

MEMORIA DE CÁLCULO

A07M421-EJE-1130-ME-PL-6060-02 / DOSP-A07M421-0347-MEM-CAL

REV. B

**SISTEMA DE ALMACENAMIENTO Y ALIMENTACIÓN DE
PETRÓLEO A GENERADORES DE EMERGENCIA
MEMORIA DE CÁLCULO**

NOVIEMBRE DE 2011

**SUPERINTENDENCIA SERVICIOS PARA PROYECTOS
GERENCIA DE PROYECTOS**

ESTADO DE REVISIONES								
ORDEN DE SERVICIO			C137406060			CLAVE		
PROYECTO			SISTEMA DE ALMACENAMIENTO Y ALIMENTACIÓN DE PETRÓLEO A GENERADORES DE EMERGENCIA					
TÍTULO			MEMORIA DE CÁLCULO					
DOCUMENTO Nº			A07M421-EJE-1130-ME-PL-6060-02 / DOSP-A07M421-0347-MEM-CAL					
REVISIÓN			INGENIERÍA LTDA.			PROYECTOS OPERACIONALES		
REV	DESCRIPCIÓN		POR	REVISÓ	APROBÓ	REVISÓ	APROBÓ	APROBÓ
A	REVISIÓN Y COMENTARIOS	NOMBRE	M.E.	L.N.	M.V.			
		FIRMA						
		FECHA	09-07-2008	09-07-2008	09-07-2008			
B		NOMBRE	M.E.	L.N.	M.V.			
		FIRMA						
		FECHA	02-11-2011	02-11-2011	02-11-2011			
C		NOMBRE						
		FIRMA						
		FECHA						
0	APROBADO	NOMBRE						
		FIRMA						
		FECHA						
		NOMBRE						
		FIRMA						
		FECHA						
		NOMBRE						
		FIRMA						
		FECHA						

PROYECTO	SISTEMA DE ALMACENAMIENTO Y ALIMENTACIÓN DE PETRÓLEO A GENERADORES DE EMERGENCIA
TÍTULO	MEMORIA DE CÁLCULO
CONTENIDO	1 INTRODUCCIÓN 2 ALCANCES 3 CRITERIOS DE DISEÑO 4 CONCLUSIONES 5 DESARROLLO DE LOS CÁLCULOS 5.1 CÁLCULO ESTRUCTURAL DEL ESTANQUE [5],[6] 5.2 CÁLCULO DE INSTALACIÓN DEL ESTANQUE SEGÚN NORMA SÍSMICA 5.3 CÁLCULO DEL PIPING [7]-[9] 5.4 CÁLCULO DEL SISTEMA DE BOMBEO 5.5 CÁLCULO DE BASTIDOR PARA BOMBAS [10] 5.6 CÁLCULO DE LOSA DE PISO 5.7 CÁLCULO DEL SISTEMA DE CALEFACCIÓN [11] 5.8 CÁLCULO DE COMPONENTES ELÉCTRICOS 6 REFERENCIAS
ANEXOS	A.1 VICAN HEAVY DUTY PUMPS – PERFORMANCE CURVES
UNIDAD GENERADORA Preparado por Revisado por Aprobado por	INGENIERÍA LTDA. MET LN MV
UNIDAD REVISORA Revisado por Aprobado por	. .
UNIDAD APROBADORA Aprobado por	INGENIERÍA .
DISTRIBUCIÓN	.

1 INTRODUCCIÓN

Este informe presenta la metodología de selección y cálculo para el estanque, el piping y las bombas del sistema de almacenamiento y alimentación de petróleo a generadores de emergencia, correspondiente a la ampliación del taller de mantenimiento, para el Proyecto Plan de Desarrollo XXXXX Fase I (Doc. A07M421-EJE-1130-ME-SPC-03004 [1]).

2 ALCANCES

El informe presenta la memoria de cálculo para los siguientes elementos:

- Estanque de acero horizontal enterrado, para almacenamiento de petróleo diesel N° 2, de 20 m³ de capacidad.
- Cálculo de piping de alimentación y descarga del estanque.
- Bombas para alimentación de petróleo a estanques diarios de petróleo.
- Sistema de calefacción del estanque y las cañerías.
- Bastidor de bombas, reductores y motores.
- Losa para anclaje de bastidor y tránsito de vehículos livianos.

3 CRITERIOS DE DISEÑO

Los criterios de diseño corresponden a lo indicado en la especificación técnica A07M421-EJE-1130-ME-SPC-03004 [1] y sus referencias. Se consideraron especialmente criterios establecidos en los siguientes documentos:

- BS-2594 – Specification for Carbon Steel Welded Horizontal Cylindrical Storage Tanks
- ASME – Code VIII
- N.C.C. N° 20 – Norma Corporativa de Codelco para Estanques de Almacenamiento del Líquidos Combustibles e Inflamables
- UL-142 – Estanques de Superficie de Acero Para Líquidos Combustibles e Inflamables
- NCh. 2369 of. 2003 – Diseño Sísmico de Estructuras e Instalaciones Industriales

Los parámetros considerados son los indicados en la especificación técnica general, además de las especificaciones técnicas del lugar [2]. Los parámetros principales establecidos para la fabricación del estanque son:

- Estanque de 20 m³, de 5.500 mm de largo y 2.200 mm de diámetro.
- Estanque para almacenamiento de petróleo diesel N° 2, de densidad 850 kg/m³ [7].
- Altitud de la instalación: 4.000 m.s.n.m. [2].
- El esfuerzo admisible del material del estanque evaluado según ASME VIII-1 se ha considerado como $S_{adm} = S_{ut}/4$, donde S_{ut} es la resistencia tensil del material.
- Cálculo sísmico para zona 2 [1].
- Distancias físicas obtenidas de plano de disposición general [3].
- Elementos de piping considerados según diagrama P & ID [4].

4 CONCLUSIONES

El desarrollo de la memoria de cálculo comprueba que los elementos diseñados y sus accesorios cumplen con los requisitos del proyecto. En particular, se tiene que:

- El estanque cumple adecuadamente con las condiciones de servicio.
- El piping cumple con las condiciones de flujo requeridas.
- Las bombas cumplen con el requerimiento de bombeo necesarias.
- El sistema de calefacción cumple con el requerimiento de mantención del fluido a 20 °C.

Se recomienda revisar la disposición general propuesta, debido a que se estima el tiempo de llenado del estanque en 54 minutos para la disposición propuesta por la compañía. Para solucionar esto, se recomienda instalar el estanque en una ubicación más cercana al punto de carga para acelerar el tiempo de llenado de éste. El bombeo del petróleo desde el estanque hasta los generadores, a través de una línea más larga, se puede lograr sin problemas con las mismas bombas seleccionadas actualmente.

5 DESARROLLO DE LOS CÁLCULOS

5.1 CÁLCULO ESTRUCTURAL DEL ESTANQUE [5],[6]

Las dimensiones del estanque vienen dadas por los requerimientos en las especificaciones técnicas [1]:

- Largo: 5.500 mm
- Diámetro: 2.200 mm
- Capacidad: 20 m³

Según especificación técnica, el estanque debe cumplir con las recomendaciones de la norma BS-2594. La Tabla 5.1 presenta las dimensiones y capacidades para estanques horizontales, según BS- 2594. Las dimensiones del estanque requerido se encuentran en un punto intermedio de las recomendadas para un estanque de 20 m³. No obstante, para ambos casos, el espesor del manto es de 6 mm.

Tabla 5.1: Dimensiones y capacidades de estanques horizontales subterráneos y de superficie [5].

Nominal Capacity		Shell inside diameter <i>D</i>	Tangent length <i>A</i>	Overall length <i>L</i>	External end depth <i>H</i>	Approximate value of two ends		Thickness			Approximate ullage (above nominal capacity)
								<i>tb</i> shell plate (min.)		End plate and compartment plate (min.)	
m³	litres	mm	mm	mm	mm	m³	litres	mm	mm	mm	%
5.0	5000	1500	2750	3118	184	0.368	368	6.0	6.0	6.0	5
7.5	7500	1500	4250	4618	184	0.368	368	6.0	6.0	6.0	5
10	10000	2000	3100	3560	230	0.804	804	6.0	6.0	6.0	5
15	15000	2000	4750	5210	230	0.804	804	6.0	6.0	6.0	5
20	20000	2000	6500	6960	230	0.804	804	6.0	6.0	6.0	5
20	20000	2500	4000	4540	270	1.456	1456	6.0	6.0	8.0	4
25	25000	2500	5000	5540	270	1.456	1456	6.0	8.0	8.0	4
25	25000	2750	4000	4638	319	2.050	2050	6.0	8.0	8.0	4
30	30000	2750	4900	5538	319	2.050	2050	6.0	8.0	8.0	4
35	35000	2750	5750	6388	319	2.050	2050	6.0	8.0	8.0	4
40	40000	2750	6600	7238	319	2.050	2050	6.0	8.0	8.0	3
45	45000	2750	7500	8138	319	2.050	2050	6.0	8.0	8.0	3
50	50000	2750	8300	8938	319	2.050	2050	6.0	8.0	8.0	3
55	55000	2750	9200	9838	319	2.050	2050	6.0	8.0	8.0	3
60	60000	2750	10000	10638	319	2.050	2050	6.0	8.0	8.0	3
70	70000	2750	11750	12388	319	2.050	2050	6.0	8.0	8.0	3
80	80000	2750	13500	14138	319	2.050	2050	6.0	9.0	8.0	3
90	90000	2750	15250	15888	319	2.050	2050	6.0	9.0	8.0	3

Se realizó la verificación del espesor según el código ASME VIII-1, el cual presenta las ecuaciones para calcular el espesor de manto requerido.

Para presión interna, la ecuación es [6]:

$$t = \frac{PR}{SE - 0,6P} \quad 5.1$$

donde *t* es el espesor del manto, *P* es la presión, *R* es el radio, *S* es el esfuerzo admisible y *E* es la eficiencia de uniones soldadas.

Considerando *t* = 6 mm, *R* = 1.100 mm, *S* = 137,5 MPa (ASTM A-36), *E* = 0,8 (Ref. [6]), se tiene que la presión interna máxima admisible por el manto es

$$P_{int\ manto} = 598\ \text{kPa}\ (6,10\ \text{kg/cm}^2) \quad 5.2$$

lo cual es mucho mayor a la presión estática máxima interna (18,3 kPa o 0,187 kg/cm²).

La verificación de los cabezales se hace similarmente, mediante la ecuación [6]:

$$t = \frac{PR}{2SE - 0,2P} \quad 5.3$$

donde t es el espesor del cabezal, P es la presión, R es el radio, S es el esfuerzo admisible y E es la eficiencia de juntas.

Considerando $t = 6\ \text{mm}$, $R = 1.100\ \text{mm}$, $S = 137,5\ \text{MPa}$ (ASTM A-36), $E = 0,8$ (Ref. [6]), se tiene que la presión interna máxima admisible por el cabezal es

$$P_{int\ cabezal} = 1.199\ \text{kPa}\ (12,23\ \text{kg/cm}^2) \quad 5.4$$

lo cual es mucho mayor a la presión estática máxima interna (18,3 kPa o 0,187 kg/cm²).

La verificación para colapso por vacío / presión externa, se calcula mediante la ecuación [6]:

$$\Delta P = \frac{2AE}{\frac{D}{t} \cdot FS} \quad 5.5$$

donde ΔP es la diferencia de presión de colapso, $A = 0,0008$ es un factor de forma determinado por gráfico, $E = 200\ \text{GPa}$ es el módulo elástico (ASTM A-36), D es el diámetro, t es el espesor y FS es el factor de seguridad (igual a 3 según ASME). Resolviendo para los datos, se tiene que

$$\Delta P = 29\ \text{kPa}\ (0,30\ \text{kg/cm}^2) \quad 5.6$$

Considerando el estanque enterrado 1,5 m desde el borde del manto hasta la superficie (ver Sección 5.2) y una densidad de terreno saturado de $1.800\ \text{kg/m}^3$, se tiene que la presión externa producida por la columna de tierra (ver Figura 5.1) es

$$P_{estática} = 1.800\ \text{kg/m}^3 \times 9,8\ \text{m/s}^2 \times (2,2\ \text{m} + 1,5\ \text{m}) = 65.268\ \text{Pa}\ (0,67\ \text{kg/cm}^2) \quad 5.7$$

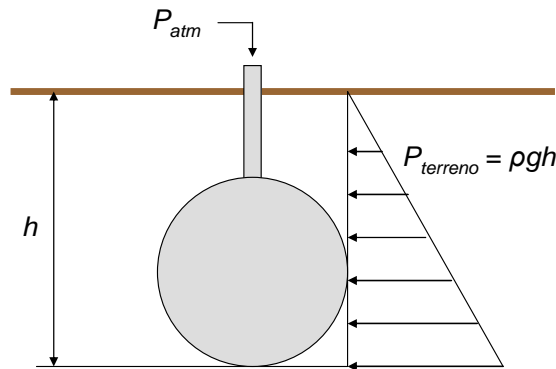


Figura 5.1: Esquema de presión de terreno sobre estanque.

El resultado anterior indica que la diferencia de presión máxima admisible según ASME (0,30 kg/cm²) es inferior a la presión ejercida por el terreno (0,67 kg/cm²). Por lo tanto, es necesario reforzar el estanque con anillos atiesadores.

El método ASME para calcular anillos atiesadores consiste en verificar la inercia de la sección del anillo, I_s , mediante la expresión

$$I = \frac{D^2 \cdot L \cdot (t + A_s / L) \cdot A}{14} \quad 5.8$$

donde $D = 2.200$ mm es el diámetro, L es la distancia entre anillos, $t = 6$ mm es el espesor, A_s es el área de la sección del anillo atiesador, y A es un factor de forma determinado por gráfico [6].

El método de cálculo es iterativo. Para una pletina de 100 mm x 10 mm dispuesto verticalmente, se tiene que sus propiedades son

$$A_s = b \cdot h = 0,001 \text{ m}^2 \quad 5.9$$

$$I_s = \frac{1}{12} b \cdot h^3 = 8,33 \times 10^{-7} \text{ m}^4 \text{ (83,3 cm}^4\text{)} \quad 5.10$$

Considerando 2 anillos, se tiene que

$$L = 5.500 \text{ mm} / 3 = 1.833 \text{ mm} \quad 5.11$$

Con esta información, se calcula B mediante la expresión

$$B = \frac{3}{4} \frac{P \cdot D}{t + A_s / L} = 1,76 \times 10^7 \text{ Pa} \quad 5.12$$

donde $P = 70$ kPa es la presión requerida (ver Ecuación 5.7). Para este valor de B , se tiene que el valor de A es

$$A = 0,0002 \quad 5.13$$

Utilizando la Ecuación 5.8, se tiene que

$$I = 8,30 \times 10^{-7} \text{ m}^4 \text{ (83,0 cm}^4\text{)} \quad 5.14$$

Por lo tanto, se tiene que $I_s > I$, lo cual indica que dos anillos de pletina 100 mm x 10 mm cumplen con el requerimiento según ASME. La Figura 5.2 presenta el esquema de anillos atiesadores que resultan del cálculo.

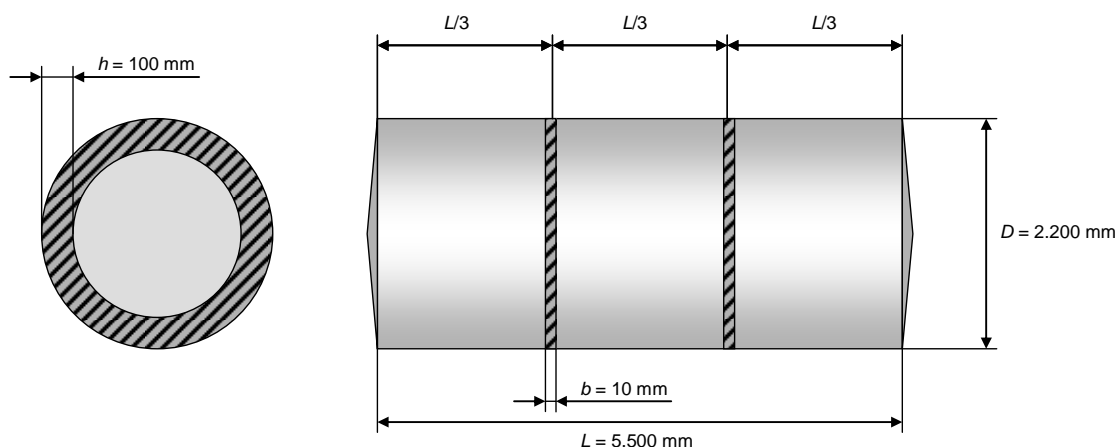


Figura 5.2: Esquema de anillos atiesadores.

En conclusión, el cálculo del estanque mediante ASME indica que éste cumple con los requerimientos estructurales una vez instalados dos anillos de rigidización, al soportar la carga por presión interna y el colapso por vacío.

5.2 CÁLCULO DE INSTALACIÓN DEL ESTANQUE SEGÚN NORMA SÍSMICA

Para el cálculo del estanque se consideran los siguientes parámetros:

- $D = 2.200 \text{ mm}$, diámetro del estanque.
- $L = 5.500 \text{ mm}$, diámetro del estanque.
- $P_T = 22.060 \text{ kg}$, peso total¹.
- Material: Acero ASTM A-36

¹ Peso cubicado de estanque más peso de diesel N°2

Las solicitaciones que percibe el estanque son:

- Peso propio (vertical)
- Sismo (horizontal)

El diagrama de cargas sísmicas para la instalación del estanque se presenta en la Figura 5.3.

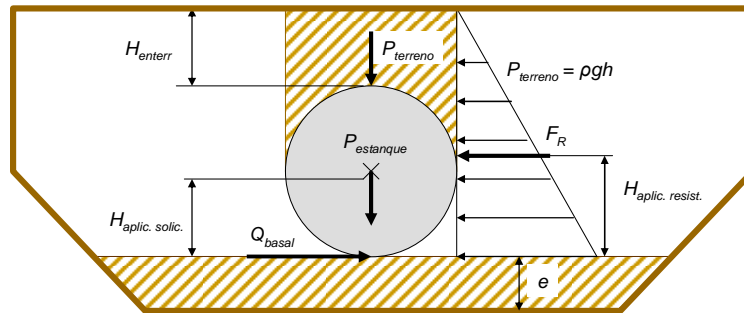


Figura 5.3: Diagrama de cargas sísmicas.

El estanque se encuentra acostado, por lo tanto

$$A_{\text{basal}} = \frac{\pi D}{2} \cdot L = 19 \text{ m}^2 \quad 5.15$$

$$A_{\text{lateral}} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot L = 3,8 \text{ m}^2 \quad 5.16$$

Para el diseño se consideran las normas NCh. 433 y NCh. 2369, que indica la siguiente fórmula para calcular el corte basal Q :

$$Q = C \cdot I \cdot P \quad 5.17$$

Según especificación técnica, se debe considerar la zona sísmica 2. El suelo se considera tipo III, correspondiente a arena permanentemente no saturada con índice de densidad (densidad relativa) entre 55 y 75%.

La clasificación de la estructura es C1, la cual corresponde a estructuras peligrosas, cuya falla involucra riesgo de incendio, explosión o envenenamiento del aire o las aguas. Por lo tanto, el coeficiente de importancia I para esta estructura es

$$I = 1,2 \quad 5.18$$

El factor de modificación de respuesta considerado es $R = 3$, con una razón de amortiguamiento de $\xi = 0,02$ por tratarse de una estructura de plancha o manto de acero. En base a esto, se estima por norma el coeficiente sísmico

$$C = 0,40 \cdot 0,75 = 0,30 \quad 5.19$$

Por lo tanto, el corte basal Q es

$$Q = 0,30 \cdot 1,2 \cdot 22.060 \text{ kg} = 7.942 \text{ kg} \quad 5.20$$

Considerando una densidad de relleno al 90% del Proctor modificado² de $\gamma_T = 1.700 \text{ kg/m}^3$, se tiene un espesor de relleno basal e de

$$e \geq \frac{Q}{\gamma_T \cdot A_{\text{basal}}} = 68 \text{ cm} \quad 5.21$$

Se consideran capas de compactación de espesor 15 cm, por lo tanto para lograr un espesor de relleno basal mayor o igual 68 cm, se requieren 5 capas de relleno estabilizado compactado, $T_{\text{máx}} = 1\frac{1}{2}''$. Por lo tanto, el espesor total de relleno es

$$e = 75 \text{ cm} \quad 5.22$$

La fuerza resistente F_R se calcula como

$$F_R = \gamma_T \cdot A_{\text{lateral}} \cdot \frac{[(H + D) + H]}{2} \quad 5.23$$

donde H es la altura de enterramiento. Considerando $H = 1,5$ se tiene que

$$F_R = 16.769 \text{ kg} > Q = 7.942 \text{ kg} \quad 5.24$$

por lo tanto, se tiene que el factor de seguridad sísmico es

$$CS = F_R/Q = 2,11 > 2 \quad 5.25$$

siendo 2 el factor de seguridad sísmico típico para estructuras de este estilo. Además, se tiene que

$$h_{\text{(aplicación solicitante)}} = D/2 = 1.100 \text{ mm} \quad 5.26$$

$$h_{\text{(aplicación resistente)}} = (H + D)/3 = 1.230 \text{ mm} \quad 5.27$$

por lo que no existe riesgo de volcamiento y el estanque se encuentra adecuadamente confinado.

² Proctor Modificado al 90%: compactación que debe alcanzar una densidad seca de por lo menos 90% de la densidad seca máxima obtenida con este ensayo.

5.3 CÁLCULO DEL PIPING [7]-[9]

5.3.1 Diagrama

El sistema de carga y descarga del estanque considera:

- Carga por gravedad.
- Descarga por bomba.

El diagrama de piping se presenta en la Figura 5.4.

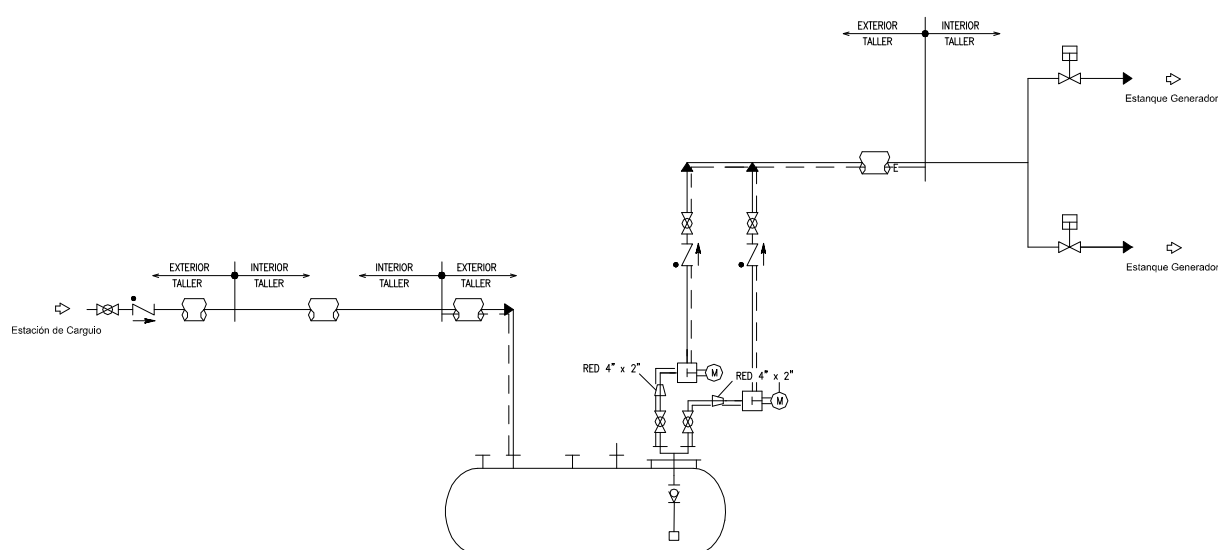


Figura 5.4: Diagrama de piping de carga y descarga de estanque de 20 m³.

5.3.2 Descarga de Camión

La descarga del camión hacia el estanque se hace mediante una cañería de 4" Sch. 40 (según especificación), de 119 metros de largo en planta, como se indica en la Figura 5.5.

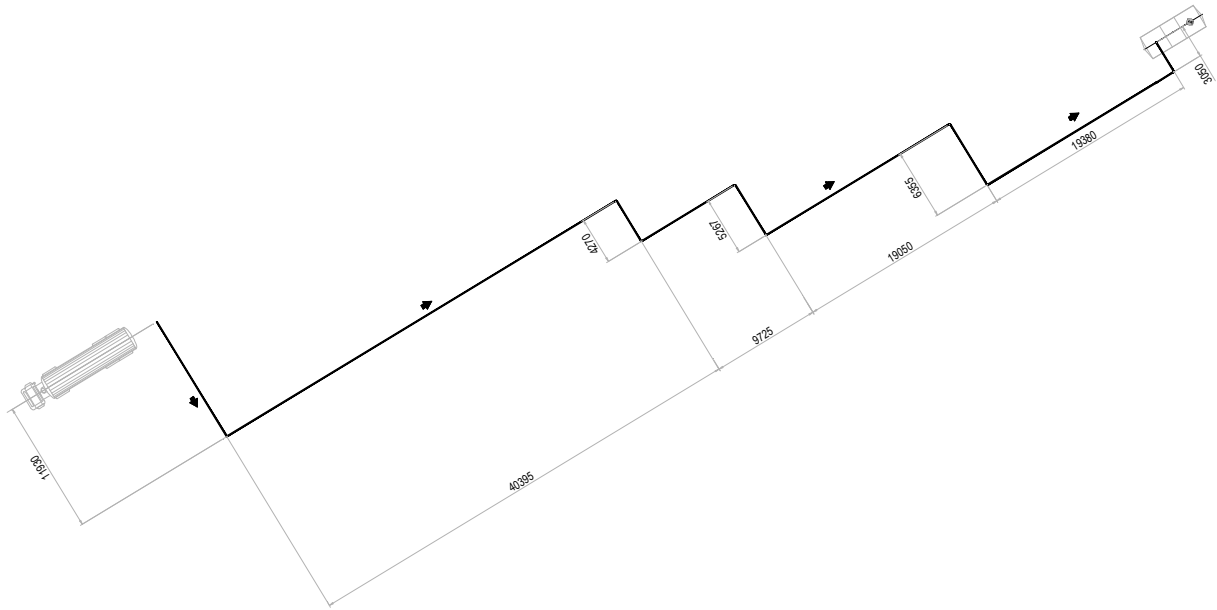


Figura 5.5: Trazado de piping para descarga de camión. Largo total 119 m.

Para el cálculo de la pérdida de carga en la tubería, se utiliza la ecuación de Darcy-Weisbach:

$$\Delta P_{tub} = f \rho \frac{V^2}{2} \frac{L}{D} \quad 5.28$$

donde f es el coeficiente de rozamiento, L es la longitud de la tubería, D es el diámetro de la tubería, y V es la velocidad del flujo. Similarmente, la pérdida de carga en accesorios se calcula como

$$\Delta P_{acc} = \rho \frac{V^2}{2} k \quad 5.29$$

donde k es el factor de pérdida en cada accesorio, que se encuentra tabulado. Por lo tanto, la pérdida de carga total en la línea es

$$\Delta P_{Total} = \frac{1}{2} \left(\sum \frac{L}{D} f_i + k_i \right) \cdot \rho V^2 \quad 5.30$$

Para estimar el caudal de descarga por gravedad, se consideró una diferencia de altura entre la descarga del camión y el punto de carga del estanque en 1 metro, lo cual produce una diferencia de presión de

$$P_{estática} = 850 \text{ kg/m}^3 \times 9,8 \text{ m/s}^2 \times 1,5 \text{ m} = 12.495 \text{ Pa} \quad 5.31$$

Considerando 9 codos, dos válvulas y cañería lisa, se tiene que el caudal estimado para este tramo es

$$Q = 370 \text{ L/min} \quad 5.32$$

el cual es el caudal máximo susceptible de impulsar con la diferencia de presión por gravedad. Con este caudal, el llenado del estanque se lograría en

$$t = \frac{20000 \text{ L}}{370 \text{ L/min}} = 54 \text{ min} \quad 5.33$$

lo cual indica que el proceso de llenado sería muy lento. Esto se produce por la distancia excesiva que existe entre la descarga del camión y el estanque.

Para los detalles de cálculo, véase la Sección 5.3.4.

5.3.3 Transferencia de Estanque a Equipos Electrógenos

Para la sección entre el estanque y la aspiración de las bombas, se calcula el valor NPSH disponible mediante la ecuación

$$\text{NPSH disp.} = P_0 - \Delta P_{\text{estática}} - \Delta P_{\text{pérdidas}} - P_{\text{vapor}} \quad 5.34$$

Se considera la diferencia de altura entre el estanque y las bombas, los accesorios del manifold (válvulas, codos, unión en T, reducciones), y se estima un largo de cañería de 3,5 m. Para esta zona, con la ecuación de Darcy-Weisbach se calcula una diferencia de presión de

$$\Delta P_{\text{estática}} + \Delta P_{\text{pérdidas}} = 32.972 \text{ Pa (3.362 mmH}_2\text{O)} \quad 5.35$$

La presión de vapor para el petróleo diesel a 20 °C es $P_{\text{vapor}} = 53,33 \text{ Pa (0,4 mmHg)}$, mientras que la presión atmosférica a 4.000 m.s.n.m. es $P_0 = 61,87 \text{ kPa}$ ³. Con esto, se tiene que el NPSH disponible es

$$\text{NPSH disp.} = 29.092 \text{ Pa} \quad 5.36$$

Las pérdidas fueron calculadas con la válvula de piso en operación continua. Realizando el cálculo con 100 veces la pérdida en este elemento, el NPSH disponible es 20.359 Pa.

Para la sección entre la salida de las bombas y la sala de generadores, se ha estimado una distancia de piping de 10 m, con 10 codos en 90°, además de las válvulas de mariposa y antirretorno. Para esta zona, se calcula una diferencia de presión total de

$$\Delta P_{\text{total}} = 9.063 \text{ Pa (925 mmH}_2\text{O)} \quad 5.37$$

Para los detalles de cálculo, véase la Sección 5.3.4.

La información de caída de presión se utiliza para la selección de la bomba en la Sección 5.4.

³ Referencia: http://www.engineeringtoolbox.com/air-altitude-pressure-d_462.html

5.3.4 Planilla de Cálculo

La planilla de cálculo de piping que detalla la obtención de los resultados de las Secciones 5.3.2 y 5.3.3 se presenta en la Tabla 5.2. Para los cálculos, se consideran:

- Variables de entrada:
 - Diámetros de cañería internos para 2" y 4", Sch 40.
 - Largos determinados por trazado de piping.
 - Densidad y viscosidad cinemática de Diesel N° 2 obtenido de Piping Handbook [4].
 - Coeficientes de rozamiento f obtenidos del Diagrama de Moody [4].
 - Coeficientes de pérdida en accesorios k obtenidos de manual Sterling-SIHI [6].
- Pérdidas de presión calculadas mediante la ecuación de Darcy-Weisbach (Ecuación 5.28).

Tabla 5.2: Planilla de cálculo de piping. Zona 1: carguío – estanque. Zona 2: estanque – bombas. Zona 3: bombas – sala de generadores.

Cañería 4" Sch. 40				Cañería 2" Sch. 40				Diesel N° 2			
D_o	114,3	mm		D_o	60,3	mm		Densidad	850	kg/m³	
e	6,02	mm		e	3,91	mm		Visc. Cinem.	6	mm²/s	
D_i	102,26	mm		D_i	52,48	mm			0,000006	m²/s	
	0,10226	m			0,05248	m					
A	0,00821299	m²		A	0,0021631	m²					

Zona 1				Zona 2				Zona 3			
Diámetro	0,10226	m	Cañería 4"	Diámetro	0,10226	m	Cañería 4"	Diámetro	0,10226	m	Cañería 2"
Área	0,00821299	m²		Área	0,00821299	m²		Área	0,0021631	m²	
Largo	119	m		Largo	3,5	m		Largo	10	m	
ΔH	-1,5	m		ΔH	3,9	m		ΔH	0	m	
Coef. Perd.	7,4			Coef. Perd.	8,06			Coef. Perd.	12,7		
Caudal	370	L/min		Caudal	120	L/min		Caudal	120	L/min	
	0,006	m³/s			0,002	m³/s			0,002	m³/s	
V	0,75	m/s		V	0,24	m/s		V	0,92	m/s	
Re	12802			Re	4150			Re	15758		
f	0,03			f	0,04			f	0,025		
$\Delta P_{pérdidas}$	10146	Pa		$\Delta P_{pérdidas}$	238	Pa		$\Delta P_{pérdidas}$	5502	Pa	
$\Delta P_{estática}$	-12495	Pa		$\Delta P_{estática}$	32487	Pa		$\Delta P_{estática}$	0	Pa	
P_{din}	2350	Pa		P_{din}	247	Pa		P_{din}	3561	Pa	
ΔP_{total}	1	Pa		ΔP_{total}	32972	Pa		ΔP_{total}	9063	Pa	
	0,09	mmH₂O			3364	mmH₂O			925	mmH₂O	

Accesorio	Cantidad	k	Coef. Perd.
Codo 90°	9	0,3	2,7
Reducción	0	0,26	0
Unión T	0	1,3	0
Codo Comb.	0	2,5	0
Válvula	1	1,2	1,2
Válv. Reten.	1	3,5	3,5
TOTAL			7,4

Accesorio	Cantidad	k	Coef. Perd.
Codo 90°	6	0,3	1,8
Reducción	1	0,26	0,26
Unión T	1	1,3	1,3
Codo Comb.	0	2,5	0
Válvula	1	1,2	1,2
Válv. Reten.	1	3,5	3,5
TOTAL			8,06

Accesorio	Cantidad	k	Coef. Perd.
Codo 90°	10	0,3	3
Reducción	0	0,26	0
Unión T	1	1,3	1,3
Codo Comb.	1	2,5	2,5
Válvula	2	1,2	2,4
Válv. Reten.	1	3,5	3,5
TOTAL			12,7

NPSH			
P_0 (4000 m)	61870	Pa	
$\Delta P_{estática}$	32487	Pa	
$\Delta P_{pérdidas}$	238	Pa	
P_{vapor}	53,33	Pa	
NPSH disp.	29092	Pa	
NPSH req.	8369	Pa	

5.4 CÁLCULO DEL SISTEMA DE BOMBEO

Según los cálculos de la Sección 5.3.3, se requiere una bomba con capacidad de 120 L/min a una presión de 10 kPa, para un fluido con una viscosidad cinemática de 6 cSt.

La bomba seleccionada corresponde al modelo Vican K-124, cuya curva para fluidos de viscosidad cinemática de 21 cSt se presenta en la Figura 5.6. Esta bomba requiere aproximadamente 1 hp para impulsar el fluido a 120 L/min, a una presión de 175 kPa. Esta bomba cumple de manera sobredimensionada el requerimiento de presión necesaria. No obstante, se ha elegido con holgura para no tener inconvenientes con pérdidas provocadas por elementos que no se hayan considerado hasta el momento y que no se conocerán hasta la instalación definitiva.

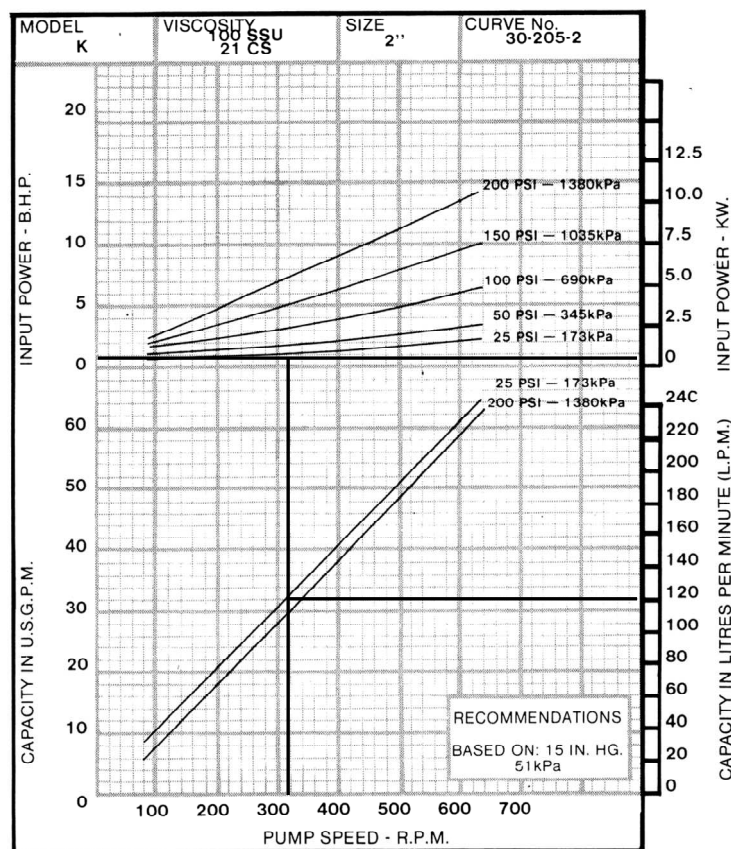


Figura 5.6: Curva de bomba Vican K-124.

Por otro lado, la bomba indicada tiene un NPSH requerido de 2,8 ft de H₂O (8,4 kPa) para una velocidad de operación de 350 RPM (ver Anexo A.1). La bomba estaría trabajando a 320 RPM, por lo que el NPSH requerido es aún menor. Con esto, se tiene que el NPSH disponible es al menos 3,5 veces el NPSH requerido.

5.5 CÁLCULO DE BASTIDOR PARA BOMBAS [10]

El diseño del bastidor para las bombas se presenta en la Figura 5.7.

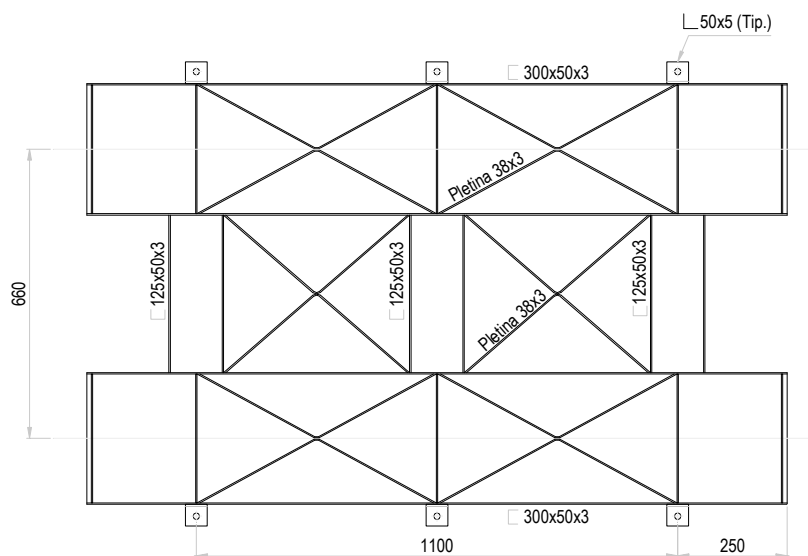


Figura 5.7: Diseño de bastidor para bombas.

El bastidor soporta dos conjuntos de bomba-reductor-motor. Cada uno de estos elementos tiene un peso estimado de 50 kg (490 N). Seleccionando un canal 'C' 300x50x3, se tiene que su peso propio es 9,19 kg/m (90 N/m).

El diagrama de momentos para cada canal se presenta Figura 5.8, donde se ve que el momento máximo es 347,3 Nm. Considerando un esfuerzo admisible de 1.440 kg/cm² (141 MPa) para el acero A37-24ES, se tiene que

$$W \geq \frac{M_{\max}}{\sigma_{adm}} = 2,46 \text{ cm}^3 \quad 5.38$$

Se tiene que para el canal seleccionado el valor W es 4,37 cm³, por lo que cumplen los requerimientos de flexión.

Por otro lado, se debe verificar el canal a torsión mediante la expresión

$$\tau_{adm} \geq \frac{T_{\max} \cdot t}{R} = 55,6 \text{ MPa} \quad 5.39$$

donde $T_{\max} = 66,77 \text{ Nm}$ es el torque máximo presente en el sistema, $t = 3 \text{ mm}$ es el espesor de los elementos y $R = 3.600 \text{ mm}^4$ es la resistencia torsional de la sección. Considerando $\tau_{adm} = \sigma_{adm}/2 = 70,5 \text{ MPa}$, se tiene que la sección cumple la sollicitación de torsión.

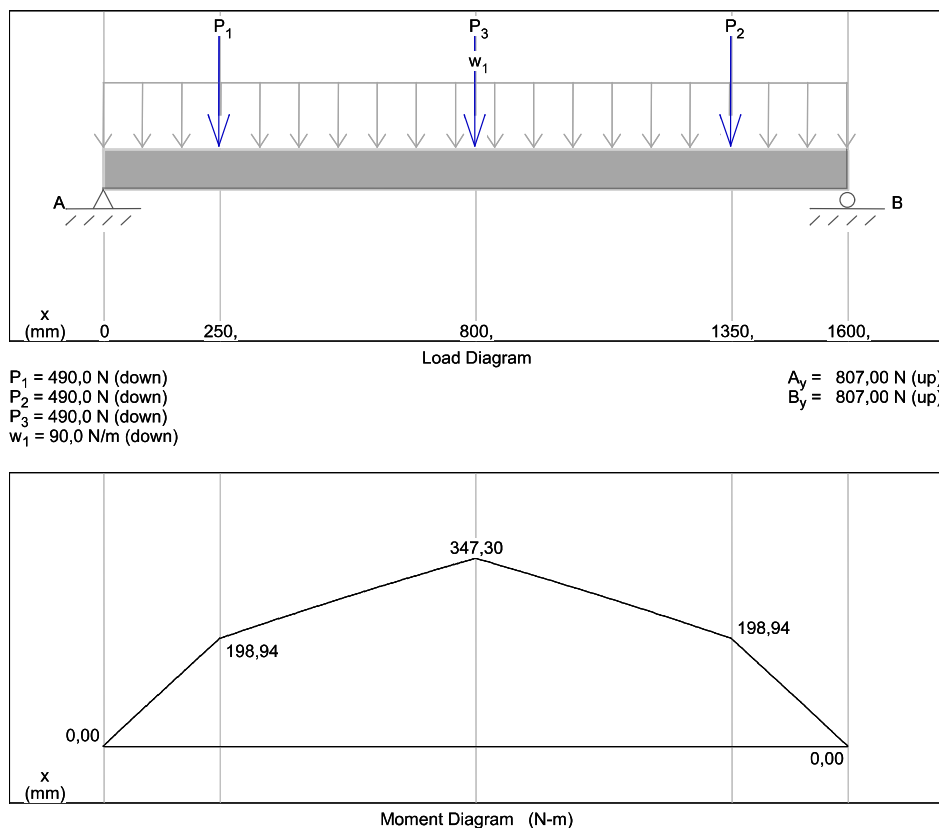


Figura 5.8: Diagrama de carga y momento.

Finalmente, se debe verificar el conjunto del bastidor para deflexión mediante la ecuación

$$\Delta = \frac{P \cdot L \cdot W}{G} \left[\frac{n_L \cdot R_L}{W} + \frac{n_T \cdot R_T}{L} \right]^{-1} \quad 5.40$$

donde $P = 13,5 \text{ kg}$ es la carga por torque de un motor, $L = 1.100 \text{ mm}$ es el largo, $W = 660 \text{ mm}$ es el ancho, $G = 0,8 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$, $n_L = 2$ es el número de los elementos longitudinales, $n_T = 3$ es el número de elementos transversales, $R_L = 3.600 \text{ mm}^4$ es la resistencia torsional de los elementos longitudinales y $R_T = 2.025 \text{ mm}^4$ es la resistencia torsional de los elementos transversales. Con estos valores, se tiene que

$$\Delta = 7,4 \text{ cm} \quad 5.41$$

El desplazamiento es excesivo, por lo que se debieron incorporar crucetas. La resistencia torsional de las crucetas de láminas 50x6 es

$$R_1 = 10,6 \cdot I_1 = 662.500 \text{ mm}^4 \quad 5.42$$

donde $I_1 = 62.500 \text{ mm}^4$ es el momento de inercia de la sección de $50 \text{ mm} \times 6 \text{ mm}$. Del mismo modo, la resistencia torsional de las crucetas de láminas 38x3 es

$$R_2 = 10,6 \cdot I_2 = 145.410 \text{ mm}^4 \quad 5.43$$

donde $I_2 = 13.718 \text{ mm}^4$ es el momento de inercia de la sección de 38 mm x 3 mm. Con esto, se tiene que la resistencia torsional total es

$$R_{total} = R_L + R_T + R_1 + R_2 = 813.535 \text{ mm}^4 \quad 5.44$$

El ángulo de torsión θ se calcula como

$$\theta = \frac{2 \cdot T_{max} \cdot L}{R_{total} \cdot G} = 0,0023 \text{ rad} = 0,132^\circ \quad 5.45$$

Para este ángulo de torsión, se tiene que el desplazamiento máximo es

$$\Delta_{max} = \frac{L \cdot \theta}{2} = 1,3 \text{ mm} \quad 5.46$$

Por lo tanto, el bastidor reforzado con crucetas cumple con todas las exigencias de carga impuestas.

Por último, se debe verificar el sistema de sujeción a la loza. La fuerza de tracción H impuesta sobre los pernos de anclaje, debido al torque del sistema de bombeo, es

$$H = \frac{2 \cdot T_{max}}{b} = 132,2 \text{ N} \quad 5.47$$

donde $b = 1.010 \text{ mm}$ la distancia entre los ejes de los pernos. Considerando acero A37-24ES para los 6 pernos, se tiene que el diámetro requerido es

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot H / 3}{\pi \cdot \sigma_{adm}}} = 0,63 \text{ mm} \quad 5.48$$

El diámetro extremadamente bajo requerido es producto de la carga muy pequeña que se produce sobre cada perno. Con esto, los pernos de 3/8" seleccionados cumplen con los requerimientos de carga. Para estos pernos, se tiene que la profundidad de anclaje mínimo es $8D$, es decir 76,2 mm.

5.6 CÁLCULO DE LOSA DE PISO

Se considera la carga máxima para vehículos livianos, la cual es $P_{max} = 1.600 \text{ kg}$. Considerando el largo $L = 6 \text{ m}$ y el ancho $B = 2,67 \text{ m}$, se tiene que

$$\varepsilon = \frac{L}{B} = 2,25 \quad 5.49$$

Para este valor, se tiene que el factor de apoyo es $\phi = 0,59$.

De las tablas de Czerny (ACI-318), se tiene que

$$m_x = 48,0 \text{ m}^{-1} \quad 5.50$$

$$m_y = 194,0 \text{ m}^{-1} \quad 5.51$$

$$m_{ex} = 23,6 \text{ m}^{-1} \quad 5.52$$

$$m_{ey} = 35,4 \text{ m}^{-1} \quad 5.53$$

De las tablas de Marcus (ACI-318), se tiene que

$$\Delta_x = 1,24 \text{ cm} \quad 5.54$$

$$\Delta_y = 1,60 \text{ cm} \quad 5.55$$

$$k = 0,0 \quad 5.56$$

Con esto, se tiene que los momentos son

$$M_x = P_{max}/m_x = 32,65 \quad 5.57$$

$$M_y = P_{max}/m_y = 8,25 \quad 5.58$$

$$M_{ex} = P_{max}/m_{ex} = 67,80 \quad 5.59$$

$$M_{ey} = P_{max}/m_{ey} = 45,20 \quad 5.60$$

El largo de inflexión l_i es

$$l_i = \varphi \cdot L = 354 \text{ cm} \quad 5.61$$

Con esto, se tiene que el espesor de losa e es

$$e = \frac{l_i}{\lambda} + r = 13,61 \text{ cm} \quad 5.62$$

donde $r = 3,5 \text{ cm}$ de recubrimiento y $\lambda = 35$ para losa de piso. Con esto, se tiene que el espesor de losa de diseño es

$$e = 15 \text{ cm} \quad 5.63$$

Seleccionando hormigón H-30 para losas, se tiene que la resistencia a la compresión es $f'_c = 30 \text{ MPa}$, la cuantía de balance es $\rho = 0,150$ y el factor de resistencia a flexión es $R = 38,5 \text{ kg/cm}^2$. Considerando el momento último $M_u = M_{ex} = 6.780 \text{ kg-cm}$, se tiene que el área de acero de refuerzo A_s requerida es

$$A_s = \frac{M_u}{R \cdot e} = 11,74 \text{ cm}^2 \quad 5.64$$

Para cumplir con este requerimiento, se ha seleccionado una doble malla ACMA C-139 $\phi 4,2@100$.

Esta losa fue calculada para tránsito de vehículos livianos, por lo que además satisface sin problemas los requerimientos de resistencia para soportar el bastidor para bombas.

5.7 CÁLCULO DEL SISTEMA DE CALEFACCIÓN [11]

5.7.1 Resumen de Resultados

El resumen de los resultados de cálculo térmico se presenta en la Tabla 5.3.

Tabla 5.3: Resumen de Resultados de Cálculos Térmicos.

Elemento	Potencia	Observaciones
Estanque		
- Calentamiento Inicial	7.870 W	Desde 5 °C hasta 20 °C en 18 horas.
- Mantenimiento de Temperatura	4.992 W	Mantenimiento a 20 °C.
Cañería 4"		
		Desde camión hacia estanque. Ver nota.
- Calentamiento Inicial	1.310 W/m	Desde 5 °C hasta 20 °C en 120 metros.
- Mantenimiento de Temperatura	22 W/m	Mantenimiento a 20 °C.
Cañería 2"		
		Desde estanque hacia generadores.
- Calentamiento Inicial	n/a	Petróleo ya se encuentra a 20 °C.
- Mantenimiento de Temperatura	16 W/m	Mantenimiento a 20 °C.

Nota: Los cálculos para la cañería de 4" fueron realizados a modo de referencia. Esta cañería se encuentra enterrada, por lo que se evaluará en terreno la necesidad de instalar elementos calefactores a lo largo de esta cañería en caso de que las características de flujo no sean las deseadas.

5.7.2 Cálculo del Calefactor del Estanque

El balance de calor para el estanque es

$$Q_c = Q_p + Q_t \quad 5.65$$

donde Q_c es la potencia calorífica suministrada por el calefactor, Q_p es la potencia calorífica necesaria para calefaccionar el petróleo desde la temperatura ambiente T_a a la temperatura interna T_h y Q_t es la potencia calorífica perdida hacia la tierra.

La potencia Q_p se calcula como

$$Q_p = \frac{m \cdot c_p \cdot (T_i - T_a)}{T_p} \quad 5.66$$

donde $m = 850 \text{ kg/m}^3 \times 20 \text{ m}^3 = 17.00 \text{ kg}$ y $c_p = 2.000 \text{ J/kg-K}$.

Se considera $T_i = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, la temperatura deseada al interior, y $T_a = 5 \text{ }^\circ\text{C}$, temperatura estimada del petróleo al descargarse al estanque. Considerando el tiempo de calentamiento $T_p = 18 \text{ hr}$, se tiene que

$$Q_p = 7.870 \text{ W} \quad 5.67$$

La potencia calorífica perdida hacia la tierra, Q_t , se calcula como

$$Q_t = A \cdot u \cdot (T_i - T_\infty) \quad 5.68$$

donde A es el área expuesta, u es el coeficiente global de transferencia hacia la tierra, y $T_\infty = -20 \text{ }^\circ\text{C}$ es la temperatura de equilibrio de la tierra circundante [12]. Otra manera de expresar esta ecuación es definiendo la resistencia térmica total $R_t = 1/Au$, resultando en la expresión

$$Q_t = \frac{T_i - T_\infty}{R_t} \quad 5.69$$

La resistencia térmica total R_t se calcula como

$$R_t = R_i + R_s + R_h \quad 5.70$$

donde R_i es la resistencia térmica interna del fluido, R_s es la resistencia térmica del estanque, y R_h es la resistencia térmica de la tierra.

La resistencia térmica interna R_i se calcula como

$$R_i = \frac{1}{h_i \cdot A_i} \quad 5.71$$

donde $A_i = 56,4 \text{ m}^2$ es el área interna y

$$h_i = Nu_D \frac{k}{D} \quad 5.72$$

donde $k = 0,1161 \text{ W/m-K}$, $D = 2,2 \text{ m}$, y

$$Nu_D = \left[0,6 + \frac{0,387 \cdot Ra_D^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right]^2 \quad 5.73$$

El número de Prandtl del petróleo es $Pr = 25,7$ [11], y el número de Rayleigh Ra_D es

$$Ra_D = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot D_c^3}{\alpha \cdot \nu} = 1,59 \cdot 10^9 \quad 5.74$$

con $g = 9,8 \text{ m/s}^2$, $\beta = 7 \times 10^{-4} \text{ K}^{-1}$, $\Delta T = 30 \text{ °C}$, $D_c = 100 \text{ mm}$, $\alpha = 7,09 \times 10^{-4} \text{ cm}^2/\text{s}$ y $\nu = 7,09 \times 10^{-4} \text{ cm}^2/\text{s}$.

Evaluando la Ecuación 5.73, se tiene que

$$Nu_D = 180 \quad 5.75$$

Evaluando la Ecuación 5.72, se tiene que

$$h_i = 209 \text{ W/m}^2\text{K} \quad 5.76$$

Finalmente, evaluando la Ecuación 5.71 se tiene que

$$R_i = 8,50 \times 10^{-5} \text{ K/W} \quad 5.77$$

La resistencia térmica del estanque R_s se calcula como

$$R_s = \frac{\ln(R_e / R_i)}{2 \cdot \pi \cdot k_s \cdot L} = 2,92 \times 10^{-6} \text{ K/W} \quad 5.78$$

donde $R_e = 1.106 \text{ mm}$ es el radio externo, $R_i = 1.100 \text{ mm}$ es el radio interno, $k_s = 54 \text{ W/m-K}$ y $L = 5,5 \text{ m}$ es el largo del estanque.

La resistencia térmica del terreno R_h se calcula como

$$R_s = \frac{\ln\left(\frac{R_e + d_t}{R_e}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_t \cdot L} = 7,92 \times 10^{-3} \text{ K/W} \quad 5.79$$

donde $R_e = 1.106 \text{ mm}$ es el radio externo, $d_t = 200 \text{ mm}$ es el espesor del terreno térmicamente afectado [12], $k_s = 54 \text{ W/m-K}$ y $L = 5,5 \text{ m}$ es el largo del estanque.

Evaluando la Ecuación 5.70, se tiene que

$$R_t = 0,00801 \text{ K/W} \quad 5.80$$

Finalmente, evaluando la Ecuación 5.69, se tiene que la potencia calorífica perdida hacia la tierra es

$$Q_t = 4.992 \text{ W} \quad 5.81$$

5.7.3 Cálculo de la Cinta Calefactora

5.7.3.1 Cañería de 4"

El balance de calor para el piping de 4" es

$$Q_c = Q_f + Q_p \quad 5.82$$

donde Q_c es la potencia calorífica suministrada por el calefactor, Q_f es la potencia calorífica necesaria para calentar el flujo de petróleo desde la temperatura T_{P1} a la temperatura T_{P2} , y Q_p es la potencia calorífica perdida hacia el ambiente.

La potencia calorífica necesaria para calentar el flujo es

$$Q_f = w \cdot c_p \cdot (T_{P1} - T_{P2}) = 157.250 \text{ W} \quad 5.83$$

donde $w = 5,24 \text{ kg/s}$ es el flujo másico para 370 L/min , $c_p = 2.000 \text{ J/kg-K}$, $T_{P1} = 5 \text{ °C}$ es la temperatura del petróleo desde el camión y $T_{P2} = 20 \text{ °C}$ es la temperatura de petróleo deseada. Si se considera un largo calefaccionado de 120 m , se tiene que se requiere un calefactor de

$$Q_f = 1.310 \text{ W/m} \quad 5.84$$

La potencia calorífica perdida hacia el ambiente, Q_p , se calcula como

$$Q_p = \frac{T_m - T_\infty}{R_t} \quad 5.85$$

donde $T = 12,5 \text{ °C}$ es la temperatura media del flujo y $T_\infty = -30 \text{ °C}$ es la temperatura ambiente. La resistencia térmica total R_t se calcula como

$$R_t = R_i + R_s + R_0 \quad 5.86$$

donde R_i es la resistencia térmica interna del fluido, R_s es la resistencia térmica de la cañería con su aislación, y R_0 es la resistencia térmica del aire externo.

La resistencia térmica interna R_i se calcula como

$$R_i = \frac{1}{h_i \cdot A_i} \quad 5.87$$

donde $A_i = 0,321 \text{ m}^2/\text{m}$ es el área interna por unidad de largo y

$$h_i = Nu_D \frac{k_i}{D_i} \quad 5.88$$

donde $k_i = 0,1161 \text{ W/m-K}$, $D_i = 102,26 \text{ mm}$, y

$$Nu_D = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} = 340 \quad 5.89$$

El número de Prandtl del petróleo es $Pr = 25,7$ y el número de Reynolds Re es

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu} = 4,22 \times 10^4 \quad 5.90$$

donde $V = 0,751 \text{ m/s}$ es la velocidad para un caudal de 120 L/min , $D = 102,26 \text{ mm}$ y $\nu = 1,82 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$.

Evaluando la Ecuación 5.88, se tiene que

$$h_i = 209 \text{ W/m}^2\text{K} \quad 5.91$$

Finalmente, evaluando la Ecuación 5.87 se tiene que

$$R_i = 0,00806 \text{ m-K/W} \quad 5.92$$

La resistencia térmica de la cañería aislada R_s se calcula como

$$R_s = \frac{\ln(r_1/r_i)}{2 \cdot \pi \cdot k_s \cdot L} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \cdot \pi \cdot k_a \cdot L} + \frac{\ln(r_0/r_2)}{2 \cdot \pi \cdot k_f \cdot L} = 1,90 \text{ m-K/W} \quad 5.93$$

donde $k_s = k_f = 54 \text{ W/m-K}$ es la conductividad del acero y $k_a = 0,037 \text{ W/m-K}$ es la conductividad del aislante. Los radios r se indican en la Figura 5.9. Para la cañería de 4", se tiene que $r_i = 51,13 \text{ mm}$, $r_1 = 57,15 \text{ mm}$, $r_2 = 88,9 \text{ mm}$ y $r_0 = 89,4 \text{ mm}$.

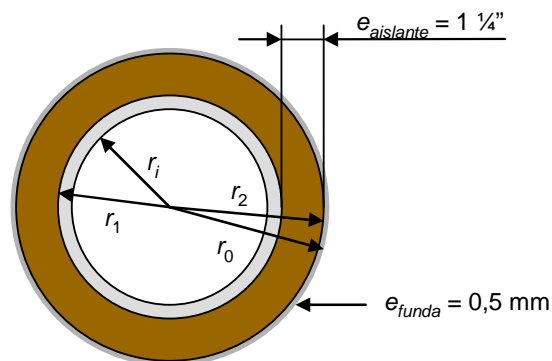


Figura 5.9: Esquema de cañería con aislación.

La resistencia térmica externa R_0 se calcula como

$$R_0 = \frac{1}{h_0 \cdot A_0} \quad 5.94$$

donde $A_0 = 0,459 \text{ m}^2/\text{m}$ es el área expuesta por unidad de largo y

$$h_0 = Nu_0 \frac{k_0}{D_0} \quad 5.95$$

donde $k_0 = 0,022 \text{ W/m-K}$, $D_0 = 146 \text{ mm}$, y

$$Nu_0 = 0,3 + \frac{0,62 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{1/3}}{\left[1 + \frac{0,4}{Pr^{2/3}}\right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re}{28200}\right)^{5/8}\right]^{4/5} \quad 5.96$$

El número de Prandtl del aire es $Pr = 0,72$ y el número de Reynolds Re es

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu} = 1,96 \times 10^5 \quad 5.97$$

donde $V = 15 \text{ m/s}$ es la velocidad supuesta del viento, $D = 146 \text{ mm}$ es el diámetro externo de la cañería con aislación y $\nu = 1,12 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$.

Evaluando la Ecuación 5.96 se tiene que

$$Nu_0 = 355 \quad 5.98$$

Evaluando la Ecuación 5.95, se tiene que

$$h_0 = 53,5 \text{ W/m}^2\text{K} \quad 5.99$$

Finalmente, evaluando la Ecuación 5.94 se tiene que

$$R_0 = 0,0407 \text{ m-K/W} \quad 5.100$$

Por lo tanto, evaluando la Ecuación 5.86, se tiene que

$$R_t = 1,95 \text{ m-K/W} \quad 5.101$$

Finalmente, evaluando la Ecuación 5.85, se tiene que la potencia calorífica perdida hacia el ambiente, por unidad de largo, es

$$Q_p = 22 \text{ W/m} \quad 5.102$$

5.7.3.2 Cañería de 2"

El balance de calor para el piping de 2" es

$$Q_c = Q_f + Q_p \quad 5.103$$

donde Q_c es la potencia calorífica suministrada por el calefactor, Q_f es la potencia calorífica necesaria para calentar el flujo de petróleo desde la temperatura T_{P1} a la temperatura T_{P2} , y Q_p es la potencia calorífica perdida hacia el ambiente. Ahora bien, la potencia calorífica necesaria para calentar el flujo es nula, pues $T_{P1} = T_{P2} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ya que el petróleo que llega hasta la cañería del 2" viene del estanque, el cual se encuentra calefaccionado.

La potencia calorífica perdida hacia el ambiente, Q_p , se calcula como

$$Q_p = \frac{T_m - T_{\infty}}{R_t} \quad 5.104$$

donde $T = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ es la temperatura media del flujo y $T_{\infty} = -30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ es la temperatura ambiente. La resistencia térmica total R_t se calcula como

$$R_t = R_i + R_s + R_0 \quad 5.105$$

donde R_i es la resistencia térmica interna del fluido, R_s es la resistencia térmica de la cañería con su aislación, y R_0 es la resistencia térmica del aire externo.

La resistencia térmica interna R_i se calcula como

$$R_i = \frac{1}{h_i \cdot A_i} \quad 5.106$$

donde $A_i = 0,165 \text{ m}^2/\text{m}$ es el área interna por unidad de largo y

$$h_i = Nu_i \frac{k_i}{D_i} \quad 5.107$$

donde $k_i = 0,1161 \text{ W/m-K}$, $D_i = 52,48 \text{ mm}$, y

$$Nu_i = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} = 236 \quad 5.108$$

El número de Prandtl del petróleo es $Pr = 25,7$ y el número de Reynolds Re es

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu} = 2,67 \times 10^4 \quad 5.109$$

donde $V = 0,925 \text{ m/s}$, $D = 52,48 \text{ mm}$ y $\nu = 1,82 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$.

Evaluando la Ecuación 5.107, se tiene que

$$h_i = 521 \text{ W/m}^2\text{K} \quad 5.110$$

Finalmente, evaluando la Ecuación 5.106 se tiene que

$$R_i = 0,01163 \text{ m-K/W} \quad 5.111$$

La resistencia térmica de la cañería aislada R_s se calcula como

$$R_s = \frac{\ln(r_1 / r_i)}{2 \cdot \pi \cdot k_s \cdot L} + \frac{\ln(r_2 / r_1)}{2 \cdot \pi \cdot k_a \cdot L} + \frac{\ln(r_0 / r_2)}{2 \cdot \pi \cdot k_i \cdot L} = 3,09 \text{ m-K/W} \quad 5.112$$

donde $k_s = k_i = 54 \text{ W/m-K}$ es la conductividad del acero y $k_a = 0,037 \text{ W/m-K}$ es la conductividad del aislante. Los radios r se indican en la Figura 5.9. Para la cañería de 2", se tiene que $r_i = 26,24 \text{ mm}$, $r_1 = 30,15 \text{ mm}$, $r_2 = 61,9 \text{ mm}$ y $r_0 = 62,4 \text{ mm}$.

La resistencia térmica externa R_0 se calcula como

$$R_0 = \frac{1}{h_0 \cdot A_0} \quad 5.113$$

donde $A_0 = 0,289 \text{ m}^2/\text{m}$ es el área expuesta por unidad de largo y

$$h_0 = Nu_0 \frac{k_0}{D_0} \quad 5.114$$

donde $k_0 = 0,022 \text{ W/m-K}$, $D_0 = 92,1 \text{ mm}$, y

$$Nu_0 = 0,3 + \frac{0,62 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{1/3}}{\left[1 + \frac{0,4}{Pr^{2/3}}\right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re}{28200}\right)^{5/8}\right]^{4/5} \quad 5.115$$

El número de Prandtl del aire es $Pr = 0,72$ y el número de Reynolds Re es

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu} = 1,23 \times 10^5 \quad 5.116$$

donde $V = 15$ m/s es la velocidad supuesta del viento, $D = 92,1$ mm es el diámetro externo de la cañería con aislación y $\nu = 1,12 \times 10^{-5}$ m²/s.

Evaluando la Ecuación 5.115 se tiene que

$$Nu_0 = 257 \quad 5.117$$

Evaluando la Ecuación 5.114, se tiene que

$$h_0 = 61,3 \text{ W/m}^2\text{K} \quad 5.118$$

Finalmente, evaluando la Ecuación 5.113 se tiene que

$$R_0 = 0,0564 \text{ m-K/W} \quad 5.119$$

Por lo tanto, evaluando la Ecuación 5.105, se tiene que

$$R_t = 3,16 \text{ m-K/W} \quad 5.120$$

Finalmente, evaluando la Ecuación 5.104, se tiene que la potencia calorífica perdida hacia el ambiente, por unidad de largo, es

$$Q_p = 16 \text{ W/m} \quad 5.121$$

5.8 CÁLCULO DE COMPONENTES ELÉCTRICOS

5.8.1 Cálculo de Consumo de Cinta Calefactora

Para el dimensionamiento de los componentes eléctricos necesarios para el consumo de la cinta calefactora, se considera un largo total de 40 m. La cinta calefactora seleccionada posee una potencia calorífica máxima de 5 W/ft (16,4 W/m), por lo que la potencia eléctrica máxima requerida se estima en

$$P_{\text{cinta}} = 656 \text{ W} \quad 5.122$$

Considerando la tensión de alimentación (380 V), se tiene que el consumo de corriente es

$$I_{\text{cinta}} = \frac{P}{\sqrt{3} \cdot V} = 0,996 \text{ A} \quad 5.123$$

5.8.2 Cálculo de Consumo de Calefactor de Estanque

El calefactor del estanque seleccionado consume una potencia calorífica máxima de

$$P_{calefactor} = 10 \text{ kW} \quad 5.124$$

Considerando la tensión de alimentación (380 V), se tiene que el consumo de corriente es

$$I_{calefactor} = \frac{P}{\sqrt{3} \cdot V} = 15,19 \text{ A} \quad 5.125$$

5.8.3 Cálculo de Consumo de Motores Eléctricos

El motor seleccionado es de 3,0 HP de potencia (2.238 W), de 380 V con un factor de potencia $\cos\phi = 0,85$. Por lo tanto, el consumo de corriente para cada motor es:

$$I_{motor} = \frac{P}{\sqrt{3} \cdot V \cdot \cos\phi} = 4,00 \text{ A} \quad 5.126$$

Este consumo corresponde al consumo del motor en estado estacionario. Sin embargo, el consumo de un motor en la partida puede ser hasta 7 veces el consumo en estado estacionario [9], por lo que la corriente de diseño para los elementos es

$$I_{motor}^* = 7 \cdot I_{motor} = 28 \text{ A} \quad 5.127$$

5.8.4 Selección de Componentes

La tabla de selección de componentes según los requerimientos eléctricos se presenta a continuación.

Tabla 5.4: Selección de Componentes Eléctricos

Ítem	Componente	Marca	Característica
1	Interruptor Automático Termo magnético	Merlín Gerin	3 x 50 A Regulable 40 kA
2	Interruptor Automático Termo magnético	Merlín Gerin	3 x 32 A 10 kA
3	Interruptor Automático Termo magnético	Merlín Gerin	3 x 40 A 15 kA
4	Interruptor Automático Termo magnético	Merlín Gerin	3 x 40 A 15 kA
5	Interruptor Automático Termo magnético	Merlín Gerin	3 x 10 A 15 kA
6	Interruptor Automático Termo magnético	Merlín Gerin	1 x 6 A 15 kA
7	Contacto Trifásico	Telemecanique	110 Vac 9 A
8	Contacto Trifásico	Telemecanique	111 Vac 9 A
9	Contacto Trifásico	Telemecanique	112 Vac 9 A
10	Contacto Trifásico	Telemecanique	110 Vac 9 A
11	Rele Térmico	Telemecanique	4 - 6 A
12	Rele Térmico	Telemecanique	4 - 6 A
13	Transformador	Transformadores mora	380 – 110 Vac, 500 VA
14	Fusible	Legrand	2 A 8,5 x 1,5 20 kA
15	Repartidor Modular	Legrand	125 A 500 Vac
16	Calefactor	Cromalox	10 kW
17	Cinta Calefactora	Cromalox	5 W/pie
18	Motor Inducción	Baldor	3 HP, 380 Vac 50HZ
19	Motor Inducción	Baldor	3HP, 380 Vac 50HZ

6 REFERENCIAS

- [1] Especificación Técnica: Sistema de Almacenamiento y Alimentación de Petróleo a Generadores Emergencia Ampliación Taller de Mantenimiento (Doc. N° A07M421-EJE-1130-ME-SPC-03004). CODELCO Chile – Vicepresidencia Corporativa de Proyectos.
- [2] Especificación Técnica: Condiciones del Lugar (Doc. N° A07M421-EJE-0000-ME-SPC-03001). CODELCO Chile – Vicepresidencia Corporativa de Proyectos.
- [3] Estanques de Petróleo y Aceites – Disposición General (Plano N° A07M421-EJE-1130-GA-PL-03006). CODELCO Chile – Vicepresidencia Corporativa de Proyectos.
- [4] Diagrama P & ID, Sistema Petróleo Taller y Generador de Emergencia (Plano N° A07M421-EJE-1100-PI-PL-03001). CODELCO Chile – Vicepresidencia Corporativa de Proyectos.
- [5] BS 2594:1975. Specification for Carbon Steel Welded Horizontal Cylindrical Storage Tanks.

- [6] JAWAD, Mann H. & FARR, James R. Structural Analysis and Design of Process Equipment. U.S.A.: Wiley, 1989.
- [7] NAYYAR, Mohinder L. Piping Handbook, Seventh Edition. U.S.A.: McGraw-Hill, 2000.
- [8] FOX, Robert W. & McDONALD, Alan T. Introduction to Fluid Mechanics. U.S.A: Wiley, 1973.
- [9] Sterling SIHI. Principios Básicos para el Diseño de Instalaciones de Bombas Centrífugas, Séptima Edición. U.S.A.: Sterling Fluid Systems Group, 2003.
- [10] BLODGETT, Omer. Design Of Weldments. U.S.A.:James F. Lincoln Arc Welding Foundation, 1963.
- [11] BEJAN, Adrian. Heat Transfer. U.S.A.: Wiley, 1993.
- [12] NÚÑEZ, Leonel. Estudio de Aislamiento Térmico del Piso de una Vivienda, por Medio de Hormigón Celular Espumado. Innovatec YNC Ltda., 2002.

Anexos

A.1 VICAN HEAVY DUTY PUMPS – PERFORMANCE CURVES

VICAN

Heavy Duty Pumps

PERFORMANCE CURVES

INLET CONDITIONS

The performance curves show "Based on 10 (or 15) in - Hg," which is the standard test condition. This is not the maximum vacuum capability of the pump.

EXTRA CLEARANCES

Extra clearances are required for higher viscosities as noted on the performance curves to reduce horsepower requirements and provide smooth pump operation. Extra clearances may also be required at elevated temperature.

MECHANICAL EFFICIENCY

The mechanical efficiency (expressed in percent) can be calculated using the following formula:

$$\text{Mech. efficiency} = \frac{(\text{Differential Pressure, PSI})(\text{Capacity, GPM})(100)}{(\text{Horsepower, BHP})(1715)}$$

RELIEF VALVES

Almost all pumps are equipped with internal relief valves to protect the pumps and systems from over pressure. These valves are not designed to operate as capacity regulating devices. The maximum differential operating pressure should be specified when the pump is ordered to ensure that the spring or springs will be capable of covering the required pressure range. Relief valves should be set at "complete bypass pressure" where the entire capacity of the pump is bypassing through the relief valve. The relationship between "cracking pressure" and "complete bypass pressure" varies depending on the pump and the application. Final setting of the valve should be made when the pump is installed and operating. If the relief valve is used strictly as an overpressure device for unusual circumstances the motor can be selected based on operating pressures. This assumes proper motor protection has been installed and a delay to reset is acceptable. If frequent full opening of the relief valve is required in the application the motor should be sized to cover or nearly cover the complete bypass setting.

NPSH (Net Positive Suction Head)

The NPSH_R (Net Positive Suction Head - Required by the pump) is given in the table below and applies for viscosities through 750 SSU. NPSH_A (Net Positive Suction Head - Available in the system) must be greater than NPSH_R.

NPSH_R Feet of Liquid - Specific Gravity 1.0.

PUMP SIZE	PUMP SPEED R.P.M.														
	100	125	155	190	230	280	350	420	520	640	780	950	1150	1450	1750
G,GX2,GG								1.8	2.0	2.2	2.6	3.1	3.9	5.6	7.6
H,HX4					1.7	1.8	1.9	2.1	2.4	2.8	3.4	4.5	6.2	9.5	13.5
K,KK			1.8	1.9	2.1	2.3	2.8	3.3	4.4	6.3	9.1				
L,LQ,LL	1.7	1.8	2.0	2.2	2.5	3.0	3.8	5.0	7.3	10.8					
Q	1.9	2.1	2.3	2.7	3.3	4.2	6.1	8.4	12.7						
M	2.1	2.3	2.8	3.4	4.3	6.0	9.0	12.7							
N	2.1	2.3	2.8	3.4	4.3	6.0	9.0								
R	2.7	3.2	4.2	5.8	8.2	11.9									

VICAN PUMP

P.O. Box 398, 661 Grove Avenue, Windsor, Ontario N9A 6M3

Phone: 519-256-5438

1-888-845-7867

Fax: 519-256-5070

