

Planteamiento de la ecuación de Bernoulli:

Se analiza la altura en metros columna de agua (m.c.a.) que necesita la bomba para transportar el fluido de A hacia D, venciendo las pérdidas primarias y secundarias generadas por la longitud de la tubería y accesorios, tomando en cuenta las diferencias de altura referente a la posición inicial o de referencia (N0) y la velocidad del fluido en función del caudal necesario.

De esta manera se parte de la Ecuación 9.1:

$$\frac{P_A}{\gamma} + Z_A + \frac{v_A^2}{2g} + h_{bomba} = \frac{P_D}{\gamma} + Z_D + \frac{v_D^2}{2g} + h_{t(A-D)} \quad (\text{Ec. 9.1})$$

De la ecuación anterior hay algunos términos que se pueden eliminar aplicando los siguientes criterios:

P_A y P_D son 0, debido a que el sistema no es hermético y está a presión atmosférica

v_A^2 es 0, debido a que se puede asumir que el fluido en el contenedor está almacenado y no tiene movimiento.

Z_A es 0, debido a que es el punto de referencia a 0 m.

Así la ecuación queda de la siguiente forma:

$$h_{bomba} = Z_D + \frac{v_D^2}{2g} + h_{t(A-D)}$$

El punto Z_D está ubicado a 1 m sobre el nivel de referencia.

Lo que quedaría por despejar es la velocidad en el punto D que depende del caudal y las dimensiones de la tubería. Y la pérdida por fricción en accesorios y tuberías desde A hasta D.

$$h_{bomba} = 1m + \frac{v_D^2}{2g} + h_{t(A-D)}$$

Velocidad del fluido en D

Para calcular la velocidad en el punto D, se parte del dato del caudal requerido, ya que a lo largo de un circuito hidráulico el caudal se mantiene constante y lo que varía es la velocidad del fluido en función de las dimensiones de tuberías y accesorios.

Caudal requerido: 80 l/min ($1.333 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$)

Diámetro interno de la tubería de 1" ¼ (31.81 mm)

$$Q = A_{\text{interna tubería}} v_{\text{fluido}} \quad (\text{Ec. 9.2})$$

Tipo de flujo

Lo siguiente es determinar si el flujo del fluido es laminar o turbulento, para esto se aplica una de las siguientes ecuaciones, en función de si se reemplaza la viscosidad dinámica o cinemática respectivamente:

$$Re = \frac{\rho v_{\text{fluido}} D}{\mu} \quad (\text{Ec. 9.3})$$

$$Re = \frac{v_{\text{fluido}} D}{\nu} \quad (\text{Ec. 9.4})$$

En función del cálculo de la Ecuación 9.3 o Ecuación 9.4, se compara con los siguientes intervalos:

$$Re < 2000 \text{ (flujo laminar)}$$

$$2000 \leq Re \leq 4000 \text{ (flujo transitorio)}$$

$$Re > 4000 \text{ (flujo turbulento)}$$

Dado que para simplificar unidades en las ecuaciones anteriores se necesita que todas las variables estén en un mismo sistema de medida (en este caso el SI), se debe transformar los datos de viscosidad cinemática de stoke a m²/s y los de viscosidad dinámica de poise a Pa(s), utilizando las siguientes equivalencias:

$$1 \text{ poise (P)} = 0.1 \text{ Pa(s)}$$

$$1 \text{ stoke (St)} = 1 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$$

De esta manera:

Viscosidad dinámica agua a 60 °C (μ): 0.466 centiPoise = 4.66×10^{-4} Pa(s)

Viscosidad cinemática agua a 60 °C (ν): 0.474 centiStoke = 4.74×10^{-7} m²/s

Por lo tanto:

$$Re = \frac{v_{\text{fluido}} D}{\nu}$$

$$Re = \frac{\frac{1.67 \text{ m}}{\text{s}} (0.03181 \text{ m})}{4.74 \times 10^{-7} \text{ m}^2 / \text{s}} = 112\,073.2 (\text{flujo turbulento})$$

Factor de fricción F

A continuación, se calcula el factor f , utilizando el modelo de Swamee-Jain, que está en función de la rugosidad relativa del material de la tubería ($\epsilon/D_{\text{tubería}}$) y el número de Reynolds (Re) (ϵ es la rugosidad absoluta del material):

$$F = \frac{0.25}{\left[\log_{10} \left(\frac{\frac{\varepsilon}{D_{tuberia}}}{3.7} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2} \quad (\text{Ec. 9.5})$$

$$F = \frac{0.25}{\left[\log_{10} \left(\frac{0.2mm/31.81mm}{3.7} + \frac{5.74}{112073.2^{0.9}} \right) \right]^2} = 0.033$$

Pérdidas primarias (h_l = pérdidas por fricción con tubería)

Con el coeficiente de fricción F, se puede calcular las pérdidas primarias en las tuberías debido a la fricción, mediante la ecuación de Darcy-Weisbach:

$$h_{l(A-D)} = F \frac{L_{total}}{D_{tuberia}} \frac{v_{fluido}^2}{2g} \quad (\text{Ec. 9.6})$$

$$h_{l(A-D)} = 0.033 \frac{9.3m}{0.03181m} \frac{(1.67m/s)^2}{2 \left(\frac{9.8m}{s^2} \right)} = 1.37m$$

a. Pérdidas secundarias (h_v = pérdidas por fricción con accesorios)

Ahora se procede al cálculo de pérdidas secundarias en función de los accesorios de la instalación:

$$h_{v(A-D)} = \frac{v_{fluido}^2}{2g} \left(\sum_A^D k \right) \quad (\text{Ec. 9.7})$$

Para ello se calcula las pérdidas en función de los codos y válvulas. Se tiene que un codo a 90 ° tiene un coeficiente $k=0.9$ y una válvula de globo un $k=10.0$, de este modo para 4 codos a 90 ° y 4 válvulas de globo:

$$h_{v1(A-D)} = \frac{\left(\frac{1.67m}{s} \right)^2}{2 \left(\frac{9.8m}{s^2} \right)} (4(0.9) + 4(10)) = 6.2m$$

Coefficiente k del intercambiador de calor

Para determinar las pérdidas de presión en el precalentador de agua (intercambiador de calor) que se puede categorizar como un accesorio de la instalación, así como lo son las válvulas, codos, reducciones, etc. Se realizó una simulación en Solid Works utilizando el complemento de Flow Simulation, ya que el estudio y cálculo manual de las pérdidas en este elemento sería un tema para otro caso de estudio.

De esta manera con las condiciones anteriormente establecidas en este sistema, de presión, caudal, temperatura, se analiza la presión a la entrada y salida del intercambiador de calor y las velocidades del flujo en función del caudal que permanece constante.

Cabe aclarar que el flujo de agua no es a través de las tuberías, sino alrededor de ellas, ya que este diseño aprovecha el calor de los gases de combustión que van hacia la chimenea a través de los tubos, y el agua absorbe esta energía en contacto con las paredes externas a dichos tubos, como se puede ver en la Figura 9.32, y Figura 9.33.

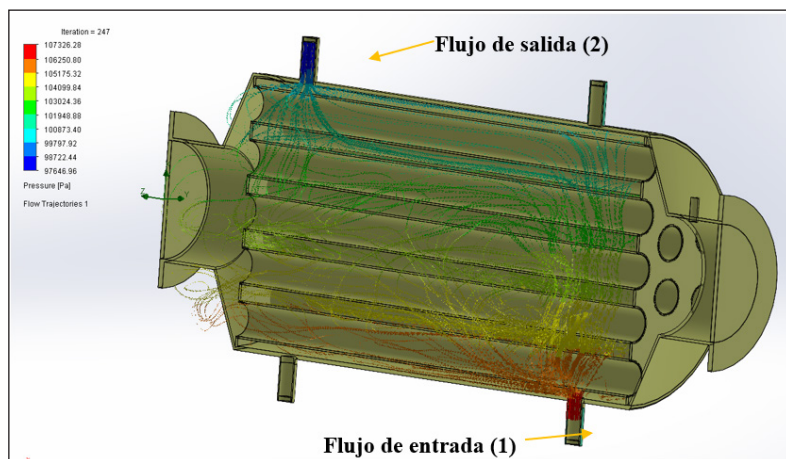


Figura 9.32. Líneas de presión de flujo

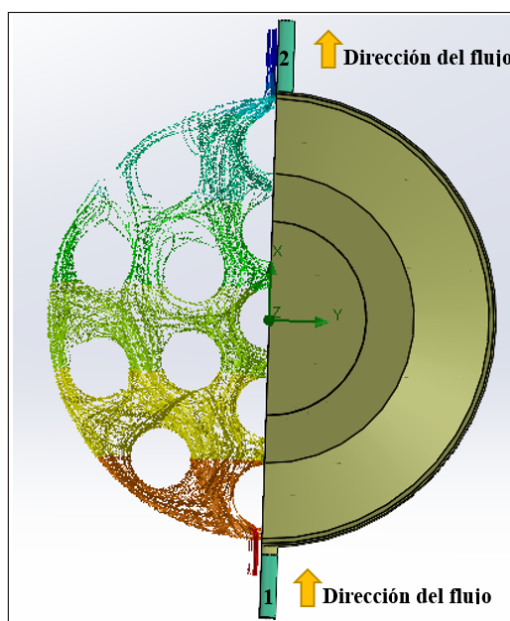


Figura 9.33. Flujo de agua alrededor de las tuberías

De esta manera en la Tabla 9.7 se pueden ver los datos de presión en la entrada y salida del intercambiador.

Tabla 9.7. Presiones promedio en entrada y salida de intercambiador de calor

Objetivo	Unidad	Valor Promedio
Presión total promedio en 1 (entrada)	[Pa]	108 531.7
Presión total promedio en 2 (salida)	[Pa]	98 775.6

Que son los valores promedio de presión en la entrada y salida de este elemento puntual.

Además, se toma la velocidad promedio del flujo que circula por el intercambiador de calor, como se puede ver en la Figura 9.34, siendo ésta aproximadamente de 0.19 m/s.

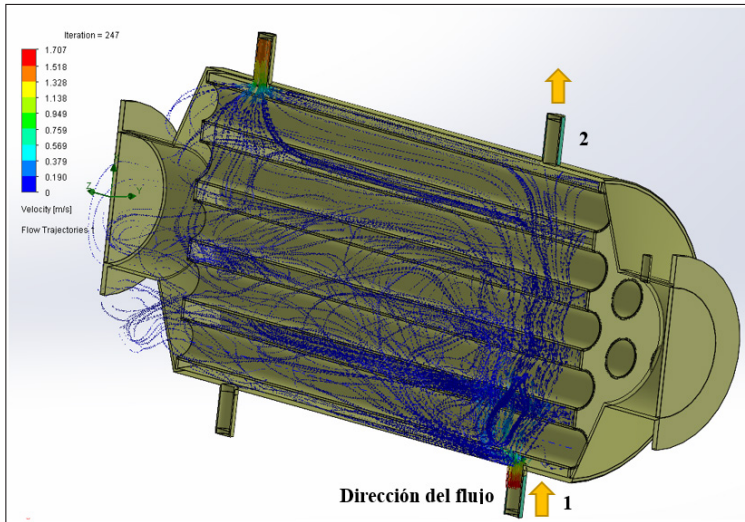


Figura 9.34. Líneas de velocidad de flujo

Con estos valores de presión a la entrada y salida, velocidad promedio del flujo a través del intercambiador de calor, se ingresan en la herramienta calculadora de Flow Simulation para determinar el coeficiente de pérdida de presión k de este elemento. Los datos se pueden ver en la Tabla 9.8.

Tabla 9.8. Calculadora de coeficiente k de pérdidas de presión

Pérdida de presión total (k)	Presión total promedio en 1	Presión total promedio en 2	Densidad del líquido	Velocidad del flujo
549.7354	108531.692Pa	98775.5697Pa	983.21kg/m ³	0.19m/s

De esta manera con $k_{\text{intercambiador}} = 549.7354$

Las pérdidas en el intercambiador de calor serían:

$$h_{v2(\text{intercambiador})} = \frac{\left(\frac{0.19\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2\left(\frac{9.8\text{m}}{\text{s}^2}\right)} (549.73) = 1.01\text{m}$$

Cálculo de pérdidas totales

Finalmente tendremos las pérdidas totales entre los puntos A y D:

$$h_{t(A-D)} = h_{l(A-D)} + h_{v1(A-D)} + h_{v2(\text{intercambiador})} \quad (\text{Ec. 9.8})$$

$$h_{t(A-D)} = 1.37m + 6.2m + 1.01 = 8.58m$$

Cálculo de la potencia hidráulica

Regresando a la ecuación inicial de Bernoulli y reemplazando los datos calculados de velocidad del fluido en D y los datos de pérdidas:

$$h_{bomba} = 1m + \frac{v_D^2}{2g} + h_{t(A-D)}$$
$$h_{bomba} = 1m + \frac{\left(\frac{1.67m}{s}\right)^2}{2\left(\frac{9.8m}{s^2}\right)} + (8.58m) = 9.72m$$

Calculando la potencia hidráulica que necesita transmitir la bomba al fluido:

$$P_{hidráulica} = Q\gamma h_{bomba} \quad (\text{Ec. 9.9})$$

Donde γ , es el peso específico del agua a 60 °C, de esta manera

$$\gamma = \rho g \quad (\text{Ec. 9.10})$$

$$\gamma = (983.21 \text{ kg/m}^3)\left(\frac{9.8m}{s^2}\right) = 9635.45N/m^3$$

Por lo tanto:

$$P_{hidráulica} = \left(1.333 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right) \left(\frac{9635.45 \text{ N}}{\text{m}^3}\right) (9.72 \text{ m})$$

$$P_{hidráulica} = 124.84 \text{ W}$$

Cálculo de la potencia eléctrica del motor

Tomando en cuenta una eficiencia de un motor trifásico clase IE2 de 90% y una eficiencia del mecanismo impulsor de la bomba hidráulica del 85%, además de un factor de seguridad de 1.25 para que la bomba no trabaje al máximo de su capacidad y se encuentre forzada todo el tiempo, se podría proyectar la potencia eléctrica necesaria de un motor trifásico para accionar dicho elemento:

(Ec. 9.11)

$$P_{eléctrica} = (P_{hidráulica} / \eta_{bomba} \eta_{motor}) f_{seguridad}$$

$$P_{eléctrica} = \left(\frac{124.84 \text{ W}}{(0.85)(0.9)}\right) 1.25 = 203.98 \text{ W}$$

Y tomando una potencia comercial, la más aproximada, se podría seleccionar un motor de ½ HP.

Comparando el valor de la potencia del motor obtenido de 1/2 HP, con los datos de la bomba que fue entregada por el proveedor del caldero:

Bomba de recirculación de agua: 5 m³/h (83.3 l/min); H=20 m; 0.75 kW (1 HP)

Se puede verificar que se cumple con los requerimientos, para este sistema. Pero el motor de 1 HP estaría sobredimensionado con un factor de crecimiento de 2.

9.6. Discusión y análisis de resultados

El capítulo presenta una guía concisa para la instalación, puesta en marcha y mantenimiento de un caldero de vapor con una presión nominal de 1 MPa. Se abordan aspectos relevantes sobre los materiales, como válvulas, tuberías, bridas y equipos auxiliares, incluyendo ablandadores de agua y precalentadores, detallando su función dentro del sistema global. Además, se explica el principio de funcionamiento del sistema de generación de vapor, destacando las variables críticas de control, como el nivel de agua, la presión, temperatura y el caudal. Se describen, además, tareas relacionadas con la puesta en marcha y el mantenimiento del sistema. En conjunto, se proporciona una visión global de los conocimientos básicos y los procedimientos necesarios para operar el sistema de generación de vapor.

Respecto al caso práctico del dimensionamiento de una bomba hidráulica para el circuito de calentamiento de agua del caldero, se ha indicado el procedimiento, variables, datos de partida, consideraciones y criterios que se pueden tomar en cuenta para realizar este trabajo. En los resultados se puede apreciar que la potencia calculada no coincide con la potencia del motor real que fue entregado con el caldero por el proveedor, posiblemente para tener mayor capacidad en caso de que la instalación ocupe más espacio, o tal vez debido a que se calculó la potencia con un factor de seguridad más alto. En este caso puntual, el motor con potencia de 1 HP está por encima del motor con potencia calculada de $\frac{1}{2}$ HP lo que reduce la eficiencia energética de esta instalación.

Al comparar esta guía con otros documentos existentes sobre instalación, pruebas de funcionamiento, puesta en marcha, mantenimiento, etc., como guías o manuales de marcas comerciales reconocidas como Ygnis, Cleaver Brooks, Sincal, así como guías elaboradas por instituciones educativas o profesionales independientes, se puede considerar que esta guía es básica debido a su extensión. Sin embargo, se ha diseñado para abarcar los aspectos más importantes con el objetivo de familiarizar a los estudiantes o recién egresados con el sistema de generación de vapor y permitirles llevar a cabo de manera óptima las actividades relacionadas con este tema.

Bibliografía

Universidad de Burgos. (s.f.). Manual de Calderas Industriales. Recuperado de

<https://temariosformativosprofesionales.files.wordpress.com/2013/10/calderas-univ-burgos.pdf>

Villajulca, J.C. (2019). Normas y Estándares para seguridad en Calderas. Recuperado de <https://instrumentacionycontrol.net/cap-2-1-normas-y-estandares-para-seguridad-en-calderas/>

Ygnis. (2015). Manual de Instalación y Mantenimiento de Calderas. Recuperado de

<https://www.acae.es/catalogos/ygnis/fiebdv/varblok-eco-II-manual-de-instalacion.pdf>

Junta de Castilla y León. (2010). Manual técnico de diseño y cálculo de redes de vapor. Recuperado de <https://docplayer.es/9452095-Manual-tecnico-de-diseno-y-calculo-de-redes-de-vapor-eficiencia-energetica-en-redes-de-vapor.html>

FESMEX (Fluid Equipment Supply). (2020). Pérdidas por fricción en tuberías. Recuperado de <https://www.fesmex.com.mx/article/pérdidaspérdidas-por-friccion-en-tuberias/>

DIPAC (Productos de acero). (2023). Datos tubería de acero cedula. Recuperado de <https://dipacmanta.com/producto/tuberia-sin-costura/tubo-cedula-40/tubo-cedula-40/>

Caso práctico 10

10. Aplicación interactiva para el análisis de viscosidad cinemática y cálculo del índice de viscosidad de lubricantes

10.1. Introducción

La industria depende en gran medida del óptimo desempeño de los aceites lubricantes. Estos aceites generan una capa protectora entre las partes móviles de la maquinaria para reducir la fricción y, por ende, el desgaste. Para garantizar un funcionamiento adecuado, resulta vital comprender y controlar las propiedades viscosimétricas de estos aceites. Esto hace que la determinación del índice de viscosidad y el cálculo de la viscosidad cinemática a cualquier temperatura, especialmente la de operación, sean procedimientos fundamentales. Estos cálculos permiten conocer la capacidad que tiene un aceite para mantener su viscosidad estable ante cambios de temperatura.

Con el propósito de simplificar el análisis de las variaciones de viscosidad y el cálculo del índice de viscosidad, se ha desarrollado una aplicación interactiva utilizando App Designer de MATLAB®. Este capítulo se enfoca en presentar dicha aplicación y brindar una explicación detallada sobre cómo programar las ecuaciones y las interpolaciones basadas en las normas ASTM D341 y ASTM D2270. Además, se explica cómo aprovechar esta app para llevar a cabo análisis comparativos entre diferentes aceites lubricantes en términos de su viscosidad e índice de viscosidad.

Los lectores tendrán la oportunidad de acceder a la aplicación a través de un enlace proporcionado al final de este capítulo y podrán utilizarla como herramienta complementaria en el análisis de la viscosidad de aceites lubricantes a distintas temperaturas

10.2. Descripción del problema

Seleccionar el lubricante adecuado en la industria es un desafío constante debido a las múltiples normativas, clasificaciones y recomendaciones de los fabricantes de maquinaria. La utilización de nuevos compuestos sintéticos y aditivos para mejorar el índice de viscosidad ofrecen nuevas alternativas de lubricantes. Sin embargo, actualmente no se encuentran herramientas interactivas gratuitas que permitan comparar simultáneamente la viscosidad cinemática entre varios aceites, lo que dificulta la toma de decisiones informadas en la selección del lubricante más adecuado. Esta limitación puede incidir en una selección y aplicación incorrecta del aceite y, con ello, afectar en el rendimiento y la vida útil de las máquinas.

En este contexto, se ha documentado el desarrollo de una aplicación elaborada con el asistente de programación App Designer de MATLAB®. Esta aplicación proporciona una interfaz amigable para comparar y evaluar la viscosidad de varios aceites a diferentes temperaturas, constituyendo una herramienta útil que facilite la toma de decisiones en la selección de lubricantes.

10.3. Simbología

<i>A y B:</i>	constantes de la ecuación de MacCoull-Walther para el cálculo de la viscosidad, [-].
<i>a, b, c, d, e, f</i>	coeficientes utilizados en el cálculo de L y H, [-].
<i>API</i>	American Petroleum Institute.
<i>ASTM D2270</i>	Standard Practice for Calculating Viscosity Index from Kinematic Viscosity.
<i>ASTM D341</i>	Standard Practice for Viscosity-Temperature Equations and Charts for Liquid Petroleum or Hydrocarbon Products.

<i>ASTM</i>	American Society for Testing and Materials.
<i>H</i>	viscosidad cinemática a 40 °C de un aceite de referencia con IV = 100, [mm ² /s] o [cSt].
<i>ISO 3448</i>	Industrial liquid lubricants. Viscosity classification.
<i>ISO</i>	International Organization for Standardization.
<i>IV</i>	índice de viscosidad, [-].
<i>L</i>	viscosidad cinemática a 40 °C de un aceite de referencia con IV = 0, [mm ² /s] o [cSt].
<i>log</i>	logaritmo de base 10.
<i>MCI</i>	motor de combustión interna.
<i>n</i>	número de puntos en la curva de viscosidad vs temperatura, [-].
<i>N</i>	valor intermedio para cálculo del IV para lubricantes con un valor de U < H, [-].
<i>PAO</i>	poly- α -Olefins.
<i>SAE J306</i>	Automotive Gear Lubricant. Viscosity classification.
<i>SAE J300</i>	Engine Oil. Viscosity classification.
<i>SAE</i>	Sociedad de Ingenieros de Automoción (Society of Automotive Engineers).
<i>T</i>	temperatura, [K].
<i>t1</i>	temperatura mínima en el rango de cálculo de la viscosidad, [°C].
<i>t2</i>	temperatura máxima en el rango de cálculo de la viscosidad, [°C].
<i>U</i>	viscosidad cinemática a 40 °C del aceite cuyo IV se desea calcular, [mm ² /s] o [cSt].
<i>v</i>	viscosidad cinemática, [mm ² /s] o [cSt].
<i>v100</i>	viscosidad cinemática a 100 °C, [mm ² /s] o [cSt].
<i>v40</i>	viscosidad cinemática a 40 °C, [mm ² /s] o [cSt].
<i>VG</i>	grado de viscosidad ISO.
<i>Ymax</i>	valor máximo de viscosidad para el cálculo de L y H, [mm ² /s] o [cSt].
<i>Ymin</i>	valor mínimo de viscosidad para el cálculo de L y H, [mm ² /s] o [cSt].
<i>Z</i>	valor de la ecuación de MacCoull-Walther para el cálculo de la viscosidad, [-].

10.4. Marco conceptual

10.4.1. Clasificación de lubricantes por el tipo de servicio.

En el campo de la lubricación, resulta crucial seleccionar los lubricantes apropiados para las diversas aplicaciones. Con el objetivo de facilitar este proceso, organismos y fabricantes han establecido normativas de clasificación para cada aplicación específica. Entre ellas, destacan la norma ISO 3448, la cual regula los grados y especificaciones de viscosidad de lubricantes utilizados en componentes industriales, y las normas SAE J300 y SAE J306, empleadas para indicar los grados de viscosidad de lubricantes para motores y transmisiones automotrices, respectivamente. Estas normas desempeñan un papel fundamental al proporcionar pautas y criterios estandarizados para facilitar la elección del grado de viscosidad adecuado de lubricantes en función de los requerimientos específicos de las máquinas.

La norma ISO 3448 (ISO, 1992) se aplica a lubricantes utilizados en componentes industriales que se caracterizan por no estar expuestos directamente a procesos de combustión interna con combustibles. La clasificación de los grados de viscosidad para estos aceites lubricantes se basa únicamente en su viscosidad cinemática, medida en mm^2/s (o cSt) a 40 °C, y se definen 20 grados de viscosidad que abarcan desde el grado ISO VG 2 hasta el ISO VG 1500.

En el caso de los componentes o máquinas automotrices, la norma SAE J300 (SAE Standards, 2021) es el estándar más utilizado para clasificar los grados de viscosidad de los lubricantes empleados en motores de combustión interna. La viscosidad de los lubricantes para motores se cuantifica en una escala del 0 al 60, representada por los grados 0W,

5W, 10W, 15W, 20W, 25W, 8, 12, 16, 20, 30, 40, 50 y 60. Estos grados se aplican tanto a aceites monogrado como a multigrado, siendo estos últimos identificados por combinaciones de grados SAE, tales como el SAE 10W30. Según la norma SAE J300, la viscosidad se mide en mm²/s (o cSt) a dos temperaturas específicas: 40 °C y 100 °C.

Por otro lado, la norma SAE J306:2019 se aplica para clasificar grados de viscosidad de los aceites lubricantes utilizados en componentes y transmisiones automotrices que no están en contacto directo con procesos de combustión interna. Esta norma, similar a la SAE J300, establece los grados de viscosidad y los correspondientes métodos de ensayo para medir la viscosidad de los lubricantes destinados a cajas de cambio o transmisión y diferenciales de vehículos y camiones.

10.4.2. Cálculo de la viscosidad mediante la norma ASTM D341

La norma ASTM D341 define los procedimientos y ecuaciones para el cálculo y representación gráfica de la viscosidad cinemática-temperatura de productos de petróleo líquido y otros hidrocarburos. En este documento se hace referencia a la versión ASTM D341-20 e1 que fue actualizada en 2020.

Las ecuaciones de MacCoull-Walther constituyen la base de la norma ASTM D341 para calcular la viscosidad de una amplia gama de lubricantes a una temperatura de interés. Al utilizar esta ecuación, se toman en cuenta los valores de viscosidad correspondientes a dos temperaturas distintas (Rautelin, 2020). A continuación, se exponen las Ecuaciones (10.14), (10.15) y (10.16) que figuran en dicha norma.

$$\log \log (Z) = A - B \log (T) \quad (\text{Ec. 10.14})$$

$$Z = v + 0.7 + \text{antilog}(-1.47 - 1.84) v - 0.51 v^2) \quad (\text{Ec. 10.15})$$

$$v = (Z - 0.7) - \text{antilog}(-0.7487 - 3.295 (Z - 0.7) + 0.6119 (Z - 0.7)^2 - 0.3193 (Z - 0.7)^3) \quad (\text{Ec. 10.16})$$

10.4.3. Índice de viscosidad

El índice de viscosidad (IV) es un valor adimensional obtenido empíricamente que se utiliza para evaluar la estabilidad de la viscosidad de un aceite lubricante ante cambios de temperatura. Un IV elevado indica una menor variación de la viscosidad cinemática en relación con la temperatura (Torbacke, 2014). Este aspecto es especialmente relevante en aplicaciones donde el lubricante está expuesto a un amplio rango de temperaturas, como en los motores de combustión interna (MCI), ya que proporciona una mejor protección y rendimiento en diversas condiciones operativas.

Por otro lado, un lubricante con un bajo índice de viscosidad puede experimentar cambios significativos en su viscosidad a medida que la temperatura varía, lo cual puede afectar negativamente su capacidad para formar una película lubricante adecuada en los sistemas tribológicos (ST) de los componentes. Es decir, un lubricante con bajo IV puede no ofrecer una lubricación efectiva y suficiente en condiciones de temperatura elevadas y fluctuantes.

Con frecuencia, los técnicos no consideran el IV al seleccionar aceites lubricantes para diversas aplicaciones debido a diferentes razones, como: desconocer su existencia o asumir incorrectamente que el IV es sinónimo de viscosidad, o creer que esta propiedad ya está incluida en el grado de viscosidad. En sistemas tribológicos sujetos a cargas,

velocidades y temperaturas variables, es fundamental contar no solo con el grado de viscosidad óptimo, sino también con un IV elevado para asegurar su estabilidad.

Los aceites lubricantes presentan una amplia gama de valores de índice de viscosidad, que van desde valores tan bajos como 60 hasta superar los 400. Sin embargo, la mayoría de los lubricantes disponibles en el mercado se encuentran dentro de un rango de IV que oscila entre 90 y 260. Si comparamos dos aceites lubricantes, uno con un IV de 95 y otro con un IV de 150, se observa una diferencia del 236% en la viscosidad a $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ y una diferencia del 25% a $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ (Fitch, 2012). Es importante destacar que no se aprecia ninguna diferencia a una temperatura de $40\text{ }^{\circ}\text{C}$, que es considerada la temperatura de referencia para indicar la viscosidad según la norma ISO 3448.

En la Figura 10.1 se muestra gráficamente la relación entre la viscosidad y la temperatura de muestras de aceite ISO VG 100. Se puede observar claramente que, a pesar de tener el mismo grado de viscosidad ISO VG, existe una considerable variación de la viscosidad entre las muestras de aceite expuestas a los mismos cambios de temperatura, esto es debido a que cada aceite tiene un valor de IV diferente.

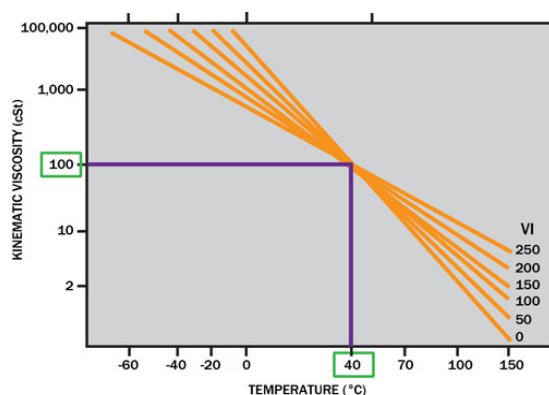


Figura 10.1. Viscosidad vs temperatura de un aceite VG 100 con distintos IV (Fitch, 2012).

El IV de un lubricante proporciona información indirecta sobre el tipo y la calidad de los aceites base utilizados en su formulación. Los lubricantes se formulan agregando un paquete de aditivos a un aceite base, ya sea mineral o sintético. Los aceites base se clasifican en diferentes grupos según el Instituto Americano del Petróleo (API) (Theo Mang, 2014). Los aceites base del Grupo I y II, que son de origen mineral, tienen un IV que varía entre 80 y 120. Los aceites base del Grupo III, también de origen mineral, pero con una refinación superior, presentan un IV mayor a 120. Por otro lado, los aceites base del Grupo IV, que son sintéticos y están compuestos principalmente por Poly- α -Olefins (PAO), tienen un IV mucho mayor a 120.

Además, otro factor que influye en el aumento del índice de viscosidad de los lubricantes es la adición de aditivos mejoradores del IV y la mezcla con moléculas sintéticas. Por lo tanto, los lubricantes formulados con aceites base del Grupo III y paquetes de aditivos modernos se denominan comercialmente “semisintéticos” debido a que poseen propiedades casi similares a los lubricantes sintéticos (Theo Mang, 2014).

Cálculo del índice de viscosidad

El cálculo del índice de viscosidad en aceites lubricantes se basa en los procedimientos establecidos en la norma ASTM D2270. Para su cálculo se necesitan los valores de viscosidad cinemática del aceite lubricante a dos temperaturas de referencia: comúnmente, los fabricantes la proporcionan a 40 °C y 100 °C.

La norma ASTM D2270, en su sección 5 establece el método computacional exacto para determinar el IV mediante interpolación lineal de los parámetros de cálculo tabulados de lubricantes con viscosidades entre 2 y 70 mm²/s, medidos a 100 °C. Sin embargo, esta norma no define el cálculo del índice de viscosidad para lubricantes con viscosidades inferiores a 2 mm²/s.

Para valores de viscosidad mayores a 70 mm²/s, se emplean las Ecuaciones (10.17) y (10.18):

$$L = 0.8353 Y^2 + 14.67 Y - 216 \quad (\text{Ec. 10.17})$$

$$H = 0.1684 Y^2 + 11.85 Y - 97 \quad (\text{Ec. 10.18})$$

Al realizar el cálculo del IV se establecen dos condiciones:

La primera condición se aplica a lubricantes con un valor de $U > H$. En estos casos, el cálculo del IV se efectúa mediante la Ecuación (10.19), obteniendo valores de $IV \leq 100$.

$$IV = \frac{(L - U)}{(L - H)} \times 100 \quad (\text{Ec. 10.19})$$

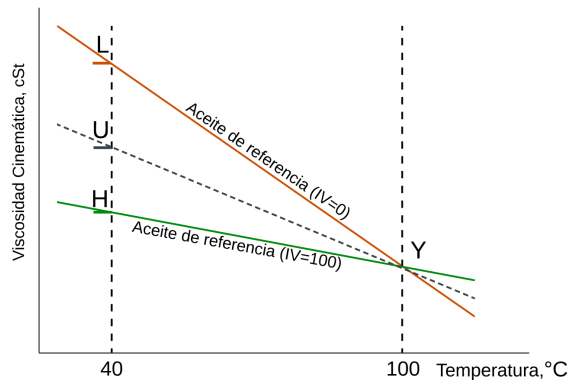


Figura 10.2. Parámetros para el cálculo del índice de viscosidad

La segunda condición aplica a lubricantes con un valor de $U < H$. En estos escenarios, el cálculo del Índice de Viscosidad se obtiene empleando la Ecuación (10.20), donde se obtendrán $IV > 100$.

$$IV = \frac{\left(\left(\frac{\text{antilog}(\log H - \log U)}{\log Y} \right) - 1 \right)}{0.00715} + 100 \quad (\text{Ec. 10.20})$$

El cálculo del índice de viscosidad (IV) utilizando las Ecuaciones (10.19) y (10.20) implica determinar previamente los valores de L y H mediante un proceso manual de interpolación lineal de los datos tabulados provistos en la norma. No obstante, la norma también proporciona en sus anexos un método alternativo y práctico que permite automatizar el cálculo de L y H mediante las Ecuaciones (10.21) y (10.22):

$$L = aY^2 + bY + c \quad (\text{Ec. 10.21})$$

$$H = dY^2 + eY + f \quad (\text{Ec. 10.22})$$

En la Tabla 10.1 se muestra un extracto de los coeficientes a, b, c d, e y f, para aceites con viscosidad cinemática entre 2 y 70 mm²/s medidos a 100 °C, obtenidos de la norma ASTM D2270.

Tabla 10.1. Coeficientes de la ecuación cuadrática para el cálculo de L y H

Ymin (mm²/s)	Ymax (mm²/s)	a	b	c	d	e	f
2	3.8	1.14673	1.7576	-0.109	0.84155	1.5521	-0.077
3.8	4.4	3.38095	-5.4952	33.196	0.78571	1.7929	-0.183
.	.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.	.
40	55	0.84703	12.6752	-133.31	0.17029	11.4866	-80.62
55	70	0.85921	11.1009	-83.19	0.1713	11.368	-76.94

10.5. Desarrollo

10.5.1. Cálculo de la viscosidad con la norma ASTM D341

La ecuación de viscosidad logarítmica de dos parámetros, Ecuación (10.14), puede simplificarse a la Ecuación (10.23), debido a que la norma ASTM D341, actualizada recientemente, mantiene la equivalencia: $Z = v + 0.7$, que es adecuada para la mayoría de los lubricantes (Sánchez-Rubio et al., 2006).

$$\log \log (v - 0.7) = A - B \log (T) \quad (\text{Ec. 10.23})$$

La norma ASTM D445 es ampliamente reconocida y utilizada en la industria de los lubricantes y establece un método estándar para medir la viscosidad cinemática de los líquidos, incluyendo los lubricantes. Los fabricantes de aceites miden y proporcionan a sus clientes los valores de viscosidad cinemática (mm^2/s o cSt) a dos temperaturas de referencia específicas: 40 °C y 100 °C. Estos datos son suficientes para determinar los valores de las constantes A y B de la Ecuación (10.23). Luego, con esta misma ecuación se calcula la viscosidad del lubricante dada la temperatura de interés.

Para el desarrollo de la aplicación proporcionamos parte del código necesario para calcular A y B a partir de la viscosidad proporcionada a 40 °C (v_{40}) y 100 °C (v_{100}) y con esas constantes, se calcula la viscosidad (v) a la temperatura (T).

```

t1 = -40;
t2 = 180;
n = 1000;
v40 = app.v40_a1.Value;
v100 = app.v100_a1.Value;
B = (log10(log10(v100 + 0.7)) - log10(log10(v40 + 0.7))) /
(log10(40 + 273.15)
    - log10(100 + 273.15));
A = log10(log10(v40 + 0.7)) + (B * (log10(40 + 273.15)));
T = linspace(t1, t2, n);
V = 10.^(10.^(A - B * log10(T + 273.15))) - 0.7

```

10.5.2. Cálculo del índice de viscosidad con la norma ASTM D2270

Para asegurar un cálculo correcto del índice de viscosidad, se han establecido restricciones en la configuración inicial de la aplicación según las directrices de la norma. Por ejemplo, no se permite calcular el IV para sustancias líquidas con viscosidades menores a 2 mm²/s medidas a 100 °C, tampoco se admiten valores negativos para las variables de viscosidad, entre otras restricciones. A continuación, se presenta el código utilizado para cargar el archivo .csv que contiene los coeficientes de la ecuación cuadrática para calcular L y H, necesarios para aplicar las Ecuaciones (10.19) y (10.20) y obtener el valor del IV.

```

coef = readtable(['G:\Mi unidad\RESEARCH\TRIBOLOGY\ASTM
D341\coef_D2270.csv'],'Delimiter', ';', 'HeaderLines', 0);
app.UITable.Data = table2array(coef);

```

A continuación, se muestra el código que itera sobre las filas de la Tabla 10.1 para seleccionar los coeficientes necesarios en función del valor

de viscosidad del lubricante que se va a analizar. Con los valores de L y H calculados, se determina el índice de viscosidad (IV) del aceite correspondiente.

```
for i = 1:size(app.UITable.Data, 1)
Ymin = app.UITable.Data(i, 1);
Ymax = app.UITable.Data(i, 2);
a = app.UITable.Data(i, 3);
b = app.UITable.Data(i, 4);
c = app.UITable.Data(i, 5);
d = app.UITable.Data(i, 6);
e = app.UITable.Data(i, 7);
f = app.UITable.Data(i, 8);

if v100 >= Ymin && v100 <= Ymax

L = a * v100^2 + b * v100 + c;
H = d * v100^2 + e * v100 + f;

if v40>H
IV=((L-v40)/(L-H))*100;
else
N=(log10(H)-log10(v40))/log10(v100);
IV=((10^N)-1)/0.00715+100;
end
app.iv_a1.Value = round(abs(IV));
break;
end
end
```

Finalmente, se presenta el código y las operaciones necesarias que trazan las curvas de viscosidad en relación con la temperatura para cada tipo de aceite. Se ha empleado la función semilogy de MATLAB® para lograr un doble escalado logarítmico en el eje vertical, conforme

a la norma ASTM D445. Asimismo, se dibujan líneas verticales que permiten una identificación rápida de las viscosidades a 40 °C y 100 °C.

```
t=app.Temp.Value;
pt1=semilogy(app.UIAxes, T,(log10(V)), 'LineWidth', 1.5,
'DisplayName',app.Aceite1.Value);
hold(app.UIAxes, 'on')
grid(app.UIAxes, 'on')

v1=10^(10^(A-B*log10(t+273.15)))-0.7;
text(app.UIAxes, t,(log10(v1)), {sprintf(' %.1f', round(v1,
1))}, 'VerticalAlignment', 'bottom');
plot(app.UIAxes,t,(log10(v1)), 'o', 'MarkerSize', 5, 'Marker-
FaceColor', 'r');
xline(app.UIAxes, t, 'r', 'LineWidth', 2);
xline(app.UIAxes, 40, '--', {'40^{o}C'}, 'LineWidth', 0.5);
xline(app.UIAxes, 100, '--', {'100^{o}C'}, 'LineWidth', 0.5);

plots = [];
legend_text = {};
if exist('pt1', 'var')
plots = [plots, pt1];
legend_text = [legend_text, sprintf('%s (IV=%s);
v(%.1f)=%.1f cSt', app.Aceite1.Value, num2str(app.iv_a1.Val-
ue),t,round(v1, 1))];
end

yticks = get(app.UIAxes, 'YTick');
yticklabels = cell(size(yticks));
for i = 1:length(yticks)
yticklabels{i} = sprintf('%.1f', 10^(yticks(i)));
end
set(app.UIAxes, 'YTickLabel', yticklabels);

legend(app.UIAxes, plots, legend_text, 'FontSize', 14,
'EdgeColor', 'none');
```

La programación ha sido diseñada con el propósito de generar de forma simultánea las curvas de viscosidad correspondientes de hasta seis tipos de aceites diferentes, en función de la temperatura (ver Figura 10.3). Además de estas curvas, se ha configurado la opción de mostrar los valores de viscosidad a cualquier temperatura de interés que se introduzca en la celda correspondiente.

Para lograr este objetivo, se requiere ingresar los nombres de los aceites para una identificación precisa, junto con sus viscosidades a 40 °C y 100 °C, expresadas en centistokes (cSt). Al presionar el botón de cálculo, las gráficas relacionadas se generarán de manera automática y, simultáneamente, se presentará en la leyenda, el índice de viscosidad (IV) asociado a cada nombre de aceite ingresado.

La aplicación desarrollada brinda la posibilidad de realizar comparaciones y un análisis cuantitativo a través de gráficos, lo que simplifica la tarea de determinar el grado de viscosidad que mejor se adapte a las condiciones específicas de las máquinas que requieren lubricación.

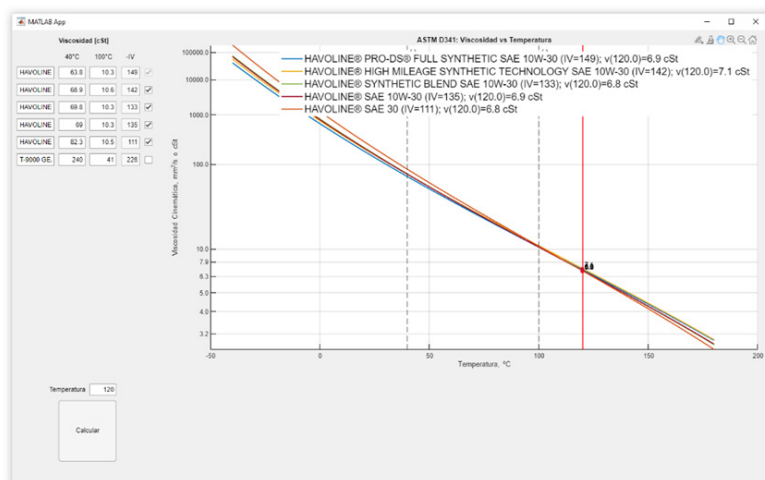


Figura 10.3. Interfaz de la aplicación desarrollada en App Designer de MATLAB®

10.6. Discusión y análisis de resultados

Para validar esta aplicación, se llevaron a cabo dos procedimientos. El primero consistió en comparar los resultados obtenidos en esta aplicación con los cálculos de otras aplicaciones web disponibles, en Anton Paar (2023); Dzyanis (2023); Interlub Group, (2023); Scott Blair (1945); TribologyABC (2023); Veluri (2023); Widman (2023), etc. Se verificó que los resultados de viscosidad cinemática calculada coincidían en todos los valores de temperatura. En el segundo procedimiento, se compararon los resultados con la hoja de datos técnicos proporcionada por el fabricante en sus catálogos. En estos casos, se observó una diferencia de una o, como máximo, dos unidades en el valor del índice de viscosidad, considerando aceptable.

10.6.1. Casos de estudio.

Caso 1: Para este caso de validación, se analizaron las hojas técnicas de lubricantes destinados a aplicaciones automotrices según la norma SAE J300. Específicamente, se seleccionaron los grados de viscosidad SAE 10W30 y SAE 30, de la línea de productos de la marca Havoline (Havoline®, 2023). Estos lubricantes están diseñados para la lubricación de motores de combustión interna a gasolina y cumplen con la categoría API SP. Según las descripciones en las hojas técnicas obtenidas, estos aceites muestran diferentes versiones de formulación, que abarcan desde bases de origen mineral hasta sintéticas. En la Tabla 10.2 se resume los datos de viscosidad a 40 °C y a 100 °C de cada una de los de los aceites consultados, así como el índice de viscosidad (IV) correspondiente, proporcionados por el fabricante.

Tabla 10.2. Viscosidad e IV para lubricantes SAEJ300: SAE 10W30 y SAE 30

Nombre comercial y grado de viscosidad SAE J300 del lubricante para aplicación automotriz.	Hoja de datos fabricante			Datos calculados	
	v (cSt) (40 °C) ASTM D445	v (cSt) (100 °C) ASTM D445	IV - ASTM D2270	IV - -	v (cSt) (120 °C)
HAVOLINE® PRO-DS® FULL SYNTHETIC SAE 10W-30	63.8	10.3	150	149	6.9
HAVOLINE® HIGH MILEAGE SYNTHETIC TECHNOLOGY SAE 10W-30	68.9	10.6	143	142	7.1
HAVOLINE® SYNTHETIC BLEND SAE 10W-30	69.8	10.3	134	133	6.8
HAVOLINE® SAE 10W-30	69.0	10.3	136	135	6.9
HAVOLINE® SAE 30	82.3	10.5	112	111	6.8

Utilizando la información previa recopilada, se empleó la aplicación desarrollada para graficar las curvas de viscosidad cinemática versus temperatura de los lubricantes seleccionados. Al comparar los aceites multigrados SAE 10W-30 y el monogrado SAE 30, como era de prever, se observa que muestran un comportamiento similar de la viscosidad a la temperatura de 100 °C. No obstante, al analizar con mayor profundidad las gráficas, se evidencia que los aceites multigrados con bases sintéticas y minerales ultra refinados (es decir, aquellos con un índice de viscosidad (IV) elevado), no experimentan una disminución tan marcada en su viscosidad cuando las temperaturas superan los 100 °C, en comparación con el monogrado. Esta diferenciación resulta difícil de asimilar únicamente con la información numérica disponible en las fichas técnicas. Por esta razón, la aplicación desarrollada ofrece una ventaja significativa al posibilitar la visualización simultánea de las variaciones en la viscosidad de hasta 6 muestras de aceite, en un rango amplio de temperaturas.

El índice de viscosidad calculado concuerda con los entregados por otras aplicaciones similares disponibles en línea; y en este caso particular, si comparamos con los valores proporcionados por el fabricante, la diferencia es mínima, apenas una unidad por debajo de los valores provistos en las fichas técnicas. Este margen es plenamente aceptable.

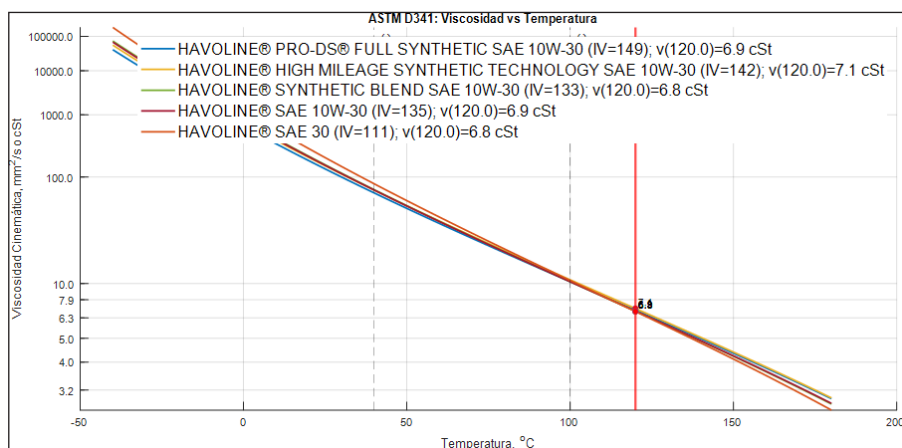


Figura 10.4. Viscosidad-temperatura (e IV) para lubricantes SAEJ300: SAE 10W30 y SAE 30 de la marca Halvoline

Caso 2: Para analizar el segundo caso, consideraremos las condiciones de trabajo de un sistema tribológico de engranajes, en el cual el fabricante recomienda el uso de un aceite grado AGMA 6EP o ISO VG 320 de tipo mineral, para una temperatura promedio de operación de 50 °C. Sin embargo, una vez que el sistema está en funcionamiento y debido a las condiciones ambientales, la temperatura promedio real de operación es de 60 °C, lo que significa que está operando 10 °C por encima de lo normal. En este escenario, se decide buscar incrementar la confiabilidad del sistema mecánico y se emite la orden de utilizar un aceite sintético en lugar del aceite mineral recomendado por el fabricante. Surge entonces la pregunta, cuál debería ser inicialmente el grado de viscosidad ISO VG más adecuado de ese aceite sintético.

Para analizar esto, se ha seleccionado, al igual que en el caso anterior, una marca reconocida en el mercado de lubricantes para aplicaciones industriales, como es el caso de Tribology Tech-Lube.

Desde la página web de Tribology Tech-Lube (Tribology Tech-Lube, 2023), se han obtenido las fichas técnicas de todos los aceites lubricantes disponibles con grado ISO VG 320 destinados a aplicaciones industriales y enfocados en la lubricación de engranajes. Los datos de las fichas técnicas de los aceites lubricantes con estas características se muestran en la Tabla 10.3, donde se observa que este fabricante ofrece formulaciones tanto con bases minerales como sintéticas, y que proporciona, como otros, los datos de viscosidad a 40 °C y a 100 °C, junto con su índice de viscosidad correspondiente.

Tabla 10.3. Viscosidad e IV para lubricantes ISO 3448: VG 220, VG 320 y VG 460 de Tribology Tech-Tube

Nombre comercial y grado de viscosidad ISO 3448, para aplicaciones de componentes industriales	Hoja de datos fabricante			Datos calculados	
	v (cSt) (40 °C) ASTM D445	v (cSt) (100 °C) ASTM D445	IV - ASTM D2270	IV -	v (cSt) (60 °C)
UNIVERSAL SYNTHETIC GEAR BOX OIL ISO VG 320	320	29.0	123	123	118.7
UNIVERSAL SYNTHETIC GEAR BOX OIL ISO VG 460	460	37.0	122	122	162.6
SP SEMI-SYNTHETIC GEAR BOX OILS ISO VG 320	324	27.0	111	111	115.5
T-1000 GEAR OIL SERIES ISO VG 320	320	34.3	151	151	128.7
T-9000 GEAR OIL SERIES ISO VG 320	320	52.4	230	230	156.5
T-9000 GEAR OIL SERIES ISO VG 220	240	41.0	226	226	119.1

Nuevamente, utilizando la aplicación desarrollada, se generan gráficas que representan las curvas de viscosidad en función de la temperatura para los lubricantes seleccionados a partir de la información obtenida en la página web de Tribology Tech-Lube. Además, la aplicación calcula el índice de viscosidad (IV) y se obtiene la viscosidad a 60 °C, que corresponde, en este caso, a la temperatura promedio de operación.

A partir del análisis visual de las gráficas, Figura 10.5, se verifica que la mejor opción para hacer la transición de un aceite mineral a uno sintético, en términos de grado de viscosidad ISO VG, es utilizar un grado inferior. En este caso, se descarta el uso de un sintético grado ISO VG 320 y, en su lugar, se elige uno de grado ISO VG 220 como la alternativa más adecuada.

Podría pensarse que al cambiar de un lubricante mineral a uno sintético bastaría con seleccionar el mismo grado ISO VG recomendado por el fabricante. Sin embargo, en este ejemplo, a la temperatura real de operación de 60 °C, emplear un aceite sintético del mismo grado ISO VG 320, equivaldría trabajar con el grado superior inmediato de viscosidad, el lubricante de base mineral ISO VG 460, lo cual aumentaría la temperatura de trabajo debido al incremento en la fricción fluida que causaría emplear un aceite con una viscosidad mayor a la sugerida por el fabricante.

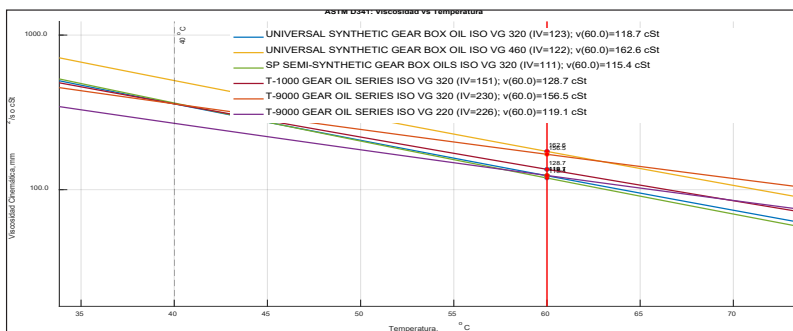


Figura 10.5. Viscosidad-temperatura (e IV) para lubricantes ISO 3448: VG 220, VG 320 y VG 460 de la marca Tribology Tech-Tube.

Es importante tener en cuenta el índice de viscosidad (IV) de los lubricantes al momento de seleccionar la opción más adecuada para la lubricación de sistemas tribológicos. En este sentido, una representación gráfica que muestre cómo varía la viscosidad en diferentes valores de temperatura se convierte en una herramienta valiosa para los ingenieros y técnicos especializados en tribología. No obstante, para llevar a cabo una selección correcta, es fundamental considerar no solo la viscosidad y el índice de viscosidad analizados en este capítulo, sino también otros factores de igual importancia. Uno de ellos es la compatibilidad de los lubricantes sintéticos con los empaques, elastómeros y residuos del lubricante mineral que se pretende reemplazar en el sistema tribológico. Además, es crucial evaluar el paquete de aditivos antidesgaste (AW) o de extrema presión (EP) que se adapten mejor a la aplicación específica. Asimismo, resulta imprescindible tener en cuenta el costo asociado y el impacto en la confiabilidad de los sistemas al realizar esta transición.

La norma ASTM D341 establece los métodos y ecuaciones necesarias para el cálculo de la viscosidad cinemática en cualquier valor de temperatura. Por otro lado, la norma ASTM D2270 define el procedimiento para determinar el índice de viscosidad a partir de los valores de viscosidad cinemática (a 40 °C y 100 °C), proporcionados por los fabricantes. El IV representa un parámetro fundamental para evaluar la capacidad que tiene un lubricante para reducir la variación de la viscosidad a distintas temperaturas. Estos cálculos resultan esenciales para estimar las propiedades viscosimétricas que, junto a otras consideraciones técnicas tribológicas, ayudan a seleccionar el lubricante adecuado que asegure un rendimiento óptimo en condiciones específicas de operación.

La aplicación interactiva, desarrollada con el asistente de programación App Designer de MATLAB®, visualmente simplifica la interpretación de las fluctuaciones de viscosidad en los aceites lubricantes. Dicha

herramienta viabiliza la representación gráfica de la viscosidad en función de la temperatura, posibilitando comparativas entre diversos aceites lubricantes y facilitando la determinación del grado de viscosidad más apropiado para el sistema tribológico en consideración. La validación de esta aplicación se llevó a cabo mediante la comparación de resultados con otras herramientas de cálculo disponibles en línea, así como con las fichas técnicas suministradas por los fabricantes, verificando que los resultados coinciden completamente o están dentro márgenes mínimos aceptables.

La aplicación denominada ASTM_D341, en formato .mlappinstall, puede ser descargada accediendo al siguiente enlace:

<https://github.com/j053fabricio/ASTM-D341->

Bibliografía

- Anton Paar. (2023). ASTM D2270 / Viscosity index (VI) from 40°C and 100°C | Anton Paar Wiki. <https://wiki.anton-paar.com/co-es/astm-d2270-indice-de-viscosidad-vi-desde-40-c-y-100-c/>
- Dzyanis. (2023). Temperature-Viscosity Chart. <https://fluidpower.pro/temperature-viscosity-chart/>
- Theo Mang. (2014). Encyclopedia of Lubricants and Lubrication. In Encyclopedia of Lubricants and Lubrication. Springer Berlin Heidelberg. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-22647-2>
- Fitch, J. (2012). Don't Ignore Viscosity Index When Selecting a Lubricant. <https://www.machinerylubrication.com/Read/28956/lubricant-viscosity-index>
- Havoline®. (2023). Aceites para Motor Havoline (Latin America). https://latinamerica.chevronlubricants.com/es_mx/home/products/by_brand/havoline.html
- Interlub Group. (2023). Graficar viscosidad de aceites | Herramientas de lubricación | Interlub. <https://interlub.com/herramientas-de-lubricacion/graficar-viscosidades-aceites/>
- Rautelin, W. (2020). Evaluation of calculative tools intended for the prediction of liquid hydrocarbon viscosity.
- Sánchez-Rubio, M., Chinas-Castillo, F., Ruiz-Aquino, F., & Lara-Romero, J. (2006). A new focus on the Walther equation for lubricant viscosity determination. *Lubrication Science*, 18(2), 95–108. <https://doi.org/10.1002/ls.9>
- Scott Blair, G. W. (1945). Viscosity of liquids and colloidal solutions. *Nature*, 156(3953), 147–148. <https://doi.org/10.1038/156147A0>
- Torbacke, M. R. A. K. K. E. (2014). Lubricants Introduction to Properties and Performance. <https://doi.org/10.1002/9781118799734>
- Tribology Tech-Lube. (2023a). Lubricants Gear Oils. <https://tribology.com/lubricants-gear-oils/>
- Tribology Tech-Lube. (2023b). Tribology. <https://tribology.com/>
- TribologyABC. (2023). Viscosity Index (VI). <https://www.tribology->

abc.com/calculators/iso_3348.htm

Veluri, R. (2023). Viscosity Index - About Tribology. <https://www.tribonet.org/wiki/viscosity-index/>

Widman. (2023). Cálculo del Índice de Viscosidad. <https://www.widman.biz/Seleccion/indice-visc.html>

Caso práctico 11

11. Cálculo práctico de transmisiones de potencia por correas, cadenas de rodillos y engranajes

11.1. Introducción

Las transmisiones de potencia cumplen un rol fundamental en el desarrollo industrial al permitir la transferencia confiable, eficaz, eficiente y controlada de energía mecánica desde una fuente motriz hacia una máquina, adaptándose a las necesidades específicas de cada aplicación. Son esenciales en sistemas electromecánicos, incluyendo maquinaria textil, pesada, de construcción, agrícola, minera, sistemas de transporte, entre otros. Entre los tipos de transmisiones de potencia, las correas trapezoidales o en V, las cadenas de rodillos y los engranajes cilíndricos rectos son ampliamente utilizados debido a sus características operativas particulares.

Las correas trapezoidales son flexibles y elásticas, permitiendo la transmisión de energía entre ejes distanciados, incluso cuando no están alineados. Son fáciles de instalar y funcionan de manera silenciosa, siendo capaces de absorber vibraciones y fluctuaciones de carga.

Por su parte, las cadenas de rodillos son duraderas y resistentes. Se utilizan preferentemente para transmitir altas potencias con grandes torques. Gracias a su construcción, pueden funcionar adecuadamente incluso en condiciones de alta tensión y velocidad.

Los engranajes cilíndricos de dientes rectos ofrecen precisión, buena eficiencia y excelente capacidad para soportar potencias elevadas. Cubren un amplio rango de potencia, gracias a sus diferentes tamaños de dientes, materiales y tecnologías constructivas; sin embargo, los dientes del piñón deben tener suficiente dureza para soportar elevadas tensiones de contacto en funcionamiento, lo cual se logra con tratamientos termoquímicos ante la imposibilidad de aplicar un temple al acero dado su bajo contenido de carbono.

Se plantea un problema de una transmisión en explotación con el fin de describir el diseño de un sistema de transmisión de potencia para accionar una bomba reciprocante utilizando metodologías ingenieriles fundamentales y de alto valor práctico. Específicamente, se emplea la Norma BS3790 y el método analítico de Euler para el cálculo de correas trapezoidales, la Norma ANSI B29.1 para el cálculo de cadenas de rodillos y el criterio de fallo por flexión y tensiones de contacto, de los dientes de engrane o criterio de Lewis.

En este caso particular, se expone el dimensionamiento del motor para accionar la máquina, así como el diseño de tres transmisiones de potencia: correas en V, cadenas de rodillos y engranajes cilíndricos rectos. Todo esto con el fin de configurar y/o seleccionar los componentes, con las dimensiones y especificaciones correctas, para cumplir con los requisitos de transmisión de potencia y vida útil del sistema.

11.2. Descripción del problema

Para ilustrar la importancia de calcular y dimensionar una transmisión de potencia, se considera el caso de una aplicación industrial, como se muestra en la Figura 11.1. El objetivo es accionar una bomba de 2 pistones utilizando un motor eléctrico de corriente alterna de tipo jaula

de ardilla. La bomba debe ser capaz de llenar una reserva con un cabezal hidráulico equivalente de 200 m y un volumen de 54 m^3 en un día. Según la información obtenida, el modelo de bomba disponible tiene un rendimiento del 90 %. Cada pistón tiene un volumen de desplazamiento de 0.375 l por revolución, y su velocidad de trabajo puede variar entre 20 y 60 rpm .

En este caso, es necesario seleccionar, configurar y calcular el tipo adecuado de transmisión, considerando las correas en V, las cadenas de rodillos y los engranajes cilíndricos rectos. Se deben tener en cuenta las características operativas de cada tipo de transmisión y los requisitos específicos de la aplicación.

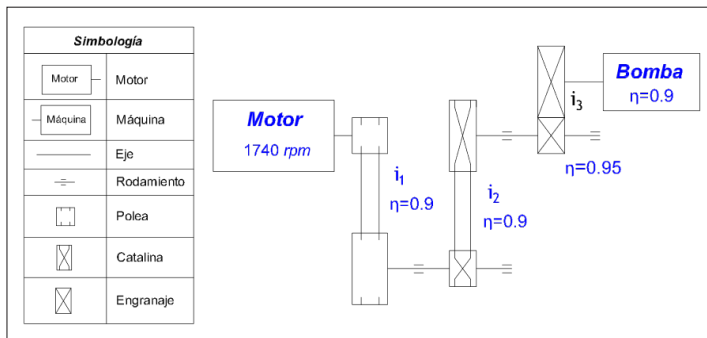


Figura 11.1. Representación esquemática de la transmisión de potencia del problema propuesto

- *El diseño preliminar consiste en calcular:*
- *Potencia de accionamiento.*
- *Potencia de motriz.*
- *Potencia del motor (potencias comerciales: $\frac{1}{2}$; $\frac{3}{4}$; 1; 1.5; 2; 3; 3.5; 5; 7.5 y 10 hp).*
- *Potencia de diseño.*
- *Requerimientos de velocidad.*

Debido a las características de cada etapa de potencia, se propone que la primera transmisión sea realizada mediante correas trapezoidales, la segunda transmisión utilizando cadenas de rodillos, y la tercera a través de engranajes cilíndricos rectos. En la Figura 11.13 se muestra el rendimiento de cada una de estas transmisiones.

La información para diseñar cada transmisión y los resultados requeridos se exponen a continuación:

Primera transmisión (por correas trapezoidales). Considerando:

El esfuerzo permisible de las correas: 5.16 MPa, tomado de González R (2000).

Peso específico: 0.04 lb/pulg³.

El coeficiente de fricción entre la polea motriz y la correa: 0.51, valor máximo tomado de Budynas & Nisbett (2011).

El coeficiente de fricción entre la polea conducida y la correa: 0.35, valor promedio tomado de Budynas & Nisbett (2011).

Según la teoría de cálculo de correas, determinar:

Perfil de correa y diámetro de poleas.

La geometría de la transmisión con distancia entre centros $D_c = 1.5$ veces la suma de diámetros.

Longitud comercial de la correa.

Tensión del ramal flojo y tirante.

Tensado inicial.

Fuerza centrífuga.

Número de correas.

Considerando la metodología del catálogo de correas DUNLOP (2015), determinar:

Número de correas.

Segunda transmisión (por cadenas de rodillos). Considerando:

Que debe tener la misma relación de transmisión que la primera.

La catalina menor tiene 15 dientes y la distancia entre centros es de 60 pasos.

Según la metodología de la Norma ANSI B29.1, determinar:

La denominación de la cadena de doble hilera.

Coefficiente de seguridad del diseño.

Tipo de lubricación recomendada.

Longitud de la cadena en pasos.

Tercera transmisión (por engranajes cilíndricos rectos). Considerando un factor de seguridad igual a 3, y teniendo en cuenta que:

El número de dientes del piñón puede fluctuar entre 12 y 17.

El piñón es de acero SAE 1018 con un , según Iván Bohman C.A. (2018) y producido mediante fresado. Su dureza superficial final será incrementa hasta 55 HRC (534 HB) mediante un tratamiento térmico de cementación

La rueda es de hierro fundido con un , según FUNDAL (2022).

Mediante la teoría de fallo de los dientes por flexión, determinar:

El módulo del par de engranajes.

La longitud y geometría básica de los dientes.

Tratamiento superficial de endurecimiento de los dientes del piñón.

11.3. Simbología

A	área [m^2]
a_w	distancia entre centros [m]
b	ancho del piñón [m]
C	concentración de sustancia en % en peso atómico o través de su densidad [kg/m^3]
C_e	coeficiente elástico [Pa]
D	coeficiente de difusión [m^2/s]
E	módulo de elasticidad [Pa]
F	fuerza [N]
F_{cor}	factor de corrección [-]
g	aceleración de la gravedad [m/s^2]
H	cabezal hidráulico [m]
J	flujo de difusión [$\text{kg} \cdot \text{m}^2/\text{s}$]
K	factor de capacidad de transmisión por correas [-]
K_v	factor dinámico [-]
L	longitud [m]
Pot	potencia [W o hp]
Q	caudal [m^3/s]
S_c	límite de fatiga a contacto de las capas superficiales de los dientes [kgf/cm^2]
S_T	coeficiente de seguridad a contacto [-]
T	temperatura [$^{\circ}\text{C}$]
V	velocidad [m/s]
Vol	volumen [m^3]
ν	relación de Poisson [-]
x	profundidad de la difusión [mm]
Y	factor de Lewis [-]
Z	número de dientes [-]

d	distancia [m]
r	radio de curvatura en los puntos de paso [m]
erf	función de error gaussiana [-]
i	relación de transmisión [-]
m	módulo de engranajes [mm]
m_l	masa lineal [kg/m]
n	frecuencia de giro [rpm]
t	tiempo [s]
Z_R	coeficiente que considera la aspereza de las superficies [-]
α	ángulo de abrazamiento [°]
β	ángulo de complemento [°]
γ	peso específico [N/m ³]
ψ	ángulo de engrane [°]
η	rendimiento [-]
θ	ángulo de garganta de la polea [°]
σ_c	tensión de contacto [Pa]
τ	torque [N.m]
μ	coeficiente de rozamiento [-]
σ	esfuerzo o resistencia mecánica [N/m ² y MPa]
ω	velocidad angular [rad/s]
ϕ	diámetro [m]
Ψ	coeficiente de relación: ancho vs distancia entre centros [-]

11.4. Marco conceptual

11.4.1. Transmisión de potencia mecánica

Es el proceso de transferir energía mecánica (fuerza y movimiento) desde una fuente de energía o motor hacia una máquina, sistema o componente que realiza trabajo. Para mayor detalle ver la Figura 11.2.



Figura 11.2. Ejemplo de instalación de transmisión de potencia entre un motor a diésel y un trapiche

11.4.2. Relación de transmisión mecánica

Es la relación entre las velocidades angulares de entrada y salida en un sistema de transmisión mecánica. Indica cómo se transforma la energía mecánica y permite conocer los requisitos de reducción o multiplicación de velocidad para una aplicación específica. Esta relación se expresa de diferentes maneras:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\phi_2}{\phi_1} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (\text{Ec. 11.1})$$

Cuando las transmisiones de forma consecutiva reducen o multiplican la frecuencia de giro entre el motor y la máquina, la relación total es:

$$i_t = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \dots \dots \dots \cdot i_n \quad (\text{Ec. 11.2})$$

11.4.3. Factor de servicio

Es un factor de corrección que considera las condiciones de trabajo y carga, para ajustar la capacidad nominal de la transmisión. Es esencial para garantizar el funcionamiento continuo de la transmisión en condiciones de operación y depende del tipo de fuente motriz, del tipo de máquina y las horas de operación del conjunto. Su expresión es:

$$F_s = f(\text{Tipo}_{\text{motor}}, \text{Tipo}_{\text{máquina}}, \text{Horas}_{\text{operación}} \times \text{día}) \quad (\text{Ec. 11.3})$$

11.4.4. Potencia mecánica

Representa la capacidad de una máquina o sistema para realizar un trabajo. Tiene diversas expresiones dependiendo del tipo de sistema, proceso, mecanismo o máquina. Dentro de una transmisión de potencia las expresiones más utilizadas son:

$$Pot = F \cdot V \quad (\text{Ec. 11.4})$$

$$Pot = \tau \cdot \omega \quad (\text{Ec. 11.5})$$

$$\omega = \frac{n \cdot \pi}{30} \quad (\text{Ec. 11.6})$$

En el caso de potencia hidráulica para desplazar un fluido, su expresión es:

$$Pot = \gamma \cdot H \cdot Q \quad (\text{Ec. 11.7})$$

Donde el caudal es:

$$Q = \frac{Vol}{t} \quad (\text{Ec. 11.8})$$

11.4.5. Rendimiento mecánico

Es una medida de la efectividad con la cual una máquina o sistema convierte la energía. Generalmente se expresa como un porcentaje y cuantifica la fracción de energía de entrada que se convierte en trabajo útil o salida. Esta relación se puede expresar así:

$$\eta = \frac{Pot_{salida}}{Pot_{entrada}} = \frac{Pot_{máquina}}{Pot_{motor}} \quad (\text{Ec. 11.9})$$

Cuando existen diversas transformaciones y transmisiones de potencia entre la fuente motriz y la máquina, la relación total es:

$$\eta_t = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots \dots \dots \cdot \eta_n \quad (\text{Ec. 11.10})$$

11.4.6. Diseño de transmisiones de potencia por correas trapezoidales

El diseño de estas transmisiones implica la selección de la correa adecuada y el número de ellas para transmitir una determinada potencia o bien, la determinación de la potencia que se puede transmitir con

una correa trapezoidal dada (Hall, Holowenco, & Launghlin, 1971). La Figura 11.3 muestra un ejemplo de este tipo de transmisión.



Figura 11.3. Ejemplo de una transmisión de potencia por correas trapezoidales

La geometría de la transmisión es ampliamente difundida en catálogos de correas y textos de diseño de elementos de máquinas. Por su parte, la capacidad de transmisión de potencia, puede ser calculada fundamentalmente por 2 metodologías: la propuesta por Firbank citado por Budynas & Nisbett (2011), basada en la capacidad de tracción de la correa sobre la polea debido a su ángulo de abrazamiento y al coeficiente de fricción entre componentes; y, la segunda, basada en experimentos de laboratorio de correas sometidas a diferentes condiciones de operación, expuestas en normas como (BS 3790, 2006) y catálogos como Goodyear y Dunlop.

El formulado matemático para la geometría de la transmisión es:

El perfil de la correa depende de la potencia de diseño y la frecuencia de giro de la polea menor:

$$Perfil = f(Pot_{diseño}, n_{motor}) \quad (Ec. 11.11)$$

La potencia de diseño es:

$$Pot_{diseño} = Pot_{motriz} \cdot F_s \quad (Ec. 11.12)$$

El ángulo de complemento y los ángulos de abrazamiento de la correa sobre cada polea son:

$$\beta = \sin^{-1} \left(\frac{\phi_{mayor} - \phi_{menor}}{2 \cdot d_{centros}} \right) \quad (Ec. 11.13)$$

$$\alpha_{mayor} = 180^\circ + 2 \cdot \beta \quad (Ec. 11.14)$$

$$\alpha_{menor} = 180^\circ - 2 \cdot \beta \quad (Ec. 11.15)$$

La longitud de la correa es:

$$l_c = \sqrt{4 \cdot d_{centros}^2 - (\phi_{mayor} - \phi_{menor})^2} + \left(\frac{\phi_{mayor} \cdot \alpha_{mayor} - \phi_{menor} \cdot \alpha_{menor}}{2} \right) \quad (Ec. 11.16)$$

El formulado matemático para la capacidad de potencia de la transmisión por la teoría de Firkbank expuesto en Hall, Holowenco, & Launghlin (1971) se detalla a continuación:

La capacidad de transmisión de potencia en cada polea es:

$$K = e^{\left[\frac{\mu \cdot \alpha}{\sin\left(\frac{\theta}{2}\right)} \right]} \quad (Ec. 11.17)$$

La masa lineal de la correa es:

$$m_L = \frac{\gamma_{correa} \cdot A_{correa}}{g} \quad (\text{Ec. 11.18})$$

La velocidad lineal de la correa es:

$$V_l = \frac{\omega \cdot \emptyset}{2} \quad (\text{Ec. 11.19})$$

La fuerza centrífuga que adquiere la correa al permanecer sobre la polea es:

$$F_c = m_L \cdot V_l^2 \quad (\text{Ec. 11.20})$$

La tensión máxima o de ramal tirante de la correa depende de su resistencia y sección transversal:

$$T_{max} = T_1 = \sigma_{perm} \cdot A_{correa} \quad (\text{Ec. 11.21})$$

En dependencia de la polea con menor capacidad de transmisión de potencia, la tensión del ramal flojo de la correa es:

$$T_2 = \frac{T_1 - F_c}{K} + F_c \quad (\text{Ec. 11.22})$$

La fuerza de tensado inicial para asegurar la transmisión máxima de potencia es:

$$T_o = \frac{T_1 + T_2}{2} - F_c \quad (\text{Ec. 11.23})$$

La fuerza tangencial que transmite una correa es la diferencia de fuerza de los ramales:

$$F_t = T_1 - T_2 \quad (\text{Ec. 11.24})$$

La capacidad de potencia de una correa es:

$$Pot_u = F_t \cdot V_l \quad (\text{Ec. 11.25})$$

Finalmente, el número de correas para transmitir la potencia de diseño es:

$$\#_{correas} = \frac{Pot_{diseño}}{Pot_u} \quad (\text{Ec. 11.26})$$

El formulado matemático para definir el número de correas de la transmisión expuesto por la norma BS 3790 (2006) y detallado en Dunlop (2015), se basa en la capacidad de potencia de la correa sobre la polea menor bajo condiciones de laboratorio, con ángulo de abrazamiento igual a 180° (relación de transmisión igual a 1). Existen factores de corrección para la potencia unitaria ante cualquier requerimiento específico que difiera de lo experimentado.

Conocida la geometría de la transmisión, el coeficiente de corrección de potencia debido al ángulo de abrazamiento es:

$$F_\alpha = f(\alpha) \quad (\text{Ec. 11.27})$$

El coeficiente de corrección de potencia debido a la longitud de la correa es:

$$F_l = f(perfil, l_c) \quad (\text{Ec. 11.28})$$

La potencia base de una correa sobre la polea menor en las condiciones específicas de operación es:

$$Pot_{base} = f(perfil, n, \emptyset) \quad (\text{Ec. 11.29})$$

El valor de potencia adicional para la correa en las condiciones de operación es:

$$Pot_{ad} = f(perfil, n, i) \quad (\text{Ec. 11.30})$$

La potencia efectiva o unitaria de una correa en las condiciones operacionales es:

$$Pot_{efec} = (Pot_{base} + Pot_{ad}) \cdot F_\alpha \cdot F_l \quad (\text{Ec. 11.31})$$

Finalmente, el número de correas necesario para la transmisión de potencia es:

$$\#_{correas} = \frac{Pot_{diseño}}{Pot_{efec}} \quad (\text{Ec. 11.32})$$

11.4.7. Diseño de transmisiones de potencia por cadenas de rodillos

En este tipo de transmisión el diseño implica la selección del paso de cadena adecuado y su número de hileras para transmitir la potencia de diseño, o bien la determinación de la potencia que se puede transmitir

con una cadena de rodillos predefinida. Un ejemplo de este tipo de transmisión consta en la Figura 11.4.



Figura 11.4. Ejemplo de una transmisión de potencia por cadenas de rodillos

Al igual que en las transmisiones por correa, la geometría de este tipo de transmisión es ampliamente difundida. La capacidad de potencia se calcula especialmente por funciones resultantes de ajustes de curvas sobre datos experimentales de cadenas en diferentes condiciones de operación montadas sobre una catalina de 17 dientes, expuestas en normas, libros y catálogos como ANSI B29.1 (2011), citadas por Budynas & Nisbett (2011) y Link Belt (2015), respectivamente.

Una variable geométrica importante en estas transmisiones es la longitud de la cadena, la cual se define en la Ecuación 33 (Budynas & Nisbett, 2011):

$$\frac{L_{cad}}{paso} \approx \left(\frac{2 \cdot d_{centros}}{paso} \right) + \left(\frac{Z_1 + Z_2}{2} \right) + \left[\frac{(Z_2 - Z_1)^2}{4\pi^2 \cdot \left(\frac{d_{centros}}{paso} \right)} \right] \quad (\text{Ec. 11.33})$$

Las ecuaciones para definir el paso de la cadena se basan en la capacidad de potencia de una cadena de hilera sencilla sobre una catalina de 17 dientes y existen factores de corrección ante requerimientos diferentes de lo experimentado. Siempre se diseña sobre la catalina menor.

El factor de corrección de potencia debido al número de hileras distinto a 1 es:

$$F_{hileras} = f(\#de\ hileras) \quad (\text{Ec. 11.34})$$

El factor de corrección para catalinas con número de dientes distinto a 17 es:

$$F_z = \left(\frac{Z_1}{17}\right)^{1.08} \quad (\text{Ec. 11.35})$$

En ANSI B29.1 (2011) se han tabulado los datos experimentales de potencia, y con base a dicha información se puede corregir la potencia del caso en estudio para seleccionar la cadena como si se tratase de una cadena de una hilera sobre un engrane de 17 dientes.

$$Pot_{diseño_corregida} = \frac{Pot_{diseño}}{F_{hileras} \cdot F_z} \quad (\text{Ec. 11.36})$$

$$Denominación = f(Pot_{diseño\ corregida}, n) \quad (\text{Ec. 11.37})$$

La potencia nominal en *hp* de la cadena seleccionada para falla a fatiga del eslabón es:

$$Pot_{cadena} = 0.004 \cdot Z_1^{1.08} \cdot n^{0.9} \cdot paso^{(3-0.07 \cdot paso)} \quad (\text{Ec. 11.38})$$

El paso de la cadena, en pulgadas, para cadenas con denominación ANSI 40 o superior se puede calcular a partir de la siguiente expresión:

$$Paso = \frac{Denominación}{80} \quad (\text{Ec. 11.39})$$

El coeficiente de seguridad del diseño es:

$$\eta_{seg_cadena} = \frac{Pot_{cadena}}{Pot_{diseño}} \quad (\text{Ec. 11.40})$$

El tipo de lubricación recomendado es función de la velocidad lineal de la cadena (Joresa, 2010):

$$V_l = \frac{Z_1 \cdot n \cdot paso}{60} \quad (\text{Ec. 11.41})$$

$$Lubricación = f(V_l) \quad (\text{Ec. 11.42})$$

11.4.8. Diseño de transmisiones de potencia por engranajes cilíndricos rectos

Para el cálculo de los engranajes, existen normativas extensamente elaboradas que han sido propuestas por la Asociación Americana de Fabricantes de Engranajes (AGMA, por sus siglas en inglés). La Figura 11.5 muestra 2 engranes cilíndricos de dientes rectos.



Figura 11.5. Ejemplo de una transmisión de potencia por engranajes cilíndricos rectos

Según Budynas & Nisbett (2011), dentro de las ecuaciones de esfuerzo se emplean dos ecuaciones fundamentales: una para el esfuerzo de flexión y otra para el esfuerzo de contacto. La falla por flexión ocurre cuando el esfuerzo del diente excede la resistencia a la fluencia o el límite de resistencia a la fatiga por flexión. Por otra parte, la existencia de tensiones de contacto relativamente elevadas puede provocar desgaste abrasivo en la superficie de los dientes, así como la presencia de pequeñas grietas superficiales en forma de picaduras.

Cuando se ha logrado en la superficie del diente una dureza superior a 350 HB, lo cual se prevé conseguir mediante tratamientos térmicos superficiales de endurecimiento, el poder de carga de la transmisión se ve limitado por la resistencia de los dientes a la fractura antes que, por la resistencia al contacto; por lo que, este último cálculo tendrá el carácter de control.

En 1982, Wilfred Lewis planteó una ecuación para estimar el esfuerzo de flexión en dientes de engranajes, la cual sigue siendo la base de la mayoría de los diseños de engranajes.

Para resolver el problema planteado, se utiliza el criterio de Lewis, ajustando el tamaño de los dientes al menor módulo posible, o lo que es lo mismo, para longitud de diente máxima, tal como se expone en Hall, Holowenco, & Launghlin (1971). También se consideran los efectos del proceso constructivo, de la velocidad de operación del engranaje y de ciertos parámetros geométricos, mediante el factor dinámico. El modelo matemático de cálculo se expone a continuación:

La longitud del diente debe cumplir que:

$$L_{diente} \leq 10 \cdot m \quad (\text{Ec. 11.43})$$

El esfuerzo de flexión en la base del diente es:

$$\sigma_{diente} = \left(\frac{F_t}{L_{diente} \cdot m} \right) \cdot \left(\frac{K_v}{Y} \right) \quad (\text{Ec. 11.44})$$

El factor de corrección de efectos dinámicos implica un aumento en los esfuerzos generados en los dientes. Según Budynas & Nisbett (2011), las ecuaciones para procesos productivos por fresado y fundición son:

$$K_{v_fresado} = \frac{6.1 + V_l}{6.1} \quad (\text{Ec. 11.45})$$

$$K_{v_fundido} = \frac{3.05 + V_l}{3.05} \quad (\text{Ec. 11.46})$$

El factor de corrección del esfuerzo de Lewis depende del número de dientes:

$$Y = f(Z) \quad (\text{Ec. 11.47})$$

Definido el módulo, la longitud del diente ajustada es:

$$L_{diente} = \left(\frac{Pot_{diseño}}{\sigma_{permisible} \cdot V_l \cdot m} \right) \cdot \left(\frac{K_v}{Y} \right) \quad (\text{Ec. 11.48})$$

El cálculo de la altura de pie, cabeza y altura total del diente, junto con los diámetros primitivo y externo de los engranajes, se realiza considerando un diente normal y se lleva a cabo de la siguiente manera:

$$H_{pie} = 1.25 \cdot m \quad (\text{Ec. 11.49})$$

$$H_{cabeza} = 1 \cdot m \quad (\text{Ec. 11.50})$$

$$H_{diente} = H_{pie} + H_{cabeza} \quad (\text{Ec. 11.51})$$

$$\phi_p = Z \cdot m \quad (\text{Ec. 11.52})$$

$$\phi_{ext} = (Z + 1) \cdot m \quad (\text{Ec. 11.53})$$

La aparición de la picadura (pitting o cariado) de los dientes y manifestaciones de desgaste abrasivo que pueden ser relativamente intensas, con el tiempo reducen el espesor de los dientes y con ello se incrementa el peligro de rotura por flexión. Por estas razones como ya sido explicado, es necesario realizar un cálculo de comprobación a las tensiones de contacto.

Según la metodología propuesta por Budynas & Nisbett (2011), se plantean las siguientes ecuaciones para el cálculo de la tensión de contacto.

$$\sigma_c = -C_e \left[\frac{K_v * F_t}{b * \cos \psi} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \right]^{1/2} \quad (\text{Ec. 11.54})$$

El signo negativo indica que es un esfuerzo de compresión.

El coeficiente elástico se determina por la fórmula

$$C_e = \left[\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - v_p^2}{E_p} + \frac{1 - v_r^2}{E_r} \right)} \right]^{1/2} \quad (\text{Ec. 11.55})$$

La fuerza circunferencial

$$F_t = \frac{Pot}{\omega * \phi_p / 2} \quad (\text{Ec. 11.56})$$

El radio de curvatura de los perfiles de los dientes en el punto de paso será:

$$r = \frac{\phi \sin \psi}{2} \quad (\text{Ec. 11.57})$$

Al diseñar un engranaje suele fijarse la relación entre la anchura de las ruedas y la distancia intercentros

$$\Psi = \frac{b}{a_w} \quad (\text{Ec. 11.58})$$

Finalmente, la tensión admisible por contacto $[\sigma]_c$ durante el trabajo prolongado se determina por la siguiente fórmula:

$$[\sigma]_c = \frac{S_C * Z_R}{S_T} \quad (\text{Ec. 11.59})$$

11.4.9. Tratamiento superficial de endurecimiento

Para el endurecimiento superficial de piezas de acero que, por su composición, no admiten tratamiento térmico de temple se utiliza mayormente tratamientos termoquímicos. Estos están relacionados con el movimiento de átomos en estado sólido con suficiente energía de activación para superar las medias interatómicas en el material; es decir, con el fenómeno de la difusión.

La migración atómica, cuando hay una variación de composición química, se produce siempre desde una región de mayor concentración a menor concentración. El tratamiento matemático de este flujo difusional se expresa con un enunciado conocido como primera ley de Fick, que caracteriza la direccionalidad del proceso en estado estacionario (Shackelford, 2010); es decir, considerando que el perfil de concentración no varía con el tiempo:

$$J = -D \frac{\partial C}{\partial x} \quad (\text{Ec. 11.60})$$

Cuando el perfil es no estacionario, la concentración de los átomos de soluto en cualquier punto del material cambia con el tiempo. Según Shackelford (2010), esta condición transitoria viene representada por una ecuación diferencial de segundo orden conocida como segunda ley de Fick, la cual establece que la relación de cambio de la composición

de la muestra en el tiempo es igual a la difusividad multiplicada por la velocidad de cambio del gradiente de concentración. Si se considera la difusión de los átomos de un determinado elemento químico, como puede ser el carbono, hacia el interior de un sólido semi-infinito manteniendo constante en la superficie la concentración de la especie que se difunde, la solución de la ecuación diferencial en estas condiciones se expresa matemáticamente de la Ecuación 11.55:

$$\frac{C_x - C_o}{C_s - C_o} = 1 - \operatorname{erf}\left(\frac{x}{2\sqrt{Dt}}\right) \quad (\text{Ec. 11.61})$$

11.5. Desarrollo

11.5.1. Determinación de la potencia a transmitir y requerimiento de velocidad

Mediante la Ecuación 11.8 se define el caudal de la bomba:

$$Q = \frac{Vol_{\text{reserva}}}{t} = \frac{54 \text{ m}^3}{86400 \text{ s}} = 6.25 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

La potencia hidráulica, según la Ecuación 11.7, es:

$$Pot_H = \gamma \cdot H \cdot Q = 9810 \frac{\text{N}}{\text{m}^3} \cdot 200 \text{ m} \cdot 6.25 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 1226.25 \text{ W}$$

Mediante la Ecuación 11.9 y con el rendimiento mecánico de la bomba, la potencia necesaria para accionar su eje es:

$$Pot_{accionamiento} = \frac{Pot_H}{\eta_{bomba}} = \frac{1226.25 \text{ W}}{0.9} = 1362.5 \text{ W}$$

Considerando los rendimientos de las transmisiones mostrados en el diagrama cinemático de la Figura 11.1 y en base a las Ecuaciones 11.9 y 11.10, la potencia en el punto de entrada es:

$$Pot_{motriz} = \frac{Pot_{accionamiento}}{\eta_{correas} \cdot \eta_{cadenas} \cdot \eta_{engranajes}} = \frac{1362.5 \text{ W}}{0.9 \cdot 0.9 \cdot 0.95} = 1770.6 \text{ W} \approx 2.37 \text{ hp}$$

El factor de servicio para la unión motor máquina se calcula con la Ecuación 11.3 y los datos de la Tabla 11.1.

$$F_s = f(\text{Asíncrono jaula de ardilla, Bomba de 2 pistones, 24 h}) = 1.4$$

Tabla 11.1. Datos para determinar el factor de servicio. Extracto tomado de Dunlop (2015).

Tipo de máquina conductora.	Motor de corriente alterna, jaula de ardilla <i>Servicio continuo más de 16 horas diarias.</i>
Tipo de máquina conducida.	
Máquinas de ladrillos	1.4
Compresores de pistón	
Bombas de pistón	

Según la Ecuación 11.12, la potencia de diseño es:

$$Pot_{diseño} = Pot_{motriz} \cdot F_s = 1770.6 \text{ W} \cdot 1.4 = 2478.88 \text{ W} \approx 3.32 \text{ hp}$$

El motor comercial con potencia inmediata superior es (ver información del problema):

$$Pot_{motor} \cong Pot_{diseño} = 3.5 \text{ hp}$$

Se asume que la potencia de motor comercial seleccionada será, para futuros cálculos, la potencia de diseño de la transmisión.

La velocidad de trabajo de la bomba será resultado de considerar el volumen de la reserva a llenar y el volumen desplazado por la bomba en cada revolución. Este último será:

$$\frac{Vol}{rev} = \#pistones \cdot Vol_{desplazamiento} = 2 \times 0.375 \frac{l}{rev} = 0.75 \frac{l}{rev} = 7.5 \times 10^{-4} \frac{m^3}{rev}$$

Para cumplir con las exigencias planteadas en el problema, en el tiempo requerido, es necesario establecer el caudal de trabajo. Se usa la Ecuación 11.8, teniendo en cuenta el volumen de la reserva a llenar en 1 día.

$$Q = \frac{Vol_{reserva}}{t} = \frac{54 \text{ m}^3}{24 \text{ h}} = 2.25 \frac{\text{m}^3}{h} = 6.25 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{s}$$

Siendo la velocidad real de trabajo de la bomba igual a:

$$n_{bomba} = \frac{Q}{\left(\frac{Vol}{rev}\right)} = \frac{6.25 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{s}}{7.5 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{rev}} = 0.833 \frac{rev}{s} = 50 \frac{rev}{min}$$

Con la Ecuación 11.1 se deduce que la relación de reducción de velocidad total del equipo (desde el motor a la bomba) es:

$$i_t = \frac{n_{motor}}{n_{bomba}} = \frac{1740 \text{ rpm}}{50 \text{ rpm}} = 34.8$$

Para cumplir con lo solicitado en el enunciado, se parte de considerar en principio que las 3 transmisiones poseen la misma relación de transmisión. Además, se debe tomar en cuenta que la relación de transmisión máxima recomendada por Budynas & Nisbett (2011), tanto para correas como para cadenas, es 6. No obstante, de ser posible, se debe suponer valores menores de relaciones de transmisión.

Con las consideraciones anteriores y usando la Ecuación 11.2, se tiene:

$$i_1 = i_2 = i_3 \quad \rightarrow \quad i_t = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 = i_1^3$$

$$i_1 = \sqrt[3]{i_t} = \sqrt[3]{34.8} \approx 3.2648$$

Con lo anterior y con lo planteado en el problema (primera y segunda transmisión con la misma relación de transmisión), se propone que estas transmisiones tengan una relación de transmisión igual a 3, siendo la tercera (transmisión por engranes cilíndricos rectos) igual a:

$$i_1 = i_2 = 3 \quad \rightarrow \quad i_3 = \frac{i_t}{i_1 \cdot i_2} = \frac{34.8}{3 \cdot 3} = 3.86667$$

Con el análisis anterior, el diagrama cinemático queda como se muestra en la Figura 11.18.

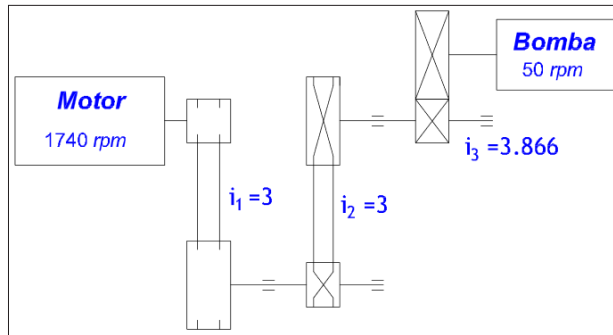


Figura 11.6. Esquema cinemático corregido del equipo en estudio

11.5.2. Selección básica de componentes de las transmisiones de potencia

11.5.2.1. Perfil de correa y diámetros de poleas

Para dimensionar una transmisión con poleas del menor de tamaño posible, primero se debe definir el perfil de correa, para ello se usa la Ecuación 11.11 y los datos de la Figura 11.7.

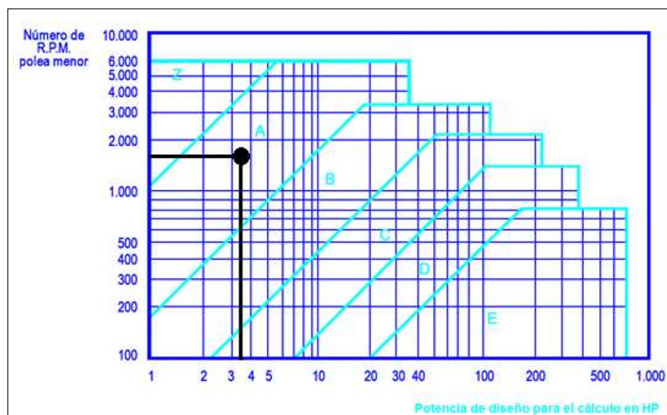


Figura 11.7. Diagrama para selección de perfil de correas trapezoidales, tomado de Dunlop (2015).

El diámetro de la polea menor (del motor) es función del perfil seleccionado, se elige el menor diámetro posible recomendado por González R (2000):

$$\phi_{polea_motor} = \phi_{menor} = f(Perfil) = 3'' = 76.2 \text{ mm}$$

A nivel local, las poleas comerciales se referencian por el diámetro en pulgadas, siendo la variación de diámetros más común de 1 pulgada. (Ejemplo: 3'', 4'', 5'' hasta 23'').

Con base a la Ecuación 11.1, el diámetro de la polea conducida y su frecuencia de giro son:

$$\phi_{polea_conducida} = \phi_{mayor} = \phi_{menor} \cdot i_1 = 3'' \cdot 3 = 9 = 228.6 \text{ mm}$$

$$n_{eje_1} = \frac{n_{motor}}{i_1} = \frac{1740 \text{ rpm}}{3} = 580 \text{ rpm}$$

Mediante la Ecuación 11.6, se calcula el equivalente de la frecuencia de giro en velocidad angular:

$$\omega_{eje_1} = \frac{n_{eje_1} \cdot \pi}{30} = \frac{580 \text{ rpm} \cdot \pi}{30} = 60.73 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

11.5.2.2. Número de dientes de las catalinas de la segunda transmisión.

Las catalinas para cadena de rodillos varían el número de dientes de 1 en 1, por ejemplo: 6, 8, 17, 18, 19, 20 hasta 120 (Budynas & Nisbett, 2011). En el planteamiento del problema se asume un número de dientes de la catalina menor (piñón) igual a 15.

Mediante la Ecuación 11.1, se calcula el número de dientes de la catalina mayor, su frecuencia de giro y velocidad angular, los cuales son:

$$Z_2 = Z_1 \cdot i_2 = 15 \cdot 3 = 45$$

$$n_{eje_2} = \frac{n_{eje_1}}{i_2} = \frac{580 \text{ rpm}}{3} = 193.333 \text{ rpm}$$

$$\omega_{eje_2} = \frac{\omega_{eje_1}}{i_2} = \frac{60.3 \frac{\text{rad}}{\text{s}}}{3} = 20.245 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

11.5.2.3. Número de dientes de los engranajes de la tercera transmisión.

El número de dientes del engranaje menor (Z_3 , piñón) puede variar entre 12 y 17, según lo establecido en el planteamiento del problema. Por lo tanto, el número de dientes del engranaje mayor (Z_4) dependerá del piñón seleccionado.

La relación de transmisión por engranajes es de 3.86667 y, mediante la Ecuación 11.1, se plantean varias posibilidades de combinaciones de números de dientes en el piñón y el engrane (ver Tabla 11.2). De estas opciones, se elegirá el par de engranes que permita alcanzar las revoluciones necesarias en el eje de la bomba con la mayor precisión posible.

Tabla 11.2. Cálculo de engranaje conducido para la tercera transmisión

Z3	i	Z4	Observación
12	3.867	46.40	
13		50.26	
14		54.13	

Z3	i	Z4	Observación
15		58	Seleccionado
16	3.867	61.86	
17		65.73	

De la Tabla 11.5 se determina que el par de engranajes más preciso es $Z_3=15$, $Z_4=58$, por lo que esa es la opción seleccionada. Además, coincide con lo mencionado en la teoría, que recomienda que el juego se engranes posea un elemento con número de dientes par y otro con número de dientes impar.

De igual manera, mediante la Ecuación 11.1, se valida la frecuencia de giro de la bomba y se calcula su velocidad angular, los cuales son:

$$n_{bomba} = \frac{n_{eje_2}}{i_3} = \frac{193.33 \text{ rpm}}{3.867} = 50 \text{ rpm}$$

$$\omega_{bomba} = \frac{\omega_{eje_2}}{i_3} = \frac{20.245 \frac{\text{rad}}{\text{s}}}{3.867} = 5.235 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Con el análisis anterior, el diagrama cinemático queda como se muestra en la Figura 11.8.

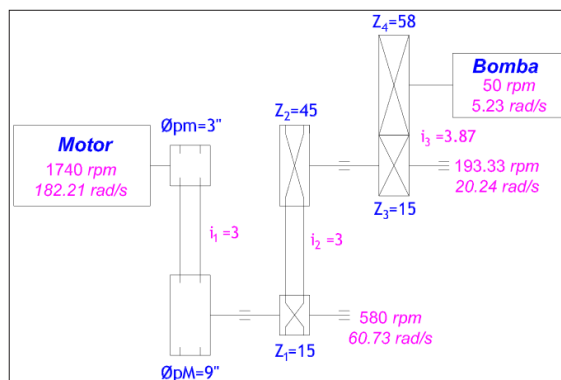


Figura 11.8. Esquema cinemático corregido del equipo en estudio

11.5.3. Diseño de capacidad de potencia de las transmisiones configuradas

11.5.3.1. Primera transmisión (por correas trapezoidales) mediante el método teórico básico y por método de datos experimentales tabulados

Conocidos los diámetros de las poleas, las frecuencias de giro de los ejes y la potencia de diseño se procede a determinar el resto de la geometría de la transmisión y el número de correas necesarias. Para mayor detalle ver la Figura 11.9.

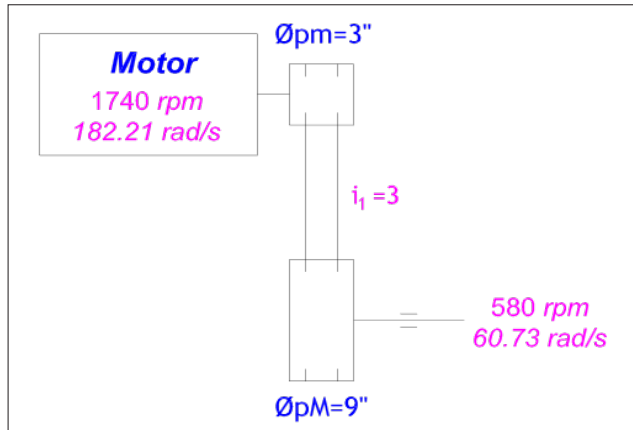


Figura 11.9. Detalle de la primera transmisión

La distancia entre centros según el enunciado del problema es:

$$d_{centros} = 1.5 \cdot (\varnothing_{mayor} + \varnothing_{menor}) = 1.5 \cdot (3" + 9") = 18"$$

Con la Ecuación 11.13 se determina el ángulo de complemento y mediante las Ecuaciones 11.14 y 11.15 los ángulos de abrazamiento sobre cada polea.

$$\beta = \sin^{-1} \left(\frac{\phi_{mayor} - \phi_{menor}}{2 \cdot d_{centros}} \right) = \sin^{-1} \left(\frac{9'' - 3''}{2 \cdot 18''} \right) = 9.59^\circ$$

$$\alpha_{mayor} = 180^\circ + 2 \cdot \beta = 180^\circ + (2 \cdot 9.59^\circ) = 199.18^\circ = 3.476 \text{ rad}$$

$$\alpha_{menor} = 180^\circ - 2 \cdot \beta = 180^\circ - (2 \cdot 9.59^\circ) = 160.82^\circ = 2.806 \text{ rad}$$

El esquema de la Figura 11.10 muestra el detalle de las variables calculadas.

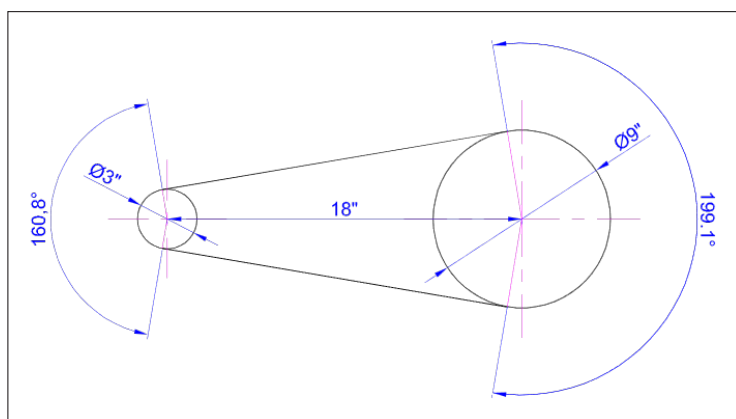


Figura 11.10. Variables calculadas de la transmisión por correas en estudio

La longitud se calcula con la Ecuación 11.16 y debe considerar que las correas comerciales se proporcionan con su longitud en pulgadas y su denominación consiste en el perfil acompañado de su longitud; por lo tanto, la denominación de la correa es:

$$l_c = \sqrt{4 \cdot d_{centros}^2 - (\phi_{mayor} - \phi_{menor})^2} + \left(\frac{\phi_{mayor} \cdot \alpha_{mayor} - \phi_{menor} \cdot \alpha_{menor}}{2} \right)$$

$$l_c = \sqrt{4 \cdot (18'')^2 - (9'' - 3'')^2} + \left[\frac{(9'' \times 3.476 \text{ rad}) - (3'' \times 2.806 \text{ rad})}{2} \right]$$

$$l_c = 46.933'' \approx 47''$$

Denominación = Correa A47

Seguido se determina la capacidad de transmisión de potencia en cada polea mediante la Ecuación 11.17, considerando un ángulo de garganta de los canales de las poleas de 40 °.

$$K_{polea_menor} = e^{\left[\frac{u_{menor} \times \alpha_{menor}}{\sin\left(\frac{\theta}{2}\right)} \right]} = e^{\left[\frac{0.51 \times 2.806}{\sin\left(\frac{40^\circ}{2}\right)} \right]} = 65.63$$

$$K_{polea_mayor} = e^{\left[\frac{u_{mayor} \times \alpha_{mayor}}{\sin\left(\frac{\theta}{2}\right)} \right]} = e^{\left[\frac{0.35 \times 3.476}{\sin\left(\frac{40^\circ}{2}\right)} \right]} = 35.06$$

Se determina el número de correas en la polea que tenga el menor coeficiente de transmisión de potencia, que en este caso es la polea conducida o polea mayor.

Con la Ecuación 11.18 se calcula la masa lineal de la correa cuyo peso específico consta en el planteamiento del problema. En este caso, el área transversal del perfil de correa obtenido (Tipo A) es igual a 81 mm² según González R (2000).

$$m_L = \frac{\gamma_{correa} \cdot A_{correa}}{g} = \frac{0.04 \frac{\text{lb}}{\text{in}^3} \times 81 \text{ mm}^2}{9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = \frac{10854.9 \frac{\text{N}}{\text{m}^3} \times 81 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2}{9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0.0897 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

La velocidad lineal de la correa se calcula con la Ecuación 11.19.

$$V_l = \frac{\omega_{eje-1} \cdot \phi_{mayor}}{2} = \frac{60.73 \frac{rad}{s} \times 0.2286 m}{2} = 6.94 \frac{m}{s}$$

La fuerza centrífuga que soporta la correa se calcula mediante la Ecuación 11.20.

$$F_c = m_L \cdot V_l^2 = 0.0897 \frac{kg}{m} \times \left(6.94 \frac{m}{s}\right)^2 = 4.32 N$$

La tensión del ramal tirante (ver Ecuación 11.21) es:

$$T_1 = \sigma_{perm} \cdot A_{correa} = 5.16 MPa \times 81 \cdot 10^{-6} m^2 = 412.8 N$$

La tensión en el ramal flojo es:

$$T_2 = \frac{T_1 - F_c}{K_{polea_{mayor}}} + F_c = \frac{412.8 N - 4.32 N}{96.87} + 4.32 N = 8.54 N$$

El tensado inicial y la fuerza tangencial de la correa (ver Ecuaciones 11.23 y 11.24) son:

$$T_o = \frac{T_1 + T_2}{2} - F_c = \frac{412.8 N + 8.54 N}{2} - 4.32 N = 206.35 N$$

$$F_t = T_1 - T_2 = 412.8 N - 8.54 N = 404.26 N$$

Siendo la potencia unitaria (Ecuación 11.25) igual a:

$$Pot_u = F_t \cdot V_l = 404.26 N \times 6.94 \frac{m}{s} = 2805.6 W \approx 3.76 hp$$

Mediante la Ecuación 11.26 se define el número de correas necesarias para la potencia de diseño.

$$\#_{correas} = \frac{Pot_{diseño}}{Pot_u} = \frac{3.5 \text{ hp}}{3.76 \text{ hp}} = 0.93 \approx 1 \text{ correa}$$

Siendo necesaria 1 correa para asegurar la transmisión de potencia.

Con el fin de contrastar el resultado anterior, se realiza el cálculo del número de correas por método expuesto en Dunlop (2015).

Se determinan los coeficientes de corrección de potencia por longitud y ángulo de abrazamiento de la correa mediante las Ecuaciones 11.27 y 11.28, cuyos datos se muestran en la Tabla 11.3 y Tabla 11.4.

$$F_{\alpha} = f(\alpha_{menor}) = f(160.82^{\circ}) = 0.95$$

Tabla 11.3. Factor de corrección de potencia por ángulo de contacto, extracto tomado de Dunlop (2015).

Ángulo de contacto de polea menor	Factor de corrección
164°	0.96
160°	0.95
157°	0.94

$$F_l = f(perfil, l_c) = f(A, 47") = 0.924 \text{ (interpolado)}$$

Tabla 11.4. Factor de corrección de potencia por longitud de correa, extracto tomado de Dunlop (2015)

Longitud de correa	Sección de la correa A
42	0.90
46	0.92
51	0.94

Los datos de potencia base y adicional de la correa se muestran en la Tabla 11.5 y Tabla 11.6, y se estiman para las condiciones de operación mediante las Ecuaciones 11.29 y 11.30.

$$Pot_{base} = f(perfil, n_{motor}, \phi_{menor}) = f(A, 1740 \text{ rpm}, 76.2 \text{ mm})$$

$$Pot_{base} = 1.106 \text{ hp (interpolado)}$$

Tabla 11.5. Prestación o potencia base de correa perfil A para diferentes condiciones de operación, extracto tomado de Dunlop (2015).

Sección de la correa: A	
Frecuencia de giro de la polea menor (rpm)	Prestación base (HP)
	Diámetro de la polea menor (mm)
	76
1600	1.05
1750	1.11
1800	1.13

$$Pot_{ad} = f(perfil, n_{motor}, i) = f(A, 1740 \text{ rpm}, 3) = 0.288 \text{ hp (interpolado)}$$

Tabla 11.6. Prestación o potencia adicional de correa perfil A para diferentes condiciones de operación, extracto tomado de Dunlop (2015).

Sección de la correa: A	
Frecuencia de giro de la polea menor (rpm)	Prestación adicional (hp)
	Relación de transmisión
	2.00 y sobre
1600	0.27
1750	0.29
1800	0.30

La potencia efectiva por correa se estima mediante la Ecuación 11.31.

$$Pot_{efec} = (Pot_{base} + Pot_{ad}) \cdot F_{\alpha} \cdot F_l = (1.106 \text{ hp} + 0.288 \text{ hp}) \cdot 0.95 \cdot 0.924 \\ = 1.224 \text{ hp}$$

Finalmente, por medio de la Ecuación 11.32 se calcula el número de correas:

$$\#correas_{cat} = \frac{Pot_{diseño}}{Pot_{efec}} = \frac{3.5 \text{ hp}}{1.224 \text{ hp}} = 2.86 \approx 3 \text{ correas}$$

11.5.3.2. Segunda transmisión (por cadenas de rodillos) mediante método teórico de falla por fatiga del eslabón.

Conocidos los números de dientes de las catalinas, la frecuencia de giro del eje del piñón, y la potencia de diseño, se procede a determinar el resto de la geometría de la transmisión y la denominación de la cadena adecuada. Para mayor detalle, ver la Figura 11.23.

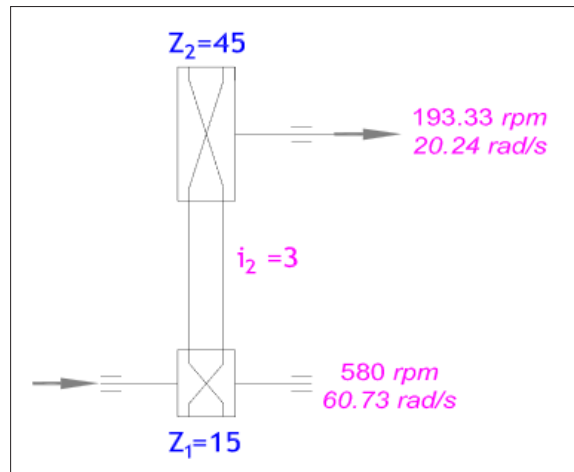


Figura 11.23. Detalle de la segunda transmisión

Con la potencia de diseño y la velocidad angular de la catalina menor, se obtiene de forma aproximada la denominación por la norma ANSI B29.1 (2011). Previamente se debe corregir la potencia de diseño debido a que se solicita trabajar con una cadena doble hilera y una catalina menor con 15 dientes.

El factor de corrección de potencia debido al número de hileras se muestra en la Tabla 11.7, y su valor se calcula mediante la Ecuación 11.34.

$$F_{hileras} = f(\#de hileras) = f(2) = 1.7$$

Tabla 11.7. Factor de corrección de capacidad de potencia de cadenas de rodillos en función del número de hileras, extracto tomado de Budynas & Nisbett (2011).

Número de hileras	Factor de corrección de capacidad
1	1.0
2	1.7
3	2.5

El factor de corrección de potencia debido al número de dientes se calcula mediante la Ecuación 11.35.

$$F_z = \left(\frac{Z_1}{17}\right)^{1.08} = \left(\frac{15}{17}\right)^{1.08} = 0.874$$

La estrategia de cálculo consiste en corregir la potencia de diseño de un piñón de 15 dientes, doble hilera, a uno de 17 dientes, hilera sencilla, y con base a los datos de la normativa definir la denominación de la cadena. Con lo anterior y el uso de la ecuación 36, la potencia de diseño corregida es:

$$Pot_{diseño\ corregida} = \frac{Pot_{diseño}}{F_{hilera} \cdot F_z} = \frac{3.5\ hp}{1.7 \cdot 0.874} = 2.36\ hp$$

La denominación se obtiene de la Tabla 11.8 expuesta en Budynas & Nisbett (2011) y se representa mediante la Ecuación 11.37.

$$Denominación = f(Pot_{diseño\ corregida}, n_{eje_1}) = f(2.36\ hp, 580\ rpm) = ANSI\ 40$$

Tabla 11.8. Capacidad nominal de potencia de cadenas de paso único en torón sencillo de una catalina de 17 dientes, extracto tomado de Budynas & Nisbett (2011).

Frecuencia de giro de la Catalina, rpm	Número ANSI de cadena	
	35	40
500	1.24	2.93
600	1.46	3.45

Por la denominación de la cadena seleccionada, el paso se lo obtiene mediante la Ecuación 11.39:

$$Paso = \frac{Denominación}{80} = 0.5"$$

La potencia nominal en HP de la cadena seleccionada de doble hilera, sobre la catalina de 15 dientes se define por medio de las Ecuaciones 11.34 y 11.38.

$$Pot_{cadena} = 0.004 \cdot Z_1^{1.08} \cdot n_{eje_1}^{0.9} \cdot paso^{(3-0.07paso)} \cdot F_{hilera}$$

$$Pot_{cadena} = 0.004 \cdot (15)^{1.08} \cdot (580)^{0.9} \cdot (0.5)^{(3-0.07 \times 0.5)} \cdot 1.7 = 4.97\ hp$$

Lo anterior indica que una cadena de doble hilera ANSI-40 podrá transmitir 4.97 hp en las condiciones de trabajo del piñón, potencia que es superior a la de diseño (3.5 hp), por lo tanto, la selección es correcta y según la Ecuación 11.40, el coeficiente de seguridad del diseño es:

$$\eta_{seg_cadena} = \frac{Pot_{cadena}}{Pot_{diseño}} = \frac{4.97 \text{ hp}}{3.5 \text{ hp}} = 1.42$$

La velocidad lineal de la cadena se estipula por medio de la Ecuación 11.41.

$$V_l = \frac{Z_1 \cdot n \cdot \text{paso}}{60} = \frac{15 \frac{\text{dientes}}{\text{rev}} \cdot 580 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \cdot 0.5 \frac{\text{in}}{\text{diente}}}{60 \frac{\text{s}}{\text{min}}} = 72.5 \frac{\text{in}}{\text{s}} = 1.8415 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

El tipo de lubricación para la cadena se obtiene de la Tabla 11.9, y se define por la Ecuación 11.42.

$$\text{Lubricación} = f(V_l) = f\left(1.8415 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) = \text{Baño de disco}$$

Tabla 11.9. Lubricación recomendada en función de la velocidad lineal de la cadena, extracto elaborado de Joresa (2010).

Velocidad lineal en (m/s)	Lubricación recomendada
≤ 0.5	Manual
0.5 – 1.5	Goteo
1.5 – 4.0	Baño de disco
4.0 – 8.0	Chorro a presión

Como se puede apreciar la lubricación recomendada, en función de la velocidad lineal de la cadena, es en baño de aceite. En estos casos es necesario tener en cuenta los inconvenientes que esto representa, tales como: la necesidad de una carcasa, un cárter, medios para medir el nivel de aceite, etc.

Por último, mediante la Ecuación 11.33, la longitud de la cadena es:

$$\frac{L_{cad}}{paso} \approx \left(\frac{2 \cdot d_{centros}}{paso} \right) + \left(\frac{Z_1 + Z_2}{2} \right) + \left[\frac{(Z_2 - Z_1)^2}{4\pi^2 \cdot \left(\frac{d_{centros}}{paso} \right)} \right]$$

$$\frac{L_{cad}}{paso} = (2 \cdot 60) + \left(\frac{15 + 45}{2} \right) + \frac{(45 - 15)^2}{4\pi^2 \times 60} = 120 + 30 + 0.38 \approx 150.38 \text{ pasos}$$

En metros, la longitud de la cadena es:

$$L_{cad} = 150.38 \text{ pasos} \cdot 0.5 \frac{\text{in}}{\text{paso}} = 75.19 \text{ in} = 1.9 \text{ m}$$

11.5.3.3. Tercera transmisión (por engranes cilíndricos rectos) mediante método teórico de falla por flexión del diente o método básico de Lewis, y comprobación a las tensiones de contacto.

Con los engranajes definidos (Z_3 y Z_4), la frecuencia de giro del eje del piñón y la potencia de diseño se procede a determinar el módulo y la geometría básica del diente. Para mayor detalle de la transmisión en diseño, ver la Figura 11.24.

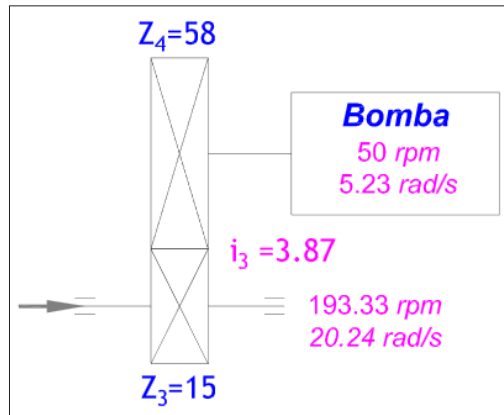


Figura 11.24. Detalle de tercera transmisión

Para determinar el módulo, es necesario conocer la longitud del diente o, por lo contrario, para obtener la longitud del diente es necesario conocer el módulo.

Para los engranes que conforman la transmisión, es necesario identificar cuál es el que opera en condiciones más críticas. Los factores de forma y de Lewis magnifican el esfuerzo generado por la transmisión de potencia.

Debido a que se desconoce la velocidad lineal de los engranajes, se realiza la comparación de criticidad con base a la resistencia de materiales y a los efectos del factor de Lewis. Considerando la Tabla 11.10 de factores de Lewis y a la Ecuación 11.47, se determina el factor para los engranajes propuestos.

$$Y_3 = f(Z_3) = f(15) = 0.29$$

$$Y_4 = f(Z_4) = f(58) = 0.4194 \text{ (interpolado)}$$

Tabla 11.10. Factor de Lewis para engranajes con ángulo de presión de 20°, extracto tomado de Budynas & Nisbett (2011).

Número de dientes	Y
15	0.290
16	0.296
:	:
50	0.409
60	0.422

Los esfuerzos permisibles o de diseño para los engranajes resultan de dividir la resistencia del material para el factor de seguridad planteado en el problema.

$$\sigma_{permisible_piñón} = \frac{\sigma_{material}}{\eta_{seg}} = \frac{303.8 \text{ MPa}}{3} = 101.267 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{permisible_rueda} = \frac{\sigma_{material}}{\eta_{seg}} = \frac{294 \text{ MPa}}{3} = 98 \text{ MPa}$$

La comparación de criticidad, de forma práctica, consiste en multiplicar el esfuerzo permisible por el factor de Lewis, y el componente con el producto más bajo es el considerado para el dimensionamiento que luego será validado.

$$Crit_1 = \sigma_{permisible_piñón} \cdot Y_3 = 101.27 \text{ MPa} \cdot 0.29 = 29.36 \text{ MPa}$$

$$Crit_2 = \sigma_{permisible_rueda} \cdot Y_4 = 98 \text{ MPa} \cdot 0.42 = 41.10 \text{ MPa}$$

Como $Crit_1 < Crit_2$, el piñón es el elemento crítico y rige el diseño.

Debido a que la longitud de diente no debe exceder 10 veces el módulo, se toma dicha distancia para iniciar el cálculo. Entonces, mediante la relación de las Ecuaciones 11.25, 11.43 y 11.44 el módulo aproximado del piñón es:

$$\sigma_{diente_piñón} = \left(\frac{Ft}{l_{diente} \cdot m} \right) \cdot \left(\frac{1}{Y_3} \right) = \left(\frac{Pot_{diseño}}{10 \cdot V_l \cdot m^2} \right) \cdot \left(\frac{1}{0.29} \right) = \left(\frac{Pot_{diseño}}{10 \cdot V_l \cdot m^2} \right) \cdot (3.448)$$

$$\sigma_{diente_piñón} = \left(\frac{3.45 \cdot Pot_{diseño}}{5 \cdot \omega_{eje_2} \cdot Z_3 \cdot m^3} \right) = \left(\frac{3.45 \cdot 2607.5 \text{ W}}{5 \cdot 20.25 \frac{rad}{s} \cdot 15 \cdot m^3} \right) = \left(\frac{5.92 \text{ N.m}}{m^3} \right)$$

$$101.27 \times 10^6 \text{ Pa} = \left(\frac{5.92 \text{ N.m}}{m^3} \right)$$

$$m^3 = \frac{5.92 \text{ N.m}}{101.27 \times 10^6 \frac{N}{m^2}} = 5.85 \times 10^{-8} m^3$$

$$m = 0.00388 \text{ m} = 3.88 \text{ mm}$$

Con el primer acercamiento al módulo y mediante la Ecuación 11.52, se determina el diámetro primitivo aproximado del piñón. Con este valor, utilizando la Ecuación 11.19, se obtiene una referencia de velocidad lineal que, a su vez, mediante la ecuación 45 permite calcular el factor dinámico. Teniendo en cuenta el factor dinámico, se encuentra un valor del módulo que se acerca más a la solución buscada.

$$\phi_{p_3} \approx Z_3 \cdot m = 15 \times 0.00388 \text{ m} = 0.0582 \text{ m}$$

La velocidad lineal aproximada es:

$$V_l = \frac{\omega_{eje_2} \cdot \phi_{p_3}}{2} = \frac{20.25 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0.058 \text{ m}}{2} = 0.59 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

El valor aproximado del factor dinámico para engranes producidos mediante fresado (método de producción del piñón mencionado en el planteamiento del problema) se calcula mediante la Ecuación 11.45.

$$K_{v_3} \approx \frac{6.1 + V_l}{6.1} = \frac{6.1 + 0.59 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{6.1} = 1.097$$

Este valor se introduce en la Ecuación 11.48, empleada para el cálculo del módulo, con el fin de recalcularlo:

$$m = \sqrt[3]{\left(\frac{Pot_{diseño}}{5 \cdot \omega_{eje_2} \cdot Z_3 \cdot \sigma_{permisible_piñón}} \right) \cdot \left(\frac{K_{v_3}}{Y_3} \right)}$$

$$m = \sqrt[3]{\left(\frac{2607.5 \text{ W}}{5 \cdot 20.25 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 15 \cdot 101.27 \times 10^6 \text{ Pa}} \right) \cdot \left(\frac{1.097}{0.29} \right)}$$

$$m = 0.0040025 \text{ m} = 4.0025 \text{ mm}$$

El resultado obtenido es un valor del módulo más cercano a la solución, con este resultado se selecciona de la Tabla 11.11 un módulo comercial superior.

Tabla 11.11. Módulos de engranajes de uso general, extracto tomado de Budynas & Nisbett (2011)

Módulos	
Preferidos	Siguiente elección
3, 4, 5, 6, 8, 10	3.5, 4.5, 5.5, 7, 9

$$m_{comercial} = 4.5 \text{ mm (módulo final)}$$

Con el valor del módulo, se recalcula la longitud del diente y se valida que los esfuerzos generados en los componentes no sean superiores a los permisibles en cada componente.

El diámetro primitivo final se calcula con la Ecuación 11.52.

$$\phi_{p_3} = Z_3 \cdot m = 15 \cdot 0.0045 \text{ m} = 0.0675 \text{ m (dimensión final)}$$

La velocidad lineal final y el factor dinámico se estiman con las Ecuaciones 11.19 y 11.45.

$$V_l = \frac{\omega_{eje_2} \cdot \phi_{p_3}}{2} = \frac{20.25 \frac{rad}{s} \cdot 0.0675 \text{ m}}{2} = 0.68 \frac{m}{s}$$

$$K_{v_3} = \frac{6.1 + V_l}{6.1} = \frac{6.1 + 0.68}{6.1} = 1.112$$

De la Ecuación 11.44 se despeja y calcula la longitud del diente.

$$l_{diente} = \left(\frac{F_t}{\sigma_{permisible_piñón} \cdot m} \right) \cdot \left(\frac{K_{v.3}}{Y_3} \right) = \left(\frac{Pot_{diseño}}{\sigma_{permisible_piñón} \cdot V_l \cdot m} \right) \cdot \left(\frac{K_{v.3}}{Y_3} \right)$$

$$l_{diente} = \left(\frac{2607.5 \frac{N \cdot m}{s}}{101.27 \cdot 10^6 \frac{N}{m^2} \cdot 0.68 \frac{m}{s} \cdot 0.0045 m} \right) \cdot \left(\frac{1.112}{0.29} \right) = 0.0321 m$$

$$l_{diente} = 32.1mm \approx 33mm. (dimensión final)$$

El valor anterior de longitud del diente es adecuado, ya que es menor a 10 veces el módulo (45 mm). Para validar el resultado, se verifica que el esfuerzo en la rueda sea menor al esfuerzo permisible de este componente; para ello, se utilizan las Ecuaciones 11.46 y 11.48.

$$K_{v.4} = \frac{3.05 + V_l}{3.05} = \frac{3.05 + 0.68}{3.05} = 1.224$$

$$Y_4 = 0.42$$

$$\sigma_{permisible_rueda} \geq \left(\frac{Pot_{diseño}}{l_{diente} \cdot V_l \cdot m} \right) \cdot \left(\frac{K_{v.4}}{Y_4} \right)$$

$$98 MPa \geq \left(\frac{2607.5 \frac{N \cdot m}{s}}{0.33 m \cdot 0.68 \frac{m}{s} \cdot 0.0045 m} \right) \cdot \left(\frac{1.224}{0.42} \right) \geq 75 MPa$$

Lo anterior valida lo deseado, el esfuerzo generado en la rueda es menor al esfuerzo permisible del componente. Los factores de diseño logrados son:

$$\eta_{dis_piñón} = \frac{\sigma_{mat_piñón}}{\sigma_{diente_piñón}} = \frac{303.8 MPa}{98.6 MPa} = 3.08$$

$$\eta_{dis_engranaje} = \frac{\sigma_{mat_rueda}}{\sigma_{diente_rueda}} = \frac{294 \text{ Mpa}}{75 \text{ Mpa}} = 3.92$$

Lo anterior valida el cumplimiento del factor de seguridad requerido inicialmente. En la Tabla 11.12, se detalla la geometría básica de los engranes de profundidad total diseñados (ver anexo 13); para ello, se hace uso de las Ecuaciones 11.49, 11.50, 11.51, 11.52 y 11.53.

Tabla 11.12. Geometría básica de los engranajes diseñados

Elemento	Z	m	Hcd	Hpd	Hd	Øp	Øext
			= 1. m	= 1.25 m	= Hcd + Hpd	= Z. m	(Z+2). m
	(Dientes)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)
1	15	4.5	4.5	5.625	10.125	67.5	67.5
2	58					261	261

El cálculo de comprobación a las tensiones de contacto se lo realiza utilizando la ecuación 11.54.

Previamente se debe determinar el coeficiente elástico por la fórmula 11.55. En este caso conociendo que el material del piñón es acero SAE 1018 para el cual $\nu_p = 0.292$ y $E_p = 207 \text{ GPa}$; y, la rueda es de hierro fundido para la cual $\nu_p = 0.211$ y $E_p = 100 \text{ GPa}$

$$C_e = \left[\frac{1}{3.14 \cdot \left(\frac{1 - 0.292^2}{207 \times 10^9} + \frac{1 - 0.211^2}{100 \times 10^9} \right)} \right]^{1/2}$$

$$C_e = 150\,965.54$$

El diámetro de la circunferencia primitiva, para piñón y rueda:

$$\phi_p = Z_p \cdot m = 15 \cdot 0.0045 \text{ m} = 0.0675 \text{ m}$$

$$\phi_r = Z_r \cdot m = 58 \cdot 0.0045 \text{ m} = 0.261 \text{ m}$$

El radio de curvatura de los perfiles de los dientes en el punto de paso, para piñón y rueda se determina por la ecuación 11.57:

$$r_p = \frac{\phi_p \cdot \sin \psi}{2} = \frac{0.0675 \text{ m} \cdot \sin 20^\circ}{2} = 0.0115 \text{ m}$$

$$r_r = \frac{\phi_r \cdot \sin \psi}{2} = \frac{0.261 \text{ m} \cdot \sin 20^\circ}{2} = 0.0446 \text{ m}$$

La fuerza circunferencial se determina por la fórmula 11.56:

$$F_t = \frac{2607.5 \text{ W}}{20.24 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0.0675 \frac{\text{m}}{2}} = 3817.15 \text{ N}$$

Se conoce que la distancia entre centros será:

$$a_w = \frac{(Z_1 + Z_2) \cdot m}{2} = \frac{(15 + 58) \cdot 0.0045 \text{ m}}{2} = 0.16425 \text{ m}$$

Los valores de Ψ para engranes fabricados de acero mejorado y dispuesto de modo asimétrico respecto con los apoyos, se recomienda tomar de 0.315 a 0.4; si son de acero templado entre 0.25 y 0.315; si su disposición es simétrica entonces se puede tomar entre 0.4 y 0.5.

Los valores normalizados de Ψ : 0.1; 0.125; 0.16; 0.2; 0.25; 0.315; 0.4; 0.5; 0.63; 0.8; 1; 1.25.

Considerando una disposición simétrica de los engranajes, para lo cual se puede asumir $\Psi = 0.4$; el ancho b del piñón se despeja de la ecuación 11.58:

$$b = \Psi \cdot a_w = 0.4 \cdot 0.16425 \text{ m} = 0.0657 \text{ m}$$

Finalmente:

$$\sigma_c = -150965.54 \cdot \left[\frac{(1.112) \cdot (3817.15)}{(0.0657) \cdot (\cos 20^\circ)} \left(\frac{1}{0.0115} + \frac{1}{0.0446} \right) \right]^{1/2}$$

$$\sigma_c = 413.99 \text{ MPa}$$

Para determinar la tensión admisible a contacto, se utilizará la ecuación 11.59. Se harán las siguientes consideraciones:

El coeficiente de seguridad a contacto (S_T), puede tomarse para consecuencias graves de fallos: (1.2÷1.35). Se escoge un valor de 1.3

El coeficiente Z_R que considera la aspereza de las superficies se determina por la tabla 11.13. Se elige un quinto grado de precisión, en ese caso $Z_R = 0.9$

Tabla 11.13. Coeficiente de aspereza según el grado de precisión

Grado de precisión	Z_R
Hasta 5°	0.9
6°	0.95
7° o mayor	1

El límite de fatiga a contacto de las capas superficiales de los dientes (SC) se establece considerando la tabla 11.14

Tabla 11.14. Límites de fatiga a contacto para capas superficiales de los dientes

Tratamiento térmico o termo-químico	Dureza superficial	Grupos de materiales	Límites de fatiga por contacto SC [kgf/cm ²]
Mejoramiento (temple + revenido);	HB (200÷350)	Aceros al carbono y aleados	20*(dureza HB)+700
Temple a corazón (volumétrico)	HRC (40 ÷ 56)		180*(dureza HRC) + 1500
Temple superficial	HRC (45 ÷ 55)		170*(dureza HRC) +2000
Cementación	HRC (55 ÷ 65)	Aceros Aleados	230*(dureza HRC)
Nitruración	HRC ≥ 60		200*(dureza HRC) 15*(dureza HV)
Sin tratamiento térmico		Hierro fundido	20*(dureza HB)

Para un tratamiento de endurecimiento superficial final de cementación con una dureza mínima de 55 HRC, se tiene:

$$S_c = 230 \frac{kgf}{cm^2} \cdot 55 = 12650 \frac{kgf}{cm^2} = 1240.54 MPa$$

Finalmente, la tensión admisible al contacto

$$[\sigma]_c = \frac{1240.54 MPa \cdot 0.9}{1.3}$$

$$[\sigma]_c = 858.53 \text{ MPa}$$

Como la tensión máxima al contacto es de 413.99 MPa, se puede comprobar que la transmisión resiste a este tipo de sollicitación.

11.5.4. Estudio de tratamiento superficial para endurecimiento de los dientes del engranaje menor (piñón)

Como es conocido, el acero SAE 1018 tiene un porcentaje máximo de carbono de 0.2 % en peso, por lo cual no admite tratamiento térmico de temple. Por tanto, para asegurar la resistencia mecánica de los dientes del piñón, que garantice el valor , así como una dureza superior a 350 HB, es necesario un tratamiento termoquímico de endurecimiento de la superficie de los dientes.

En un primer momento, el piñón se introduce en una atmósfera saturada de nitrógeno con una concentración de 2 kg/m^3 a 900°C , alcanzando la condición del estado estacionario de la difusión. El coeficiente de difusión del nitrógeno en el acero a esta temperatura es de $1.2 \times 10^{-10} \text{ m}^2/\text{s}$, y el flujo de difusión igual a $10^{-7} \text{ kg/m}^2\text{s}$. Es necesario determinar la profundidad del tratamiento termoquímico de nitruración que permita una concentración de 0.5 kg/m^3 de nitrógeno a cierta distancia de la superficie, con lo cual se podría obtener la resistencia requerida considerando un perfil de concentración lineal, como se muestra en la Figura 11.25.

La condición de estado estacionario según la Ecuación 11.60 es:

$$J = -D \frac{\partial C}{\partial x} \rightarrow 10^{-7} \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}} = -1.2 \times 10^{-10} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \cdot \left(\frac{2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} - 0.5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{0 - x^2} \right)$$

Despejando x , se obtiene:

$$x_2 = 1.8 \text{ mm}$$

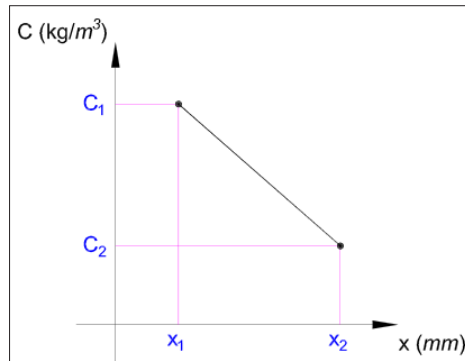


Figura 11.25. Perfil de concentración lineal

Es decir, la profundidad del tratamiento termoquímico de nitruración sería de 1.8 mm.

Sin embargo, luego de realizar los ensayos correspondientes de dureza y resistencia mecánica, se pudo determinar que no se logró el valor requerido ($\sigma_{\text{permisible}} = 303.8 \text{ MPa}$) de resistencia mecánica.

En estas condiciones siguiendo recomendaciones de la ficha técnica del acero SAE 1018, se propone cementar durante 8 horas a 930°C , como nuevo proceso de tratamiento termoquímico. De modo que se alcance una concentración de 0.8% de carbono en peso a 0.5 mm de la superficie. A la temperatura indicada, el coeficiente de difusión en condiciones no estacionarias es igual a $1.6 \times 10^{-11} \text{ m}^2/\text{s}$. La incógnita sería la concentración de carbono en peso que debe ser inyectada al horno para lograr el resultado esperado.

Cuando el perfil no es estacionario, de acuerdo con la Ecuación 11.61, se obtiene:

$$\left(\frac{C_x - C_o}{C_s - C_o}\right) = 1 - \operatorname{erf}\left(\frac{x}{2 \cdot \sqrt{D \cdot t}}\right) \rightarrow \frac{0.8 - 0.2}{C_s - 0.2} = 1 - \operatorname{erf}\left(\frac{0.0005}{2 \cdot \sqrt{1.6 \times 10^{-11} \cdot 28800}}\right)$$

$$\frac{0.8 - 0.2}{C_s - 0.2} = 1 - \operatorname{erf}(0.3682)$$

Donde *erf* se obtiene de la función de error Gaussiana, cuyo valor se extrae de la Tabla 11.15.

$$\operatorname{erf} = f(z) = f(0.3682) = 0.3972 \text{ (interpolado)}$$

Tabla 11.15. Coeficiente de error, extracto tomado de Flinn & Trojan (1981).

<i>z</i>	<i>erf z</i>
0.35	0.3794
0.4	0.4284
0.45	0.4755

Entonces:

$$\frac{0.8 - 0.2}{C_s - 0.2} = 1 - 0.397 \rightarrow \frac{0.6}{C_s} = 0.6028$$

$$C_s = 0.995\% \text{ de carbono en peso}$$

Es decir, para lograr los resultados esperados se necesita que se inyecte al horno gas carbono con una concentración de 0.995% en peso.

11.6. Discusión y análisis de resultados

El presente caso de estudio sobre diseño de transmisiones de potencia involucra varias consideraciones importantes que merecen un análisis pertinente. En este ejercicio, se propusieron tres tipos de transmisiones: correas en V, cadenas de rodillos y engranajes cilíndricos rectos.

En el caso de la transmisión por correas en V, se utilizaron dos métodos diferentes para calcular el número de correas necesarias. La diferencia en los resultados se debe principalmente a que se asumen algunos datos de importancia, especialmente en el coeficiente de rozamiento entre poleas y correa. Aunque la metodología analítica tiene limitaciones en la representación del fenómeno de transmisión de potencia, sus resultados se consideran aceptables. Por otro lado, la metodología basada en datos de laboratorio proporciona resultados más conservadores, pero algunos autores como González R (2000) argumentan que se omiten variables importantes y es medida en la capacidad de potencia unitaria de las correas. A pesar de estas diferencias, ambas metodologías son aceptadas y confiables en el campo ingenieril.

En cuanto a la transmisión por cadenas de rodillos, se utilizó la norma ANSI B29.1 (2011) para calcular su capacidad de transmisión de potencia. A pesar de utilizar una catalina menor con menos dientes de los recomendados, se logró un factor de seguridad de diseño adecuado que asegura una duración mínima de 15 000 horas de funcionamiento bajo condiciones correctas de montaje y lubricación. Esta metodología, similar a la de correas, basada en datos experimentales, ha demostrado ser precisa y bien aceptada por la comunidad ingenieril.

En la transmisión por engranajes cilíndricos rectos, se logró la velocidad requerida por la bomba de forma precisa. El cálculo del módulo se realizó utilizando la teoría de fallo por flexión de diente o teoría de Lewis, con un coeficiente de seguridad moderado para evitar el fallo

por fatiga u otros criterios de fallo de resistencia. La metodología utilizada, aunque básica, sigue vigente y es aplicable para dimensionar engranajes (Budynas & Nisbett, 2011). Los ajustes realizados para seleccionar el módulo comercial permitieron lograr un diseño adecuado para esta transmisión. Como complemento del cálculo de la transmisión por engranajes cilíndricos, se realizó el cálculo de comprobación a las tensiones de contacto, para prevenir fallas por picaduras y desgaste superficial.

En el proceso de diseño de los engranajes, se analizó el caso de mejorar las prestaciones del piñón a través de la aplicación de tratamientos termoquímicos, para alcanzar la dureza suficiente que soportará las tensiones de contacto durante el funcionamiento. Aunque inicialmente se planteó un tratamiento de nitruración, se hizo necesario proponer un nuevo tratamiento de cementación según lo recomendado por la ficha técnica del acero SAE 10-18. Los resultados del cálculo demostraron que la atmósfera del horno debe sobresaturarse con una concentración de carbono en peso de 1 %. Este ajuste asegurará la resistencia necesaria para el correcto funcionamiento del engranaje menor de la transmisión.

Las metodologías utilizadas son vigentes y aceptadas en el sector técnico, proporcionando soluciones fiables para los requisitos específicos de la aplicación. En general, estas metodologías ofrecen soluciones confiables para una amplia gama de requerimientos en diversos sistemas. Las transmisiones seleccionadas garantizan una operación eficaz y segura, cumpliendo con los objetivos del diseño.

Se debe tener en cuenta que el diseño de transmisiones depende de múltiples factores, como la eficiencia energética, el mantenimiento, el costo y la durabilidad. Cada tipo de transmisión tiene ventajas y desventajas específicas, y su elección dependerá de las necesidades particulares de cada aplicación en maquinaria y mecanismos.

Los resultados de este ejercicio destacan la importancia de seleccionar componentes adecuados y utilizar las metodologías apropiadas para calcular sus parámetros, proporcionando soluciones satisfactorias para el diseño de transmisiones de potencia.

Bibliografía

- ANSI B29.1. (2011). ASME/ANSI Estándar B29,1-2011. *Norma*.
- Bombas centrífugas.net*. (24 de 8 de 2015). Obtenido de Bombas centrífugas.net: <https://www.bombascentrifugas.net/las-bombas-centrifugas/>
- BS 3790. (2006). Specification for belt drives Endless wedge belts, endless V-belts, banded wedge belts, banded V-belts and their corresponding pulleys. Londrés: British Standards.
- Budynas, R., & Nisbett, K. (2011). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (Novena ed.). México D.F, México: McGraw-Hill.
- Cameron, H. (24 de 08 de 2015). *SlideShare*. Obtenido de SlideShare: <https://es.slideshare.net/Eloyvela/hidraulica2013>
- Cengel, Y. A., & Cimbala, J. M. (2006). *Mecánica de Fluidos: fundamentos y aplicaciones*. México: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. Obtenido de https://books.google.com.ec/books/about/Mec%C3%A1nica_de_fluidos.html?id=rAU1AAAACAAJ&redir_esc=y
- CENTROSUR. (15 de Julio de 2023). *CENTROSUR*. Obtenido de Geoportal2: <https://geoportal2.centrosur.gob.ec/geoportal/apps/webappviewer/index.html?id=f34445b81c814dc89b472ab6e5d9fe06>
- Dunlop. (2015). *Correas Industriales*.
- Earth, G. (15 de Julio de 2023). *Google Earth*. Obtenido de Google Earth
- Flinn, R., & Trojan, P. (1981). *Engineering Materials and Their Applications*.
- Franzini, J. B., & Finnemore, E. J. (1999). *Mecánica de Fluidos con aplicaciones en la Ingeniería*. Madrid: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA DE ESPAÑA, S.A. Obtenido de <https://pabloreyesviol.files.wordpress.com/2018/05/mecanica-de-fluidos-franzini.pdf>
- FUND+AL. (08 de 2022). *Qué es la fundición gris y para que se utiliza?* Obtenido de <https://www.aleacionesyfundidos.com/>

que-es-fundicion-en-gris-y-para-que-se-utiliza/#:~:text=La%20fundici%C3%B3n%20gris%20tiene%20una,resisten%20muy%20bien%20al%20coche.

- González R, G. (2000). Elementos de Máquinas. Correas y Poleas. Transmisiones Mecánicas. La Habana, La Habana, Cuba.
- González, R. (1999). Apuntes para el cálculo de transmisiones por correas en V. La Habana, La Habana, Cuba: Instituto Superior Politécnico José A. Echeverría (ISPJAE).
- Goodyear. (s.f.). Manual de correas múltiples en V. *Manual de correas múltiples en V*.
- Grundfos. (s.f.). *Grundfos S.A.U.* (Grundfos S.A.U.) Recuperado el 22 de 07 de 2023, de <https://www.grundfos.com/ar/support/faq/what-is-cavitation>
- Hall, A., Holowenco, A., & Launghlin, H. (1971). *Diseño de máquinas. México D.F: Shaum McGraw-Hill*.
- Iriarco. (15 de Julio de 2023). *barrajes de distribución*. Obtenido de <http://iriarco.com/adjuntos/EQUIPOS-PROTECCION%20-SISTEMAS-ENERGIA/BARRAJES-DISTRIBUCION-CONECTORES-GEL/BARRAJES-DISTRIBUCION-CONECTORES-GEL.pdf>
- Iván Bohman C.A. (2018). Catálogo de productos. Quito, Ecuador.
- Joresa. (2010). Cadenas de rodillos.
- Link Belt. (2015). Link Belt rolles chains.
- Machado, L. G. (2020). Selección y Aplicaciones Industriales de Bombas. *Polo del Conocimiento*, V(5), 1309-1320. doi:10.23857/pc.v5i8.1663
- Mataix, C. (2006). *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*. Madrid: Castillo, S.A.
- MERRNR. (14 de 08 de 2023). Obtenido de <https://www.unidadespropiedad.com/>
- Mott, R. L., & Untener, J. A. (2015). *Mecánica de Fluidos* (Séptima ed.). México: PEARSON EDUCACIÓN.
- Pedrollo. (24 de 08 de 2023). *Pedrollo* ©. (Pedrollo ©) Recuperado el 17 de 08 de 2023, de <https://pedrollo.com.ec/producto/bomba->

- centrifuga-2cp25-16a_3hp-220-440v-trifasica-2-etapas/
Power Tech. (20 de 11 de 2022). *Power Tech*. Obtenido de Power Tech:
<https://www.powertech.com.mx/>
- Shackelford, J. F. (2010). *Introducción a la ciencia de materiales para ingenieros*. Madrid, España: Prentice Hall, 7th edition.
- Streeter, V. L., Wylie, E. B., & Bedford, K. W. (2000). *Mecánica de Fluidos*. Bogotá: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. Obtenido de <https://es.scribd.com/doc/133175922/Mecanica-fluidos-Streeter-9-ed#>
- White, F. M. (2004). *Mecánica de Fluidos*. Madrid: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA DE ESPAÑA. Obtenido de https://books.google.com.ec/books/about/Mec%C3%A1nica_de_fluidos.html?id=5UbTPQAACAAJ&redir_esc=y

Caso práctico 12

12. Metodología para auditar una red de vapor. Caso práctico: hospital Manuel Ygnacio Montero

12.1. Introducción

Uno de los aspectos fundamentales del convivir de las sociedades a nivel mundial es el uso de la energía en sus diferentes formas, siendo preocupante cuando, para su generación los combustibles que se usan son los fósiles, y lo más complejo es que las reservas mundiales están agotándose (Carles Riba, 2011). En el Ecuador, donde el consumo interno de derivados de petróleo ha sido creciente, si se analiza el funcionamiento de empresas e instituciones que utilizan diésel o bunker en la producción de vapor, no existe el concepto de eficiencia energética, sobre todo en las instituciones públicas y; lo que se ha verificado hace años no ha cambiado mucho en el presente.

En este sentido, la carrera de Ingeniería Electromecánica de la Universidad Nacional de Loja impulsó el estudio de eficiencia energética de algunas instituciones públicas, razón por la cual, se escogió y se realizó el estudio de la planta de vapor del hospital Manuel Ygnacio Montero (HMYM) del Instituto Ecuatoriano de Seguridad Social (IESS) de Loja, que puede replicarse en la actualidad en otras instituciones o empresas del país, utilizando la presente metodología para efectuar una auditoría energética a la red de vapor.

Al año 2018 la matriz energética del Ecuador muestra que el consumo de diésel oíl fue 30738 kilo barriles equivalentes de petróleo (kBEP), lo que representa un 30.7%, siendo los sectores que absorben este consumo el transporte, la industria, la construcción, comercial, y servicios públicos (Conelec, 2022).

En el sector industrial los combustibles más utilizados son el diésel y el bunker, usados en las centrales térmicas para la producción de energía eléctrica y como proceso industrial para calefacción, aplicaciones en la industria láctea, textil, cárnica, hospitales, etc. Según la Organización Latinoamericana de Energía (OLADE), el consumo de estos combustibles tiene un crecimiento desde el año 2008, con los picos entre los años 2013 a 2015, y va decreciendo con la implementación en el país de la energía hidráulica para la generación eléctrica.

Sin embargo, en la aplicación de generadores de vapor para procesos térmicos, la dependencia de estos combustibles no ha descendido, debido a la ineficiencia energética con la que se trabaja en las instalaciones de vapor.

El asunto es que la ineficiencia en el trabajo de calderas y sus instalaciones va acompañada de emisiones de CO₂, SO₂, CO, NO_x, que afecta al medio ambiente y a la calidad de vida de las personas.

En el año 2010, en una visita al HMYM, se constató que, por la chimenea de la caldera de vapor, el humo que emanaba las calderas era totalmente negro, lo que indudablemente ocasionaba el reclamo de los habitantes que circundaban a esta casa de salud. En un acuerdo con el director de esa casa hospitalaria, se concertó en realizar un estudio de las instalaciones de toda la planta, ya que, a más de la contaminación había un consumo excesivo de combustible, electricidad y agua. Este estudio es un caso práctico realizado en el año 2011 y que es utilizado en la asignatura Plantas de Vapor.

Este trabajo consiste en determinar una metodología para realizar auditorías energéticas en instalaciones de vapor. Para ello, se partió considerando el mayor portador energético que incidía en los altos costos en el HMYM. Se determinó que el diésel, combustible utilizado en la producción de vapor, resultaba ser el mayor portador energético en comparación con la electricidad, gas licuado de petróleo y gasolina; y, que además incidía en los altos costos de producción. Para corroborar aquello, se realizó un estudio termoenergético de toda la planta de vapor, comprobando que las pérdidas anuales eran de 52.200 kg/h de vapor, y el consumo de combustible por el estado de sus instalaciones, representaba \$6.300 dólares anuales aproximadamente. La información generada sirvió para que la gerencia del hospital tome la decisión de reemplazar toda la línea de vapor y la maquinaria generadora de vapor (ver Figura 12.1).



Figura 12.1. Estado de la planta y línea de vapor del HMYM.

12.2. Descripción del problema

Este estudio inició determinando el número real de camas en uso en el HMYM, luego se solicitó al departamento financiero los gastos anuales por rubro, y mediante el diagrama de Pareto se determinó que el mayor portador energético era el diésel. A continuación, se realizó un levantamiento de la red de vapor. Se utiliza la metodología de cálculo de Spirax Sarco, el libro de Combustión de Generación de Vapor de Aníbal Boroto, así como, la experiencia en la explotación y mantenimiento de plantas de vapor del autor.

Los equipos que se utilizaron y que pertenecían a la universidad y otros al hospital fueron los siguientes:

- Analizador de gases.
- Medidor de caudal no invasivo de vapor.
- Medidor de caudal no invasivo de líquidos.
- Medidor de temperatura con termocuplas.
- Pistola de temperatura infrarrojo.
- Anemómetro.

Se contó como personal de apoyo con dieciséis estudiantes de la carrera de Ingeniería de Electromecánica y tres técnicos del HMYM.

Es necesario resaltar que el HMYM es una institución cuyo objetivo es brindar una cobertura de salud a sus afiliados. Los costos para mantenerse con este propósito son altos y preocupaban a las autoridades de la casa de salud sobre los gastos que se realizaban en especial los de electricidad, combustibles y agua.

Con los datos proporcionados por el departamento financiero del HMYM, se realizó una valoración del consumo de los portadores energéticos como se muestra en la Tabla 12.1.

Tabla 12.1. Portadores energéticos Hospital IESS

Portador	Consumo	Unidad	Tep/año	%	Acumulado
Diesel	49 680	GLS	163.94	69.30	69 %
Electricidad	521 055	kWh	44.81	18.94	88 %
GLP	36	m ³	21.04	8.89	97 %
Gasolina	2 290	GLS	6.76	2.86	100 %

12.3. Simbología

m	tasa de condensación (kg / h)
Q	emisión de calor (W / m)
L	longitud de la tubería, considerando las bridas y accesorios (m)
L_{acc}	longitud de accesorios (m)
$L_{s/a}$	longitud sin aislamientos (m)
h_{fg}	entalpía específica de evaporación (kJ / kg)
F	factor de aislamiento
P_c	Poder calorífico del combustible (Kcal/Kg)
ET	energía contenida en el vapor
$Eff. comb$	eficiencia de combustión
M_L	Pérdidas por fugas en la tubería (lib/h)
T_{vap}	temperatura del vapor (° C)
T_{amb}	temperatura ambiente (° C)
DT	diferencia de temperatura vapor en la tubería - ambiente

12.4. Desarrollo

12.4.1. Identificación de los principales portadores energéticos

Con el uso de Pareto se estableció que el principal portador energético fue el diésel 2 (ver Figura 12.2), que se utilizaba en la generación de vapor en las calderas de 100 BHP marca York Shipley, para dotar de calor a los equipos instalados en los servicios de cocina, lavandería, central de esterilización y calentador de agua.

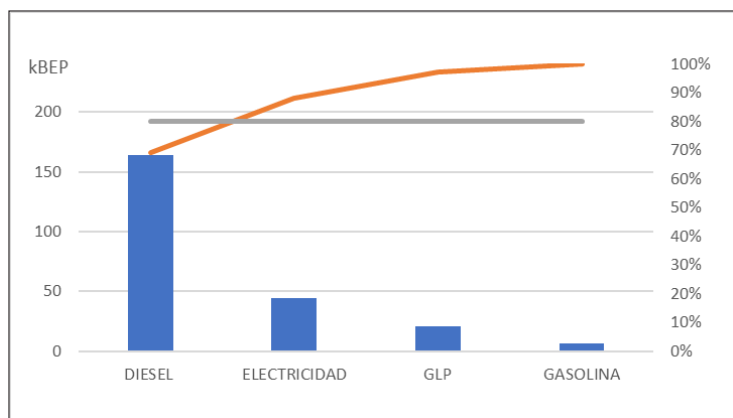


Figura 12.2. Diagrama de Pareto portadores energéticos del HMYM

12.4.2. Pérdidas de vapor en la red

En la instalación de la red de vapor se evidenció que hay tramos que no están aislados, y en otros se detecta que están rotos, lo que demuestra que el aislamiento no está en buen estado.

De igual manera, en la instalación de vapor se observaron orificios en la tubería, por los cuales había pérdidas de vapor. Las pérdidas de vapor según la longitud de tubería y el tamaño del orificio se pueden determinar como se muestra en la Tabla 12.2.

Tabla 12.2: Pérdidas de vapor según tamaño de orificio

Según longitud de tubería de vapor		Según el tamaño del orificio (vapor a 100 PSI)	
Longitud (m)	Kg/h	Orificio (pulg.)	Kg/h
0.50	6	1/8	21
0.75	11	3/16	48
1.00	16	¼	77
1.25	26	3/8	186
1.50	38	½	318
1.75	66		
2.00	104		
2.25	161		

Fuente: Spirax Sarco (2004)

Considerando que, en el HMYM no se prestaba atención al problema antes mencionado, fue necesario establecer un programa de análisis de pérdidas por aislamientos y de fugas, para tomar las acciones correspondientes cuanto antes e incluso no esperar a que el hospital tenga que prescindir del vapor. Se ha considerado que, al aislar debidamente las tuberías de vapor, el ahorro potencial de energía puede estar en el orden de un 5 % a 10 % y el potencial al evitar fugas de vapor puede ser de un 3 % a 5 %.

Cuando se analizó la planta de vapor se observó la presencia de fugas, aislamientos deteriorados, tramos sin aislar, equipos en mal estado, etc., que incidían en que el consumo de combustible sea alto, pero no había sido posible cuantificar las pérdidas económicas de manera que permita visualizar en forma explícita los gastos, tampoco se había planteado una metodología de ahorro energético, que faculte la inversión por parte de las autoridades de la institución. La última evaluación de la eficiencia del caldero pirotubular se la había realizado en el año 2006 y había sido de 78 %, de ahí a hasta el 2011 no se había dado otro análisis.

Para calcular las pérdidas por transferencia de calor en tuberías no aisladas, aislamientos en mal estado, utilizamos la siguiente Ecuación 12.1 (Spirax Sarco, 2004)

$$m = \frac{Q \cdot L \cdot 3.6}{h_{fg}} \cdot F \quad (\text{Ec. 12.1})$$

Para factor de aislamiento, $F = 1$ para tuberías desnudas, $F = 0.1$ para buen aislamiento.

Debido a diferentes condiciones de los aislamientos en algunos tramos, se adoptó una metodología lineal para dar valor a F , partiendo desde 0.1 para 25 °C en el caso de tubería debidamente aislada (aislamiento nuevo), hasta 160 °C en una tubería sin aislamiento y donde la presión del vapor de trabajo era de 7 kg/cm².

12.4.3. Metodología de cálculo tramo caldera-colector de vapor

Como un ejemplo tomemos en consideración el tramo caldera – colector de vapor (ver Figura 12.3).

Los valores de Q que corresponde a la emisión de calor en W/m, lo tomamos de la Tabla 12.3.

Para determinar, el costo del vapor a la presión de trabajo de la caldera, el mismo que nos permitirá encontrar las pérdidas en dólares americanos, usamos la Ecuación 12.2 (Spirax Sarco, 2006) y ajustada a las condiciones del lugar:

$$\text{Costo del Vapor en } \frac{\text{USD}}{1000\text{lib}} = \frac{\text{Costo/gal}}{\text{PC} \frac{\text{BTU}}{\text{gal}}} * 1000 * \text{ET} \frac{\text{BTU}}{\text{Lib}} * \frac{100}{\text{Eff comb}} \quad (\text{Ec. 12.2})$$

Tabla 12.3. Emisiones de calor en tuberías

Temperature difference steam to air °C	Pipe size (DN)									
	15	20	25	32	40	50	65	80	100	150
	W/m									
60	60	72	88	111	125	145	172	210	250	351
70	72	87	106	132	147	177	209	253	311	432
80	86	104	125	155	171	212	248	298	376	519
90	100	121	146	180	196	248	291	347	443	610
100	116	140	169	207	223	287	336	400	514	706
110	132	160	193	237	251	328	385	457	587	807
120	149	181	219	268	282	371	436	517	664	914
130	168	203	247	301	313	417	490	581	743	1 025
140	187	226	276	337	347	464	547	649	825	1 142
150	208	250	306	374	382	514	607	720	911	1 263
160	229	276	338	413	418	566	670	794	999	1 390
170	251	302	372	455	457	620	736	873	1 090	1 521
180	275	330	407	499	497	676	805	955	1 184	1 658
190	299	359	444	544	538	735	877	1 041	1 281	1 800
200	325	389	483	592	582	795	951	1 130	1 381	1 947

Fuente: Spirax Sarco

De esta manera se procedió a clasificar la tubería por redes y tramos, para que facilite las evaluaciones, tal como se muestra en la Figura 12.3.

12.4.4. Resultados: Red Caldera - Colector de vapor

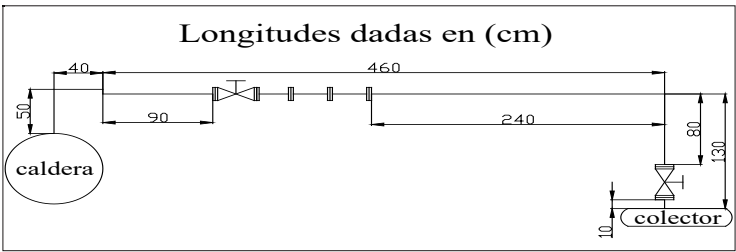


Figura 12.3. Tramo Caldera – Colector de Vapor (medidas en cm)

$P_{cal} = 100 \text{ PSI} = 7 \text{ Kg/cm}^2$

$D_{Tub} = 75 \text{ mm}$

$L_{ais} = 6.3 \text{ m}$

Accesorios

Pérdidas en longitud:

Bridas: $7 \rightarrow 1.75 \text{ m}$

Codos: $3 \rightarrow 1.2 \text{ m}$

Válvulas de compuerta: $2 \rightarrow 2 \text{ m}$

Trampa de vapor: $1 \rightarrow 0.5 \text{ m}$

Total, de pérdidas en longitud de los accesorios = 5.45 m (pérdida equivalente)

Temperaturas: $T_{\text{vap}} = 164.2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $T_{\text{amb casa máquinas}} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$

El incremento de temperatura:

$$\Delta T = T_{\text{vap}} - T_{\text{amb}} = 139.2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Tomamos el inmediato superior del ΔT y del D_{tub} :

$$Q = 615 \text{ W/m}$$

Tomamos de la tabla de propiedades de vapor saturado:

$$h_{fg} = 2065.75 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

Calculamos la tasa de condensación:

$$m = \frac{Q \times L \times 3.6}{h_{fg}} \times F$$

Tubería aislada:

$$m = \frac{615 \text{ W/m} \times 6.3 \text{ m} \times 3.6}{2067.17 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}} \times 0.3 = 2.02 \text{ Kg/h}$$

Accesorios:

$$m = \frac{615 \text{ W/m} \times 5.45 \text{ m} \times 3.6}{2067.17 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}} \times 1 = 5.84 \text{ Kg/h}$$

Total de la tasa de condensación:

$$m_T = 2.02 + 5.84 = 7.86 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

En la Tabla 12.4, se expone el resumen de los cálculos de la línea caldera hasta el colector de vapor.

Tabla 12.4. Resumen de cálculos de red Caldera - Colector

TRAMO1	Diám. (m)	Presión (PSI)	Temp. (°C)	Long. Tubería (m)	Long. Acces	Q (W/m)	Hfg (KJ/Kg)	m tubería aisl. (Kh/h)	m accesor (Kg/h)	m total Kg/h	m total lib/h
Caldera- colector	0.075	100	164.36	6.3	5.45	615	2067.17	2.02	5.84	7.86	17.3

Con el mismo procedimiento para las líneas de vapor:

- Colector de vapor – Central de esterilización
- Colector de vapor – Cocina
- Colector de vapor – Lavandería
- Colector de vapor – Calentador de agua

Se obtienen los resultados que se muestran en las tablas siguientes:

12.4.5. Red Colector de vapor – Central de esterilización

En la Tabla 12.5, exponemos el resumen de cálculos de la línea de vapor desde el colector de vapor hasta central de esterilización.

Tabla 12.5. Red Colector de vapor – central de esterilización

Tramo	Aisl	F	D	PSI	Presión	Tvap	Tamb	DT	L	Lacc	Q	hfg	m
			m	PSI	kg/ cm ²	°C		°C	m	m	W/m	kJ / kg	kg/h
1	No	1.0	0.04	100	7.03	164	25	139.3	1.10	1.8	344.8	2067.2	1.74
2	Si	0.1	0.04	100	7.03	164	25	139.3	4.43	1.4	344.8	2067.2	0.35
3	No	1.0	0.04	100	7.03	164	25	139.3	0.06	0.0	344.8	2067.2	0.04
4	Si	0.1	0.04	100	7.03	164	25	139.3	2.23	0.4	344.8	2067.2	0.16
5	Si	0.1	0.04	100	7.03	164	25	139.3	1.40	0.4	344.8	2067.2	0.11
6	No	1.0	0.04	100	7.03	164	25	139.3	1.90	1.0	344.8	2067.2	1.74
7	Si	0.1	0.04	100	7.03	164	25	139.3	2.40	0.5	344.8	2067.2	0.17
8	No	1.0	0.04	100	7.03	164	25	139.3	5.15	0.9	344.8	2067.2	3.63
9	Si	0.1	0.04	100	7.03	164	25	139.3	10.00	0.5	344.8	2067.2	0.63
10	Si	0.1	0.04	100	7.03	164	25	139.3	8.00	0.5	344.8	2067.2	0.51
11	Si	0.1	0.04	100	7.03	164	25	139.3	19.00	2.0	344.8	2067.2	1.26
12	Si	0.1	0.04	100	7.03	164	25	139.3	15.10	1.9	344.8	2067.2	1.02
13	Si	0.1	0.04	100	7.03	164	25	139.3	1.2	1.4	344.8	2067.2	0.16
14	Si	0.1	0.04	100	7.03	164	25	139.3	5.0	0.4	344.8	2067.2	0.32
15	Si	0.1	0.04	100	7.03	164	25	139.3	14.7	2.3	344.8	2067.2	1.02
16	Si	0.1	0.04	100	7.03	164	25	139.3	3.4	0	344.8	2067.2	0.20
17	Si	0.1	0.04	100	7.03	164	25	139.3	13.8	1.9	344.8	2067.2	0.94
18	Si	0.1	0.04	100	7.03	164	25	139.3	9.0	0.9	344.8	2067.2	0.59
19	Si	0.1	0.04	100	7.03	164	25	139.3	7.0	1.3	344.8	2067.2	0.50
20	No	1.0	0.025	72.2	5.08	152	25	126.5	3.0	9.5	237.3	2107.7	5.07

20.17

12.4.6. Pérdidas por fugas en orificios

Ahora bien, en esta línea colector de vapor – central de esterilización, existen fugas de vapor debido a 3 orificios, uno de 1 mm y dos de 3 mm, por lo tanto, el cálculo de las pérdidas es el que a continuación se detalla:

Cálculo de la primera fuga con un orificio de 1mm de diámetro.

$$M_L = 0.53 \times d^2 \times p^{0.8} \tag{12.3}$$

$$M_L = 0.53 \times (1)^2 \times (7)^{0.8}$$

$$M_L = 2.48Kg/h = 5.45 \text{ lib/h}$$

Existen 2 fugas del mismo valor cuyo diámetro es de 2 mm

$$M_L = 0.53 \times d^2 \times p^{0.8}$$

$$M_L = 0.53 \times (2)^2 \times (6.89)^{0.8}$$

$$M_L = 10.05Kg/h \times 2 = 20.10 \text{ Kg/h} = 44.22 \text{ lib/h}$$

Por tanto, las pérdidas másicas de vapor en la red colector de vapor – central de esterilización, suman 32.70 Kg/h o 71.94 lib/h

12.4.7. Red Colector de vapor – cocina

Para el cálculo se dividió en 2 tramos (ver Tabla 12.6).

Tabla 12.6. Colector de vapor – cocina

TRAMO	D		Presión		T vap	T amb	ΔT	F	L s/a	L ais	L acc	Q	Hfg	m
I	[mm]	[in]	[psi]	[kg/cm²]	[°C]	[°C]	[°C]		[m]	[m]	[m]	[W/m]	[kJ/kg]	[kg/h]
S/ais	40	1.5	100	7.03	164.37	25	139.4	1.0	3.5			344.9	2067.17	2.1
Ais	40	1.5	100	7.03	164.37	25	139.4	0.3		56.8		344.9	2067.17	10.22
Acc	40	1.5	100	7.03	164.37	25	139.4	1.0			12.79	344.9	2067.17	7.68

TRAMO	D		Presión		T vap	T amb	ΔT	F	L s/a	L ais	L acc	Q	Hfg	m
2	[mm]	[in]	[psi]	[kg/cm²]	[°C]	[°C]	[°C]		[m]	[m]	[m]	[W/m]	[kJ/kg]	[kg/h]
R1	31.8	1.25	100	7.03	164.37	25	139.4	0.3	3.0		6.7	333.0	2067.17	1.69
R2	50	2	25	1.76	115.34	25	90.34	0.3	4.8		2.7	249.3	2214.01	0.91
R3	38.1	1.5	25	1.76	115.34	25	90.34	0.3	4.0		2.0	193.1	2214.01	0.57
R4	38.1	1.5	25	1.76	115.34	25	90.34	0.3	3.5			193.1	2214.01	0.33
R5	12.5	0.53	25	1.76	115.34	25	90.34	1.0	4.7		1.5	100.5	2214.01	1.01
Pérdidas de calor por tuberías con aislamientos defectuosos														10.22
Pérdidas de calor por tuberías sin aislamientos y accesorios														18.35
Pérdidas totales por tuberías														28.57

12.4.8. Red Colector de vapor – lavandería

El tramo 1 comprende desde la salida del colector hasta donde la tubería cambia de diámetro de 2½” a 2” tomando en cuenta que la tubería está aislada menos en los accesorios.

El tramo 2 comprende desde el cambio de diámetro de la tubería hasta la tubería de entrada a la planchadora, tomando en cuenta que toda la tubería en este tramo está sin aislar.

El tramo 3 comprende la tubería de 2” aislada hasta el final de la lavandería, el tramo 4 comprende la tubería de 1” de diámetro de la tubería principal a la planchadora, el tramo 5 comprende la alimentación de las secadoras de ropa (ver Tabla 12.7).

Tabla 12.7. Colector de vapor – lavandería

Tramo	D		p	T s/ai	$\frac{L}{s/ai}$	L ais	L acc	Q	H fg	F	m
1	62.5	2.5	100	164.3		57.7		529.29	2067.17	0.2	10.64
Acc	62.5	2.5	100	164.3			8.2	529.29	2067.17	1.0	7.56
2	50.8	2.0	100	164.3		24.4		465.09	2067.17	1.0	19.76
	50.8	2.0	100	164.3			3.4	465.09	2067.17	1.0	2.75

Tramo	D		P	T s/ai	$\frac{L}{s/ai}$	L ais	L acc	Q	H fg	F	m
3	50.8	2.0	100	164.3		27.5		465.09	2067.17	0.2	4.45
	50.8	2.0	100	164.3			9.3	465.09	2067.17	1.0	7.53
4	25	1.0	100	164.3		4.2	3.2	273.97	2067.17	1.0	3.53
5	25	1.0	100	164.3		2.8	44.0	273.97	2067.17	1.0	3.44
Pérdidas de calor por tuberías con aislamientos defectuosos y sin aislamientos										[kg/h]	59.67
										[lb/h]	131.54
FUGAS				Diámetro de		Presión		masa de vapor			
VAPOR				[mm]		[in]		[bar]		[kg/h]	
Orificio 1				1		0.03937		7		2.51	
Orificio 2				2		0.03937		7		10.05	
Pérdidas por fugas en Orificios										12.57	[kg/h]
										27.71	[lb/h]
TOTAL										72.4	[kg/h]
										159.25	[lb/h]

12.4.9. Red Colector de vapor – Calentador de agua

Tabla 12.8. Red colectora de vapor – calentador de agua

Tramo	D		P		T	T amb	ΔT	F	L ais	L acc	Q	h fg	m
1	[mm]	[in]	[psi]	[kg/cm ²]	[°C]	[°C]	[°C]		[m]	[m]	[W/m]	[kJ/kg]	[kg/h]
Acc	50	2	25	1.76	115.3	25	90.34	0.5		6.7	249.31	2214.01	2.72
Tubería	50	2	25	1.76	115.3	25	90.34	0.5	8.3		249.31	2214.01	1.68
TOTAL													4.40

12.4.10. Resumen de pérdidas

Tabla 12.9. Resumen total de pérdidas

Red	Pérdidas Kg/h	Pérdidas lib/h
Caldera - Colector	7.86	17.3
Colector de vapor - Central esterilización	32.7	71.94
Colector de vapor - Cocina	28.57	62.85
Colector de vapor - Alimentación	72.24	159.25
Colector de vapor - Calentador de agua	4.4	9.68
	145.77	321.02

12.4.11. Costo del vapor con referencia al combustible utilizado y a la energía contenida en el agua de alimentación

Combustible: Diesel 2

Precio \$=0.9185 por Galón (Costo al año de estudio que el Hospital del IEISS pagaba por el combustible)

Poder calorífico 10700 Kcal/Kg o 138700 BTU/Gal

Eficiencia de combustión = 84.6 % (medida al año de estudio)

Temperatura del agua de alimentación a la caldera: 88 °C (190.4 °F)

Calor latente total a 100 PSI= 1189 BTU/lib

Cantidad de energía neta contenida en el agua de alimentación: 158.4°F

Energía Total contenida en el vapor: 1189 BTU/lib – 158.4 Btu/lib = 1030.06 Btu/lib

$$\text{Costo del vapor (a 100 PSI)} = \frac{\$0.9185/\text{Gal}}{138700 \text{ BTU}/\text{Gal}} \times 1000 \times 1030.06 \text{ Btu}/\text{lib} \times \frac{100}{84.6}$$

$$\text{Costo del vapor (a 100 PSI)} = \$ 8.063/1000 \text{ Lib}$$

Con este valor y las horas de funcionamiento real de cada red, se pudo calcular las pérdidas en USD por día y por mes que tiene la planta de vapor, así como las pérdidas en galones de combustible diésel por día y por mes, tal como se muestra en la Tabla 12.10:

Tabla 12.10. Pérdidas en dólares por día y por mes, pérdidas de combustible

Red	Pérdidas lib/h	Horas Fun	Costo vapor	USD/día	Gal/día	USD/mes	Gal/mes
Caldera - Colector	17.3	13.0	8.006	1.80	1.96	54.02	58.79
Colector de vapor - Central esterilización	71.94	10.0	8.006	5.76	6.27	172.79	188.06
Colector de vapor - Cocina	62.85	6.5	8.006	3.27	3.56	93.12	106.79
Colector de vapor - Lavandería	159.25	8.0	8.006	10.20	11.10	306.00	333.04
Colector de vapor - Calentador de agua	9.68	13.0	8.006	1.01	1.10	30.23	32.9
	321.22			22.04	23.99	661.16	719.59

12.5. Discusión y análisis de resultados

Para que la gerencia del HMYM tenga información básica para la toma de decisiones, se realizó el cálculo de pérdidas asumiendo que toda la instalación incluido accesorios estuviesen con aislamientos nuevos, tuberías en buen estado y debidamente instalados, obteniendo con ello una pérdida inevitable de 132.19 USD/mes o 143.92 galones/mes de combustible, se considera inevitable por cuanto no hay el aislamiento perfecto y se estima una pérdida del 10% y por ende el factor F toma el valor de 0.1.

Bajo estas consideraciones, el ahorro real que se puede lograr en la instalación de vapor del HMYM, resultaba $661.16 - 132.19 = 528.97$ USD por mes o 6347.64 USD anual. Para ese año, el costo de reemplazar las tuberías, accesorios y aislamientos estaba alrededor de los 45000 USD, o sea que solamente por ahorro, la inversión se podría recuperar en unos 7 años acorde a un TIR de 37% y un VAN de 18%, y el aporte al ambiente que se realiza a disminuir la contaminación ambiental por el exceso de consumo de combustible.

La evaluación de la instalación conlleva a determinar aproximadamente una pérdida real de 575.78 galones por mes, un valor bastante alto, por el hecho de tener las instalaciones de vapor en mal estado, lo que se traduce en \$ 528.97 USD mensuales o \$ 6347.64 USD anuales, pérdidas sumamente significativas y que era la razón por la que tenía preocupados a la gerencia del hospital, indudablemente resulto ser el portador energético más alto sobre la electricidad, gas licuado de petróleo y gasolina.

El estudio, dio lugar para que un año después, la dirección del HMYM tome la decisión de cambiar la red de vapor, así como instalar nuevos generadores de vapor.

Bibliografía

- Borroto y Rubio. (2007), Combustión y Generación de vapor. Universidad de Cienfuegos. Cuba.
- CONELEC. (2022). Aspectos de sustentabilidad y sostenibilidad social y ambiental. Ecuador: Plan Maestro de Electrificación 2013-2022.
- Erazo R. (2007). Diseño y selección de un sistema de generación y transporte de vapor, para el Hospital Julius Doepfner de la ciudad de Zamora. UNL Loja.
- Gamma Ingenieros. Chile Alimentos. (2007) Ejemplos de Acciones más rentables de Eficiencia Energética. Santiago de Chile.
- OGP. (2004) Manual de eficiencia energética para Hospitales. Lima – Perú
- Lang y Osman. (2016) Eficiencia en Calderas de México. Climate Action Reserve. México
- Olade (2019), Balance energético del Ecuador. Quito.
- Ribas C. (2011) Recursos energéticos y crisis, fin de 200 años irrepetibles. Universidad Politécnica de Cataluña. Barcelona – España.
- Rob Harrison (2007). Peter Houdijk. Manejo racional de vapor para ahorrar energía.
- Spirax Sarco Catálogo. (2006). Ventilación de aire, pérdidas de calor. Modulo 10.5.
- Spirax Sarco. (2004) Un manejo racional del vapor para ahorrar energía.

Caso práctico 13

13. Diseño de un sistema de bombeo de agua con corrección del efecto hidrodinámico de cavitación

13.1. Introducción

La selección y diseño de sistemas de bombeo desempeña un papel fundamental en los sectores agrícola, hospitalario, industrial, residencial y otros, impactando directamente en la eficiencia, fiabilidad y durabilidad de sus componentes. Al determinar la energía que debe aportar la bomba al fluido del sistema, es importante considerar las pérdidas ocasionadas por el movimiento del fluido que es impulsado a través de las tuberías y componentes. Estas pérdidas de energía que influyen significativamente el rendimiento general de la instalación se dividen en dos categorías: las pérdidas primarias, que están relacionadas directamente con la fricción en las tuberías, y las pérdidas secundarias, que se originan en elementos como válvulas, codos y otros accesorios (Mataix, 2006).

Entre los desafíos a los que se enfrentan los ingenieros se encuentra el fenómeno de la cavitación, que puede afectar negativamente el rendimiento y la vida útil de las bombas y otros componentes relacionados. Este fenómeno se produce cuando la presión en el interior de la bomba disminuye lo suficiente como para generar burbujas de vapor en el líquido, las cuales colapsan violentamente al entrar en una zona de mayor presión, provocando daños mecánicos principalmente dentro de la bomba (Grundfos, s.f.).

Para garantizar un funcionamiento libre de problemas, es crucial considerar detenidamente la selección adecuada de los componentes de sistema hidráulico, como bombas, tuberías y accesorios. La elección incorrecta de una bomba, un tamaño inadecuado de tubería o un diseño de sistema inapropiado pueden generar condiciones propicias para la cavitación. El diseñador de la instalación debe evaluar factores clave, como el caudal necesario, la presión de operación y las características del fluido, para seleccionar equipos que operen en condiciones de carga y presión óptimas, evitando así los efectos negativos asociados a la cavitación. Para mitigar los efectos perjudiciales de la cavitación, los ingenieros cuentan con recomendaciones técnicas como la altura neta positiva en la aspiración (NPSH) requerida, respaldada por amplios estudios realizados principalmente por los fabricantes de bombas (Mott & Untener, 2015).

En este contexto, el presente problema se enfoca en ejemplificar el proceso fundamental de dimensionamiento y selección de los componentes de un sistema de bombeo y en la importancia crucial de la selección y diseño preciso de sus componentes para prevenir la cavitación. Además, se consideran las pérdidas primarias y secundarias, así como las recomendaciones técnicas establecidas. La metodología propuesta en este estudio se basa en fundamentos técnicos y ofrece una oportunidad para comprender y resolver el desafío presente a la hora de diseñar un sistema específico de bombeo evitando la cavitación.

13.2. Descripción del problema

Para ilustrar la importancia de calcular y dimensionar un sistema de bombeo de agua, se considera el caso de una aplicación industrial, como se muestra en la Figura 13.1.

El objetivo es proponer un sistema de tuberías, incluyendo accesorios, y seleccionar una bomba adecuada para llenar una reserva de agua, cuyo volumen es 30 m³ en horas a una presión de servicio de 103.4 kPa (15 psi). El reservorio está ubicado a un desnivel de 18.5 m respecto al punto de succión.

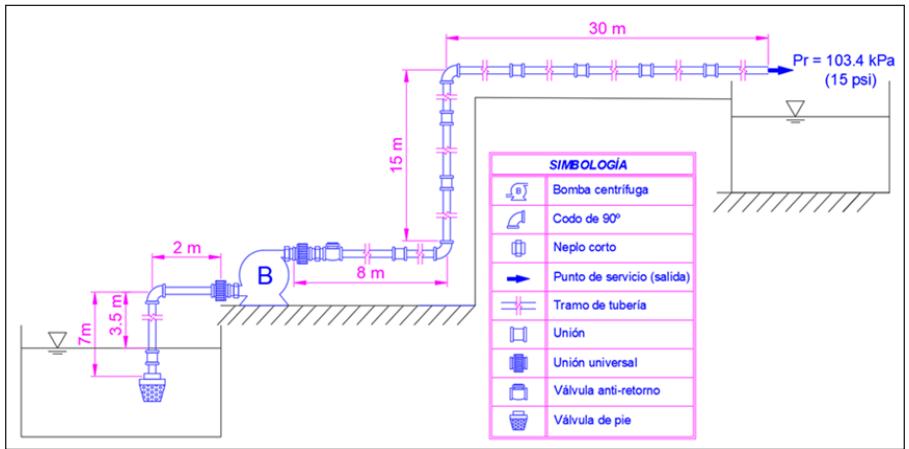


Figura 13.1. Sistema de bombeo propuesto

Se dispone de bombas centrífugas de una marca específica (Pedrollo) y de referencias técnicas generales de las tuberías PVC y accesorios.

En este caso, es necesario diseñar los tramos de tuberías de succión y descarga, establecer las pérdidas de presión, las cargas de velocidad, estimar la altura de bombeo y seleccionar una bomba con características idóneas de caudal y presión de servicio en el punto de salida de agua. Finalmente, verificar que no se presente el fenómeno de cavitación.

Las premisas y detalles de la instalación y diseño se exponen durante su desarrollo.

13.3. Simbología

e_M	eficiencia mecánica [-]
f	factor de fricción [-]
g	aceleración gravitacional [m/s ²]
h	presión expresada en metros columna de fluido [m]
k	coeficiente de pérdidas por accesorio hidráulico [-]
p	presión en cualquier punto de la línea de corriente de fluido en instalación [Pa]
v	velocidad promedio en la tubería en cualquier punto de la instalación [m/s]
z	altura en la dirección de la gravedad desde una cota de referencia de la instalación hidráulica [m]
D	diámetro de la tubería [m]
L	longitud de tramo de tubería [m]
$NPSH_D$	carga de succión positiva neta disponible [m]
$NPSH_R$	carga de succión positiva neta requerida [m]
N_R	número de Reynolds [-]
P	potencia [W]
Q	flujo volumétrico [m ³ /s]
γ	peso específico del fluido [N/m ³]
μ	viscosidad dinámica del fluido [kg/m.s]
ν	viscosidad cinemática del fluido [m ² /s]
ρ	densidad del fluido [kg/m ³]
ε	rugosidad del material de la tubería [m]

13.4. Marco conceptual

En este apartado se exponen algunos temas y conceptos fundamentales necesarios a la hora de diseñar un sistema de bombeo. Para mayores detalles, se recomienda revisar literatura relacionada a mecánica de fluidos y sistemas hidráulicos.

13.4.1. Sistema de bombeo

Es un conjunto de equipos, tuberías y accesorios que permite transportar líquidos (fluidos) de un sitio a otro definido previamente, comúnmente empleando bombas para generar el movimiento y la presión necesaria para trasladar el fluido. En la Figura 13.2 se observa un sistema de bombeo en el que se detallan algunos de los componentes primordiales en una instalación.

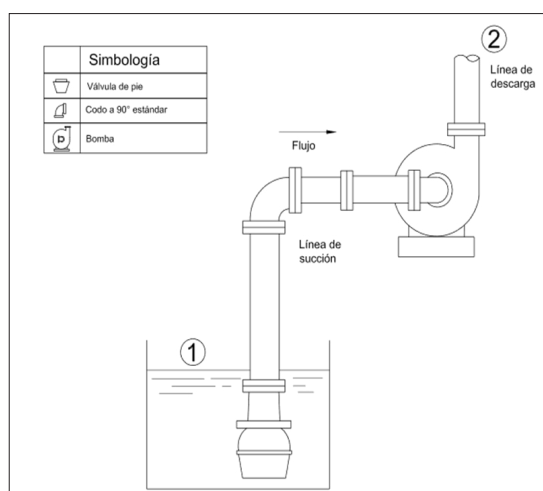


Figura 13.2. Esquema básico de una instalación de bombeo. Fuente: Mott & Untener (2015).

Considerando la figura previa, la bomba desplaza el fluido desde el punto 1, denominado punto de succión, hasta el punto 2, conocido como punto de descarga. En cualquier sistema, resulta inevitable emplear accesorios, los cuales desempeñan un papel fundamental para garantizar un funcionamiento adecuado. Por ejemplo, la válvula de pie previene que la bomba se quede sin agua en el tramo de succión cuando se detiene su operación. Además, se utilizan para unir segmentos de tubería, especialmente en el caso de tuberías de PVC (Policloruro de Vinilo) que se comercializan en longitudes de hasta 6 metros. Asimismo,

estos accesorios permiten la conexión y ajuste de las tuberías a las superficies y cambios de dirección específicos en cada red hidráulica.

13.4.2. Bomba centrífuga

Es un equipo hidráulico que transforma la energía mecánica en energía cinética del fluido. A través de un rotor giratorio, aumenta la presión del líquido, permitiendo su traslado de un lugar a otro. En la Figura 13.3 se puede apreciar este equipo.

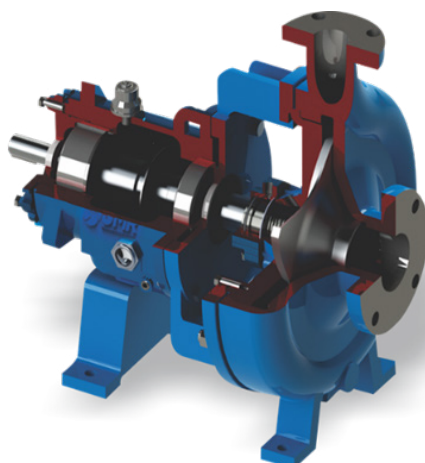


Figura 13.3. Ejemplo y detalle interno de una bomba centrífuga. Fuente: Bombas centrífugas.net (2015).

Curva de datos y prestaciones de una bomba. Las bombas, debido a su amplia diversidad, presentan una variedad de prestaciones operativas. Con el objetivo de facilitar su selección, los fabricantes proporcionan información sobre el caudal que la bomba es capaz de descargar a diferentes alturas o presiones. Esta información se resume de manera especial en gráficos que ilustran la relación entre las variables principales de una bomba: caudal, altura o presión de descarga, potencia en el eje, rendimiento, altura disponible de succión, diámetro del rodete

y su frecuencia de giro. Estos gráficos son fundamentales para evaluar y elegir la bomba más adecuada en función de una aplicación particular (Machado, 2020).

Caudal. Se define como el volumen de fluido que atraviesa una sección determinada de una tubería, conducto o canal por unidad de tiempo. El caudal es una medida crítica para analizar y controlar el flujo de fluidos en sistemas de bombeo y en aplicaciones industriales (Mataix, 2006). La relación para determinar el caudal es la Ecuación 13.1:

$$Q = v \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot \frac{V}{t} \quad (\text{Ec. 13.1})$$

13.4.3. Potencia hidráulica

Es la rapidez de energía mecánica que un equipo (bomba) transfiere a un fluido. Aunque hay varias expresiones matemáticas, en este caso se calcula como el producto del caudal, la altura manométrica y peso específico del fluido. Es fundamental en el diseño y funcionamiento eficiente de sistemas hidráulicos (ver Ecuación 13.2).

$$P_A = h_A \cdot \gamma \cdot Q \quad (\text{Ec. 13.2})$$

13.4.4. Eficiencia de una bomba

En este caso, el concepto de eficiencia se emplea para describir la relación entre la potencia transmitida por la bomba al fluido (P_A) y la potencia suministrada a la bomba (P_I). Debido a las pérdidas de energía ocasionadas por la fricción mecánica en los componentes de la bomba,

la fricción del fluido y la turbulencia excesiva en su funcionamiento, no toda la potencia de entrada se transfiere al fluido. Su relación matemática se representa en la Ecuación 13.3:

$$e_M = \frac{P_A}{P_I} \quad (\text{Ec. 13.3})$$

La eficiencia siempre será menor que la unidad.

13.4.5. Potencia de accionamiento

Es la potencia absorbida de la red multiplicada por la eficiencia del motor eléctrico (potencia libre en el eje de la bomba) P_A .

13.4.6. Potencia interna

Es la potencia suministrada al impulsor de la bomba, que se determina realizando la diferencia de la potencia de accionamiento y las pérdidas mecánicas.

13.4.7. Ecuación de Bernoulli

Es un principio fundamental en la mecánica de fluidos y describe la conservación de la energía en un flujo de fluido, considerando las cargas de presión, velocidad y elevación en diferentes puntos del sistema, lo que permite analizar su comportamiento y cambios energéticos (remover o suministrar energía) (Cengel & Cimbala, 2006). En base a la Figura 13.4 se tiene la Ecuación 13.4:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 + h_A - h_L = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 \quad (\text{Ec. 13.4})$$

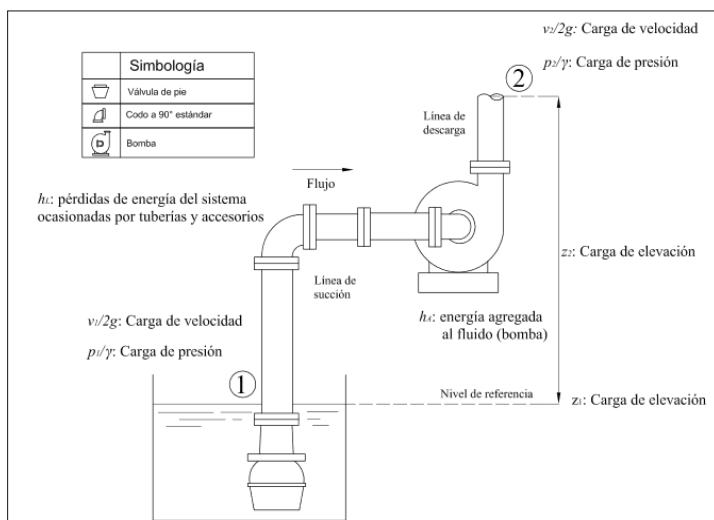


Figura 13.4. Representación gráfica de las variables de la ecuación de la energía.

Fuente: (Mott & Untener, 2015).

13.4.8. Número de Reynolds

La interpretación del número de Reynolds se fundamenta en la relación entre las fuerzas inerciales y las fuerzas viscosas presentes en el flujo. Esto se demuestra experimentalmente y se verifica mediante análisis. Se establece que la naturaleza del flujo en un tubo circular depende de cuatro variables principales (ver Ecuación 13.5): la densidad del fluido (ρ), su viscosidad dinámica (μ), el diámetro del tubo (D) y la velocidad promedio (v) (Franzini & Finnemore, 1999).

$$N_R = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} = \frac{v \cdot D}{\nu} \quad (\text{Ec. 13.5})$$

13.4.9. Pérdidas primarias y secundarias en una instalación hidráulica

En cualquier sistema hidráulico, se presentan pérdidas de energía que afectan el rendimiento del sistema, especialmente en forma de pérdidas de presión. Estas pérdidas se dividen en primarias, relacionadas con la fricción en tuberías, y secundarias, originadas por accesorios y componentes. Por lo tanto, es necesario considerarlas y reducirlas al máximo posible durante el proceso de diseño.

Las pérdidas primarias o pérdidas de carga en un conducto rectilíneo de sección constante son debidas a la fricción del fluido contra sí mismo y contra las paredes de la tubería que lo contiene. Por otro lado, las pérdidas secundarias son pérdidas de carga ocasionadas por elementos que modifican la dirección y velocidad del fluido. Para ambos tipos de pérdidas, parte de la energía del sistema se convierte en energía térmica (calor), que se disipa a través de las paredes de la tubería y de dispositivos tales como válvulas y acoplamientos (Mataix, 2006; Mott & Untener, 2015).

El cálculo de las pérdidas de carga en tuberías el régimen de corriente laminar o turbulento desempeña un papel primordial para determinar de energía que será suministra por la bomba al fluido. El régimen de flujo depende principalmente de la razón de las fuerzas viscosas en el fluido, conocido como número de Reynolds.

Si el número de Reynolds es menor a 2000 el flujo será laminar y si es mayor a 4000 será turbulento. En la mayoría de los casos prácticos los flujos son turbulentos, debido a ello el problema planteado se corresponde con este régimen (Streeter, Wylie & Bedford, 2000).

La magnitud de las pérdidas de energía que produce la fricción del fluido en las válvulas y accesorios es directamente proporcional a la carga de velocidad del fluido por un coeficiente que depende del tipo de válvula o accesorio, mismo que se encuentra en tablas elaboradas por los fabricantes de este tipo de acoplamientos. Su expresión matemática se presenta en la Ecuación 13.6:

$$h_L = k \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (\text{Ec. 13.6})$$

13.4.10. Pérdidas de energía por fricción

A través de la Figura 13.5, se representan las variables de interés que intervienen en las pérdidas generadas por el rozamiento entre las partículas de fluido y la pared interior de la tubería. Darcy-Weisbach plantea la Ecuación 13.7, con el fin de determinar las pérdidas por fricción en régimen laminar y turbulento en tuberías de sección circular y no circular (White, 2004).

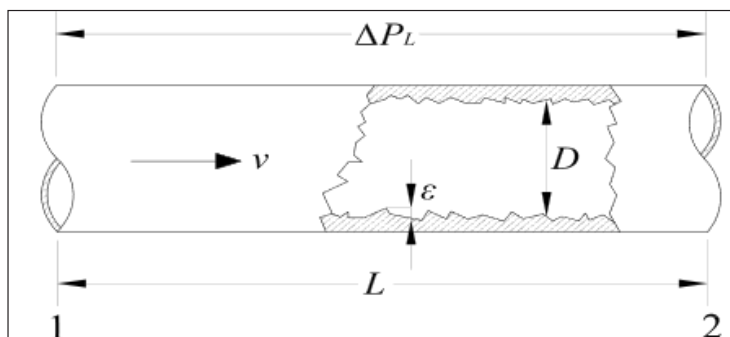


Figura 13.5. Representación de variables para determinar las pérdidas por fricción.

Fuente: (Cengel & Cimbala, 2006; Mott & Untener, 2015).

$$h_L = \frac{\Delta P_L}{\rho \cdot g} = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (\text{Ec. 13.7})$$

Para determinar el factor de fricción (f) de manera gráfica, se recurre al diagrama de Moody (Figura 13.32). En este proceso, es esencial calcular el número de Reynolds (N_R) y la rugosidad relativa $\left(\frac{D}{\epsilon}\right)$. Por otro lado, existe otra alternativa para obtener de forma analítica el factor de fricción (f) en flujos turbulentos. Dicha alternativa se presenta en la Ecuación 13.8 desarrollada por K. Swamee y K. Jain, cuya validez es sustentada experimentalmente, debido a ello tiene dos restricciones: la rugosidad relativa $\left(\frac{D}{\epsilon}\right)$ debe oscilar entre 100 hasta 1×10^6 mientras que el número de Reynolds (N_R) se debe encontrar entre 5×10^3 hasta 1×10^8 .

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7 \cdot \frac{D}{\epsilon}} + \frac{5.74}{N_R^{0.9}} \right) \right]^2} \quad (\text{Ec. 13.8})$$

13.4.11. Cavitación

Es un fenómeno donde la presión disminuye significativamente en el tramo de succión de la bomba, creando burbujas de vapor que colapsan violentamente al pasar a una zona de alta presión. Cuando hay cavitación, el rendimiento de la bomba se degrada con severidad conforme el flujo volumétrico desciende. La bomba se hace ruidosa y genera un sonido fuerte e intermitente, como si hubiera grava en el fluido. Si se permitiera que esto continuara, la bomba se destruiría en poco tiempo.

Los fabricantes de bombas prueban cada diseño para determinar el nivel de la presión de succión que se requiere, con el fin de evitar la cavitación, y denominan estos resultados como *carga de succión positiva neta requerida* ($NPSH_R$). Es responsabilidad de quien diseña el sistema de bombeo garantizar que la *carga de succión positiva neta disponible* ($NPSH_D$), esté muy por arriba de la ($NPSH_R$) (Mott & Untener, 2015).

El American National Standards Institute (ANSI) y el Hydraulic Institute (HI) emiten juntos estándares que especifican un margen mínimo de 10 % para la ($NPSH_D$) sobre la ($NPSH_R$) (Machado, 2020).

Cálculo de la $NPSH_D$.

Este valor depende de la presión del vapor del fluido que se bombea, las pérdidas de energía en el tramo de succión, la ubicación del depósito del fluido y la presión que se aplica a éste. Esto se expresa como:

$$NPSH_D = h_{sp} \pm h_s - h_f - h_{vp} = \frac{P_{atm} - P_v}{\gamma} \pm h_s - h_f - h_{vp} \quad (\text{Ec. 13.9})$$

En la Figura 13.6 se representa cada una de las variables de la Ecuación 13.9.

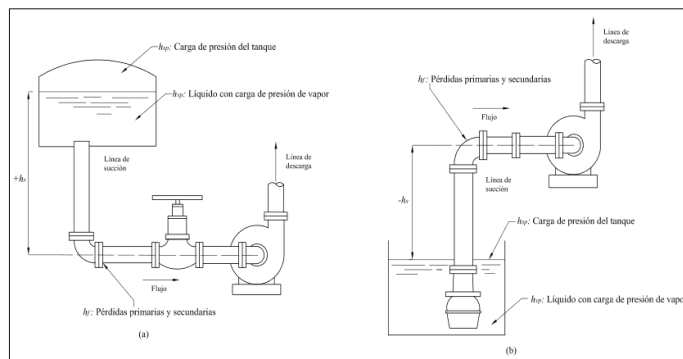


Figura 13.6. Detalles de la línea de succión de la bomba y definición de términos de la $NPSH_D$.

Fuente: Mott & Untener (2015).

13.5. Desarrollo

Premisas de cálculo:

- Se necesita llenar el depósito de 30 m³ en 5 horas.
- Fluido operante: agua a 15 °C.
- La instalación yace en un lugar a una presión atmosférica (82 000 N/m²).
- Velocidad de descarga recomendada de agua ($v_d = 1 - 2.5 \text{ m/s}$).
- Velocidad de succión recomendada de agua ($v_s = 0.5 - 1.5 \text{ m/s}$).

La Figura 13.7 detalla finalmente los datos y premisas de la instalación.

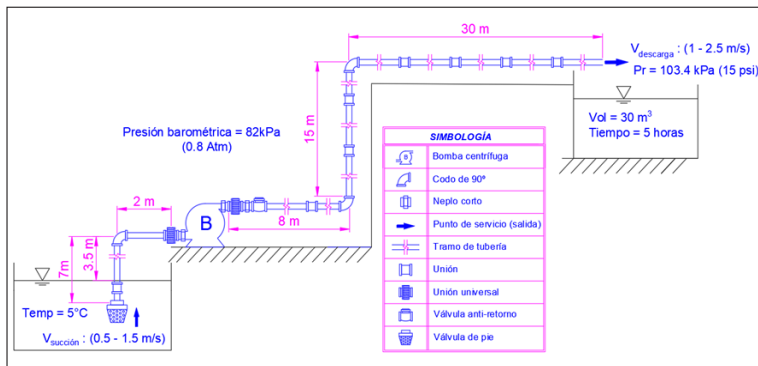


Figura 13.7. Sistema de bombeo propuesto con detalle de las premisas de cálculo

13.5.1. Cálculo del caudal volumétrico

Se efectúa haciendo uso de la Ecuación 13.1 y reemplazando los datos correspondientes:

$$Q = \frac{V}{t} = \frac{30 \text{ m}^3}{5 \text{ h}} = 1.667 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

13.5.2. Cálculo del diámetro de la tubería de descarga de agua

Se parte de la Ecuación 13.1 de donde se procede a despejar el diámetro de la tubería:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1.667 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot 1 \frac{m}{s}}} = 46 \text{ mm}$$

Considerando el diámetro interno calculado, se tiene dos opciones de tuberías comerciales para seleccionar:

$$1 \frac{1}{2} \text{ in} = 38.1 \text{ mm}$$

$$2 \text{ in} = 50.8 \text{ mm}$$

Desde el punto de vista económico se selecciona la primera opción. En vista que el diámetro interior es menor que el calculado, subirá la velocidad del fluido, sin embargo, se prevé que estará dentro del rango recomendado.

13.5.3. Cálculo de la velocidad del agua para la tubería seleccionada

En primera instancia, se calcula la sección de la tubería seleccionada despejando la velocidad de la Ecuación 13.1:

$$v = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \cdot D^2} = \frac{1.667 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{\pi}{4} \cdot (38.1 \times 10^{-3} \text{ m})^2} = 1.462 \text{ m/s}$$

13.5.4. Cálculo de pérdidas menores

En la Tabla 13.1, se observa el cómputo de pérdidas menores para los accesorios del tramo de descarga; se asume el factor de pérdidas secundarias K para cada accesorio, según como se muestra. Se puntualiza que la longitud de las tuberías comerciales es de 6 m; a partir de 2 in de diámetro, las tuberías se fabrican de 3 m de longitud. Este dato es relevante para la ubicación de los accesorios pertinentes.

Tabla 13.1. Cálculo de pérdidas menores para el tramo de descarga (Tubería 1 1/2 in)

Denominación	Cantidad	K (individual)	K (Total)	Representación Gráfica
Unión	7	0.4725	3.3075	
Universal	1	0.441	0.441	
Codos 90°	2	0.63	1.26	
Check Horizontal	1	2.10	2.10	
Neplo	1	0.63	0.63	
K (Total)			7.7385	

Fuente: (Cameron, 2015)

Asimismo, en la Tabla 13.2, se detalla el cómputo de pérdidas menores para los accesorios del tramo de succión.

Bajo el contexto de lo expuesto en las tablas precedentes, se sugiere lo siguiente:

- El codo genera más turbulencia que una unión universal.
- El K del neplo es igual al del codo.

Tabla 13.2. Cálculo de pérdidas menores para el tramo de succión
(Tubería 1½ in)

Denominación	Cantidad	K (individual)	K (Total)	Representación Gráfica
Unión	1	0.4725	0.4725	
Universal	1	0.441	0.441	
Codos 90°	1	0.63	0.63	
Neplo	1	0.63	0.63	
Válvula de pie con colador	1	8.88	8.88	
K (Total)			11.0535	

Fuente: Cameron (2015).

- La longitud de los tubos comercialmente es igual a 6 m. A partir de un diámetro de 2 in tienen 3 m de longitud.
- A diferencia de las uniones, la universal permite desmontar fácilmente una zona de la tubería que requiera mantenimiento; las uniones se utilizan para zonas permanentes.

Haciendo uso de la Ecuación 13.6 se calcula las pérdidas menores, tanto para la línea de descarga como la línea de succión.

$$h_L = k \cdot \frac{v^2}{2g}$$

Para la línea de descarga:

$$h_{Ld} = (7.785) \cdot \left[\frac{(1.462 \text{ m/s})^2}{2(9.81 \text{ m/s}^2)} \right] = (7.7385) \cdot (0.1089 \text{ m}) = 0.8427 \text{ m}$$

Para la línea de succión:

$$h_{Ls} = (11.0535) \cdot (0.1089 \text{ m}) = 1.2037 \text{ m}$$

El total de las pérdidas menores es:

$$h_{L1} = h_{Ld} + h_{Ls} = 0.8427 \text{ m} + 1.2037 \text{ m} = 2.0464 \text{ m}$$

13.5.5. Cálculo de pérdidas primarias

Para el flujo turbulento de fluidos en tuberías circulares, se recomienda usar la Ecuación 13.7 de Darcy-Weisbach para calcular la pérdida de energía debida a la fricción:

$$h_L = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

En esta dirección, al considerar que $D = 0.0381 \text{ m}$ y $\varepsilon = 1.5 \times 10^{-6} \text{ m}$, se tiene que $D/\varepsilon = 25400$.

El número de Reynolds se calcula a través de la Ecuación 13.5.

$$N_R = \frac{v \cdot D}{\nu}$$

Donde ν es la viscosidad cinemática del fluido, equivalente a $1.15 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$; esto, conocido previamente el tipo de fluido y su temperatura.

Bajo este contexto, se tiene que:

$$N_R = \frac{1.462 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0.0381 \text{ m}}{1.15 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} = 4.84 \times 10^4$$

Se supone un flujo turbulento, puesto que $N_R > 4000$ (Mott & Untener, 2015).

Para determinar f se emplea el diagrama de Moody que se muestra en la Figura 13.8. Este diagrama presenta f graficado contra el N_R , con una serie de curvas paramétricas, obtenidas a partir de datos experimentales, relacionadas con la D/ε . Una vez conocido el valor del número de Reynolds, se proyecta verticalmente una línea hasta la curva respectiva de rugosidad relativa, decretando, de esta manera, $f = 0.021$ (curvas color azul).

Para el cómputo de las pérdidas primarias para el tramo de descarga se reemplaza $L = 53 \text{ m}$ y los valores previamente conocidos. De esta manera se tiene:

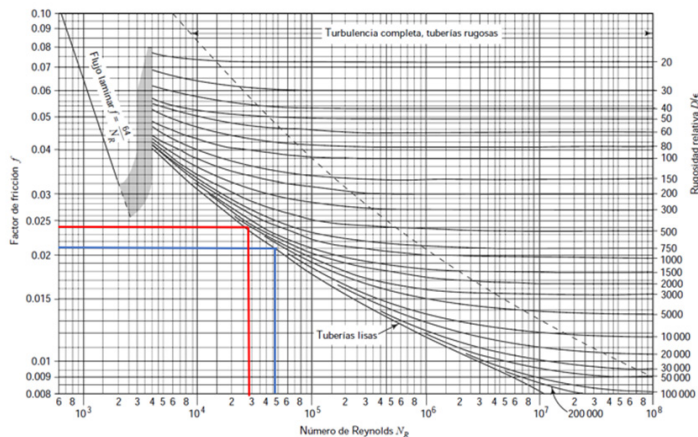


Figura 13.8. Diagrama de Moody. Fuente: Mott & Untener (2015).

$$h_{Ld} = 0.021 \cdot \frac{53 \text{ m}}{0.0381 \text{ m}} \cdot \frac{(1.462 \text{ m/s})^2}{2 \cdot (9.81 \text{ m/s}^2)}$$

$$h_{Ld} = 0.021 \cdot (1391.076) \cdot (0.10894 \text{ m}) = 3.182 \text{ m}$$

Para el cómputo de las pérdidas primarias para el tramo de succión únicamente difiere $L = 9 \text{ m}$:

$$h_{Ls} = 0.021 \cdot \frac{9 \text{ m}}{0.0381 \text{ m}} \cdot \frac{(1.462 \text{ m/s})^2}{2 \cdot (9.81 \text{ m/s}^2)}$$

$$h_{Ls} = 0.5404 \text{ m}$$

El total de las pérdidas primarias es:

$$h_{L2} = h_{Ld} + h_{Ls} = 3.182 \text{ m} + 0.5404 \text{ m} = 3.7224 \text{ m}$$

13.5.6. Cálculo de la carga total de la bomba

Las pérdidas y ganancias de energía producidas en un sistema se consideran en términos de la energía por unidad de peso del fluido que fluye en el sistema; esto se conoce también como “carga”. En este contexto, se utiliza la ecuación general de la energía, que es una ampliación de la ecuación de Bernoulli, para resolver problemas en los que se producen pérdidas y ganancias de energía, como sucede en el presente ejercicio propuesto. Respetando el principio de conservación de la energía, se traduce en la Ecuación 13.4:

$$\frac{P_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + h_A - h_R - h_L = \frac{P_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

No obstante, en el presente ejercicio no se considera las remociones de energía (h_R), puesto que no existen dispositivos tales como un motor o una prensa. Bajo la luz de lo mencionado, se procede a despejar h_A como sigue:

$$h_A = \frac{P_2}{\gamma} + (z_2 - z_1) + \frac{V_2^2}{2g} + h_{L1} + h_{L2}$$

$$h_A = \frac{103\,421.4 \frac{N}{m^2}}{9\,810 \frac{N}{m^3}} + 19\,m + \frac{(1.462\,m/s)^2}{2 \cdot \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right)} + 2.0464\,m + 3.7224\,m$$

$$h_A = 35.4202\,m$$

Se observa que el peso específico del fluido a la temperatura dada se ha establecido en $\gamma = 9.81\,kN/m^3$

13.5.7. Cálculo de la potencia suministrada por una bomba al fluido

Se parte del valor de la carga total, h_A , o carga dinámica total (TDH) definido previamente.

Con ello, se calcula la potencia que se transmite al fluido, P_A , a partir de la Ecuación 13.2:

$$P_A = h_A \cdot \gamma \cdot Q = (35.4202\,m) \cdot \left(9\,810 \frac{N}{m^3}\right) \cdot \left(1.667 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}\right)$$

$$P_A = 0.5792 \text{ kW}$$

13.5.8. Cálculo de la potencia de entrada a una bomba

En vista que acaecen pérdidas de energía inevitables en la bomba debido a la fricción mecánica y, también, asociadas a la turbulencia creada en el fluido a medida que pasa por la bomba, es requerido más potencia para accionar la bomba respecto de la cantidad que se suministra al fluido. En este sentido, se hace uso del valor de la eficiencia de la bomba, (e_M), para determinar la potencia de entrada a la bomba, o potencia mecánica aproximada, (P_I), a través de la Ecuación 13.3 de donde se despeja dicha variable:

$$P_I = \frac{P_A}{e_M} = \frac{579.24 \text{ W}}{0.4} = 1\,448.10 \text{ W}$$

$$P_I = 1.448 \text{ kW} \cong 2 \text{ hp}$$

Respecto al cálculo anterior, es de mencionar que la e_M en promedio se fija de 0.35 a 0.4 para bombas centrífugas.

13.5.9. Selección de bomba

En este punto del problema se dispone de lo requerido para seleccionar la bomba para la aplicación dada. Los datos necesarios para especificar una bomba adecuada son dos: la rapidez del flujo volumétrico requerida, denominada “capacidad”, y h_A . En esta dirección, del catálogo de bombas Pedrollo (Pedrollo, 2023), se selecciona la bomba centrífuga 2CP25/16, según como se observa en la Figura 13.9.

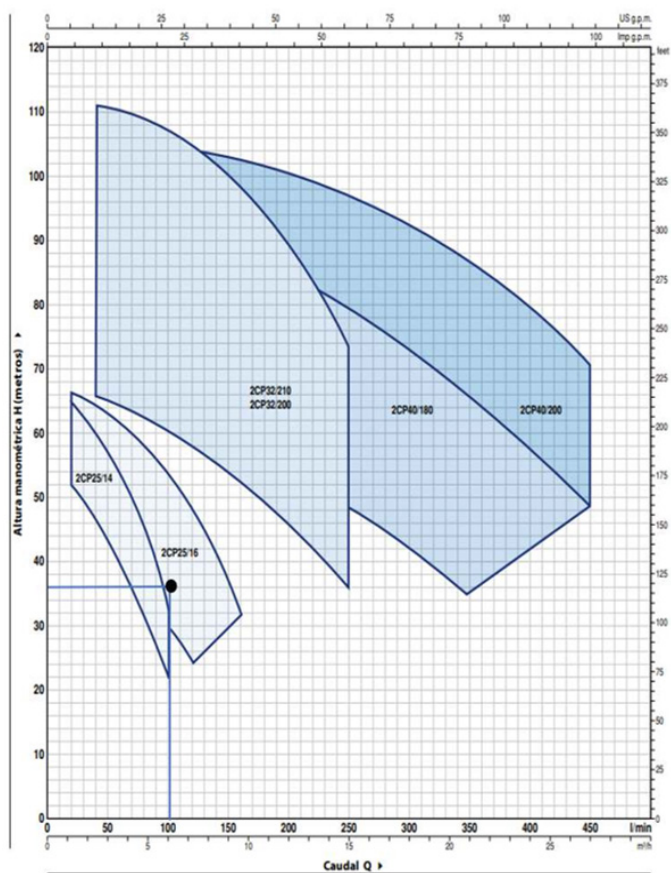
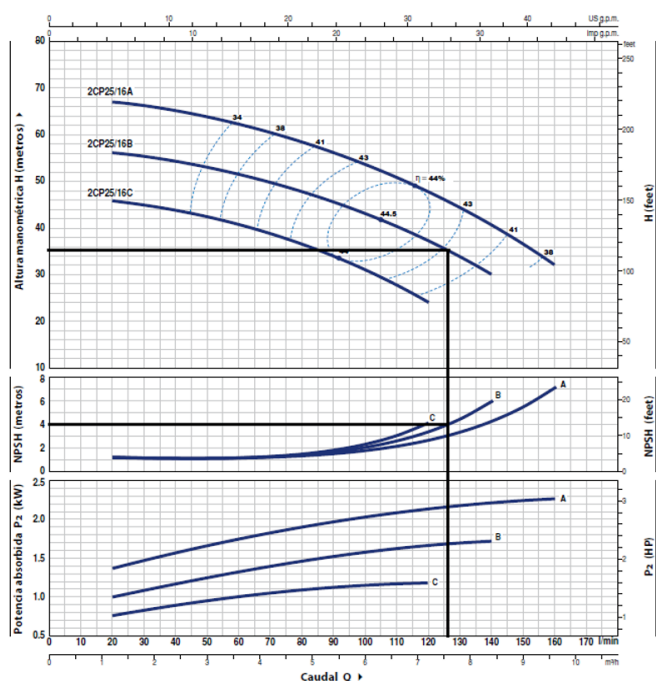


Figura 13.9. Campo de prestaciones de bombas centrífugas con doble rodete.
Fuente: PEDROLLO (s. f.).

Además, tomando en cuenta las curvas y datos de prestaciones de la familia de bombas centrífugas 2CP25/16 de la Figura 13.10, en función de $P_1 = 2 \text{ hp}$ se selecciona el modelo trifásico B. Considerando el valor de $h_A = 35.4 \text{ m}$ se define la altura neta positiva en la aspiración, $NPSH_R = 4 \text{ m}$; el flujo volumétrico máximo a bombear ahora es $Q = 127 \text{ l/min}$.



MODELO		POTENCIA (P ₂)			Q	m³/h															
Monofásica	Trifásica	kW	HP	▲		0	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	140	160		
2CPm 25/16C	2CP 25/16C	1.1	1.5	IE3	H metros	47	46	45	44	42.5	40.5	38.5	36	33.5	30.5	27.5	24				
2CPm 25/16B	2CP 25/16B	1.5	2			58	56	55	54	53	51	49.5	47.5	45.5	43	40	37	30			
2CPm 25/16A	2CP 25/16A	2.2	3			68	67	66	65	63.5	62	60.5	58.5	56	54	51	48	40.5	32		

Q = Caudal H = Altura manométrica total HS = Altura de aspiración

Tolerancia de las curvas de prestación según EN ISO9906 Grado 3B.

Figura 13.10. Curvas y datos de prestaciones de bombas centrífugas 2CP25/16.
Fuente: PEDROLLO (s. f.).

La *NPSH* es un parámetro importante en el diseño de un circuito de bombeo que ayuda a conocer la cercanía de la instalación a la cavitación. Concomitante a esto, si la presión en algún punto del circuito hidráulico es menor que la presión de vapor de líquido, éste entrará en cavitación. Este fenómeno, similar a la vaporización, puede dificultar, o impedir, la circulación de fluido y causar daño en los elementos del circuito, en específico en la bomba.

En las instalaciones de bombeo se debe tener en cuenta la *NPSH* referida a la aspiración de la bomba, distinguiéndose dos tipos:

- $NPSH_D$ disponible. - Es una medida de cuán cerca está el fluido de la cavitación. Depende de las características de la instalación y del fluido a bombear.
- $NPSH_R$ requerido. - Valor límite requerido, en cierto punto de la instalación, para evitar que el fluido cavite. Depende de las características de la bomba, por lo que es un parámetro proporcionado por los fabricantes en sus curvas de operación.

13.5.10. Cómputo del $NPSH_D$

Se puede computar a través de la Ecuación 13.9, donde la parte positiva de la expresión representa el rango de vacío que se dispone, mientras que los términos negativos son las pérdidas que limitan este vacío (pérdida de carga en la línea de aspiración).

$$NPSH_D = \frac{P_{atm} - P_v}{\gamma} \pm h_s - h_f - h_{vp}$$

Donde P_v es la presión de vapor de líquido a la temperatura de bombeo. Reemplazando los valores correspondientes se tiene:

$$NPSH_D = \frac{\left(82000 \frac{N}{m^2} - 1705.8 \frac{N}{m^2}\right)}{9810 \frac{N}{m^3}} - h_s - h_f - h_{vp}$$

$$NPSH_D = 8.18 \text{ m} - 3.5 \text{ m} - 1.2037 \text{ m} - 0.5404 \text{ m}$$

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

En un sistema de flujo debe cumplirse que la $NPSH_D > NPSH_R$ para que el fluido no experimente cavitación (Mott & Untener, 2015); situación que no se cumple en este problema, según los valores obtenidos. Para solventar esto, se debe aumentar el diámetro de la tubería del tramo de succión para reducir las pérdidas. Esto justifica el hecho que siempre la tubería de succión debe disponer de mayor diámetro que la tubería de descarga.

Se había mencionado que la cavitación se define como un fenómeno físico que se produce cuando la presión del agua, o cualquier otro fluido, disminuye por debajo de la presión de vapor del fluido a la temperatura de proceso. Al originarse la cavitación las moléculas que componen el fluido cambian de estado líquido a vapor, creándose burbujas que dañan la bomba. La cavitación debe evitarse (o al menos minimizarse) en los sistemas de flujo, porque reduce el rendimiento, genera vibraciones, ruido y daña al equipo (Cengel & Cimbala, 2006). Normalmente la cavitación se origina en la entrada de las bombas debido a que en ese punto la presión es la más baja del sistema hidráulico.

13.5.11. Recálculo del tramo de succión

Se utiliza una tubería de mayor diámetro, en este caso se propone una tubería de $2\frac{1}{2} \text{ in} = 63.5 \text{ mm}$.

Respecto a las pérdidas primarias:

Se tiene que $D = 0.0635 \text{ m}$ y $\varepsilon = 1.5 \times 10^{-6} \text{ m}$, por tanto $D/\varepsilon = 42\,333.33$

Despejando la velocidad de la Ecuación 13.1 se obtiene la velocidad del fluido en el tramo de succión:

$$v_s = \frac{1.667 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{\pi}{4} \cdot (0.0635 \text{ m})^2} = 0.527 \text{ m/s}$$

El número de Reynolds se calcula usando la ecuación:

$$N_R = \frac{0.527 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0.0635 \text{ m}}{1.15 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} = 2.9 \times 10^4$$

Como se observa en la Figura 13.32, con los nuevos valores de D/ε y N_R , $f = 0.024$ (curvas color rojo). Haciendo uso de la Ecuación 13.7, se calcula h_{LS} :

$$h_{LS} = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} = 0.024 \cdot \frac{9 \text{ m}}{0.0635 \text{ m}} \cdot \frac{(0.527 \text{ m/s})^2}{2(9.81 \text{ m/s}^2)}$$

$$h_{LS} = 0.0482 \text{ m}$$

Respecto a las pérdidas secundarias en la Tabla 13.3, se expone el cómputo de pérdidas menores para los accesorios del tramo de succión con el nuevo diámetro seleccionado.

Tabla 13.3. Recálculo de pérdidas menores para el tramo de succión.
(Tubería 2 1/2 in)

Denominación	Cantidad	K (individual)	k (Total)	Representación Gráfica
Unión	2	0.405	0.81	
Universal	1	0.378	0.378	

Denominación	Cantidad	K (individual)	k (Total)	Representación Gráfica
Codos 90°	1	0.54	0.54	
Neplo	1	0.54	0.54	
Válvula de pie con colador	1	7.60	7.60	
K (Total)			9.868	

Fuente: Cameron (2015).

Haciendo uso de la Ecuación 13.7 se tiene que:

$$h_L = k \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} = (9.868) \cdot (0.0142m) = 0.14 \text{ m}$$

Finalmente, al aplicar la Ecuación 13.9 para el cálculo del $NPSH_D$ se constata que, al redimensionar la tubería del tramo de succión, el fluido operante no experimentará cavitación.

$$NPSH_D = 8.18 \text{ m} - 3.5 \text{ m} - (0.14 \text{ m} + 0.0482 \text{ m})$$

$$NPSH_D = 4.50 \text{ m} \therefore NPSH_D > 1.10 \times NPSH_R = 4.50 \text{ m} > 4.40 \text{ m}$$

13.6. Discusión y análisis de resultados

El diseño hidráulico de sistemas de agua en edificios y recintos industriales es una tarea importante de ingeniería, ya que la eficiente y continua operación de dichos sistemas tienen un impacto directo

en la comodidad y funcionalidad de los usuarios. En este contexto, el presente análisis se centra en un caso particular en el que se realizó un diseño hidráulico con suficiente nivel de detalle para una instalación en un edificio, abordando la selección de la bomba centrífuga, la tubería y los accesorios correspondientes.

En primera instancia, el proceso de diseño se basó en la definición de la potencia requerida para la bomba, tomando en consideración el cabezal de descarga necesario, que incluía una presión de servicio específica. Este enfoque inicial es fundamental para garantizar que la instalación cumpla con los requisitos de caudal y presión necesarios para satisfacer las demandas de la instalación. Sin embargo, durante la selección de la bomba, surgió un problema relacionado con la cavitación, un fenómeno hidráulico que puede tener graves consecuencias en el rendimiento del sistema y la integridad de los componentes.

El problema de la cavitación se originó debido a que el NPSH disponible resultó ser menor que el requerido para la bomba seleccionada. Esto implicaba que la presión en el tramo de succión de la bomba no era suficiente para evitar la formación de burbujas de vapor en el líquido, lo que podría provocar daños y disminución de la eficiencia del sistema. Ante esta situación, se tomó una decisión efectiva de cambiar el diámetro de la tubería en el tramo de succión de 1.5 pulgadas a 2.5 pulgadas.

Esta modificación del diámetro de la tubería tiene el objetivo de reducir las pérdidas por fricción a lo largo del tramo de tubería y accesorios, lo que, a su vez, aumentaría la presión disponible en la succión de la bomba. Esto demostró ser una solución eficaz para mitigar las condiciones propensas a la cavitación y garantizar el funcionamiento del sistema. Aunque inicialmente se había procurado una instalación compacta y de bajo costo, se priorizó la eficiencia y la confiabilidad del sistema por encima de estas consideraciones iniciales.

Este ejercicio de diseño hidráulico resalta la importancia de abordar problemas de cavitación de manera proactiva y eficaz. A menudo, la optimización de los sistemas de bombeo implica un equilibrio entre la eficiencia, el costo y la confiabilidad.

La capacidad de identificar y abordar estos problemas de manera efectiva, incluso mediante modificaciones en el diseño original, es fundamental para garantizar un funcionamiento confiable y eficiente en sistemas de bombeo.

Bibliografía

- ANSI B29.1. (2011). ASME/ANSI Estándar B29,1-2011. Norma.
- Bombas centrífugas.net. (24 de 8 de 2015). Obtenido de Bombas centrífugas.net: <https://www.bombascentrifugas.net/las-bombas-centrifugas/>
- BS 3790. (2006). Specification for belt drives Endless wedge belts, endless V-belts, banded wedge belts, banded V-belts and their corresponding pulleys. Londrés: British Standards.
- Budynas, R., & Nisbett, K. (2011). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (Novena ed.). México D.F, México: McGraw-Hill.
- Cameron, H. (24 de 08 de 2015). SlideShare. Obtenido de SlideShare: <https://es.slideshare.net/Eloyvela/hidraulica2013>
- Cengel, Y. A., & Cimbala, J. M. (2006). Mecánica de Fluidos: fundamentos y aplicaciones. México: McGRAW-HILL/ INTERAMERICANA EDITORES, S.A. Obtenido de https://books.google.com.ec/books/about/Mec%C3%A1nica_de_fluidos.html?id=rAU1AAAACAAJ&redir_esc=y
- CENTROSUR. (15 de Julio de 2023). CENTROSUR. Obtenido de Geoportal2: <https://geoportal2.centrosur.gob.ec/geoportal/apps/webappviewer/index.html?id=f34445b81c814dc89b472ab6e5d9fe06>
- Dunlop. (2015). Correas Industriales.
- Earth, G. (15 de Julio de 2023). Google Earth. Obtenido de Google Earth
- Flinn, R., & Trojan, P. (1981). Engineering Materials and Their Applications.
- Franzini, J. B., & Finnemore, E. J. (1999). Mecánica de Fluidos con aplicaciones en la Ingeniería. Madrid: McGRAW-HILL/ INTERAMERICANA DE ESPAÑA, S.A. Obtenido de <https://pabloreyesviol.files.wordpress.com/2018/05/mecanica-de-fluidos-franzini.pdf>
- FUND+AL. (08 de 2022). Qué es la fundición gris y para que se utiliza? Obtenido de <https://www.aleacionesyfundidos.com/>

que-es-fundicion-en-gris-y-para-que-se-utiliza/#:~:text=La%20fundici%C3%B3n%20gris%20tiene%20una,resisten%20muy%20bien%20al%20coche.

- González R, G. (2000). Elementos de Máquinas. Correas y Poleas. Transmisiones Mecánicas. La Habana, La Habana, Cuba.
- González, R. (1999). Apuntes para el cálculo de transmisiones por correas en V. La Habana, La Habana, Cuba: Instituto Superior Politécnico José A. Echeverría (ISPJAE).
- Goodyear. (s.f.). Manual de correas múltiples en V. Manual de correas múltiples en V.
- Grundfos. (s.f.). Grundfos S.A.U. (Grundfos S.A.U.) Recuperado el 22 de 07 de 2023, de <https://www.grundfos.com/ar/support/faq/what-is-cavitation>
- Hall, A., Holowenco, A., & Launghlin, H. (1971). Diseño de máquinas. México D.F: Shaum McGraw-Hill.
- Iriarco. (15 de Julio de 2023). barrajes de distribución. Obtenido de <http://iriarco.com/adjuntos/EQUIPOS-PROTECCION%20-SISTEMAS-ENERGIA/BARRAJES-DISTRIBUCION-CONECTORES-GEL/BARRAJES-DISTRIBUCION-CONECTORES-GEL.pdf>
- Iván Bohman C.A. (2018). Catálogo de productos. Quito, Ecuador.
- Joresa. (2010). Cadenas de rodillos.
- Link Belt. (2015). Link Belt rolles chains.
- Machado, L. G. (2020). Selección y Aplicaciones Industriales de Bombas. Polo del Conocimiento, V(5), 1309-1320. doi:10.23857/pc.v5i8.1663
- Mataix, C. (2006). Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas. Madrid: Castillo, S.A.
- MERRNR. (14 de 08 de 2023). Obtenido de <https://www.unidadespropiedad.com/>
- Mott, R. L., & Untener, J. A. (2015). Mecánica de Fluidos (Séptima ed.). México: PEARSON EDUCACIÓN.
- Pedrollo. (24 de 08 de 2023). Pedrollo ©. (Pedrollo ©) Recuperado el 17 de 08 de 2023, de <https://pedrollo.com.ec/producto/bomba->

- centrifuga-2cp25-16a_3hp-220-440v-trifasica-2-etapas/
Power Tech. (20 de 11 de 2022). Power Tech. Obtenido de Power Tech:
<https://www.powertech.com.mx/>
- Shackelford, J. F. (2010). Introducción a la ciencia de materiales para ingenieros. Madrid, España: Prentice Hall, 7th edition.
- Streeter, V. L., Wylie, E. B., & Bedford, K. W. (2000). Mecánica de Fluidos. Bogotá: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. Obtenido de <https://es.scribd.com/doc/133175922/Mecanica-fluidos-Streeter-9-ed#>
- White, F. M. (2004). Mecánica de Fluidos. Madrid: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA DE ESPAÑA. Obtenido de https://books.google.com.ec/books/about/Mec%C3%A1nica_de_fluidos.html?id=5UbTPQAACAAJ&redir_esc=y



Universidad
Nacional
de Loja

Casos prácticos de ingeniería electromecánica

El presente trabajo, ofrece un enfoque integral y práctico sobre diversas aplicaciones de la ingeniería, abarcando temas como la conversión y distribución de energía, la eficiencia energética, y el diseño y mantenimiento electromecánico. A través de estudios de casos prácticos, se presentan soluciones técnicas para el dimensionamiento y selección de sistemas electroenergéticos en contextos residenciales e industriales. El enfoque práctico y multidisciplinario del libro proporciona conocimientos y metodologías valiosos para la toma de decisiones, contribuyendo al buen uso de recursos y a la proyección eficiente en aplicaciones tecnológicas y energéticas.

