

## ANEXO III





## ÍNDICE

|          |  |    |
|----------|--|----|
| III.1.   | Tanques.....                                 | 7  |
| III.1.1. | TK-101.....                                  | 7  |
| III.1.2. | TK-109.....                                  | 13 |
| III.2.   | Agitadores.....                              | 20 |
| III.2.1. | Agitador A-101.....                          | 20 |
| III.3.   | Fermentador.....                             | 27 |
| III.4.   | Reactor .....                                | 35 |
| III.5.   | Intercambiador de calor .....                | 38 |
| III.5.1. | HE-101 .....                                 | 39 |
| III.6.   | Tuberías.....                                | 45 |
| III.6.1. | Tuberías succión-impulsión bomba P-101 ..... | 45 |
| III.6.2. | Tubería 3/8"-CF-114-80SS2.....               | 53 |
| III.7.   | Bombas.....                                  | 58 |
| III.7.1. | Bomba P-101.....                             | 58 |
| III.8.   | Refrigeración.....                           | 64 |
| III.8.1. | U-100.....                                   | 64 |
| III.8.2. | U-200.....                                   | 70 |
| III.9.   | Lavado .....                                 | 74 |



## ÍNDICE DE TABLAS

|   |    |
|---|----|
| Tabla 1.1. Datos de partida .....   | 7  |
| Tabla 1.2. Características tanque .....   | 8  |
| Tabla 1.3. Condiciones de diseño TK-101.....  | 9  |
| Tabla 1.4. Tensiones máximas admisibles para condiciones de diseño.<br>Fuente: API 650 (2007). .....                      | 10 |
| Tabla 1.5. Tensiones máximas admisibles para prueba hidrostática. Fuente:<br>API 650 (2007). .....                        | 10 |
| Tabla 1.6. Tensiones y espesores .....  | 10 |
| Tabla 1.7. Mínimo espesor del cuerpo. Fuente: API 650 (2007). .....   | 11 |
| Tabla 1.8. Parámetros diseño del fondo de tanques.....  | 11 |
| Tabla 1.9. Diseño del techo de tanques .....  | 12 |
| Tabla 1.10. Tensiones admisibles. Fuente: API 650 (2007). .....   | 13 |
| Tabla 1.11. Módulos de elasticidad. Fuente: API 650.....  | 13 |
| Tabla 1.12. Datos de partida tanque horizontal .....  | 13 |
| Tabla 1.13. Características del tanque.....   | 14 |
| Tabla 1.14. Condiciones de diseño del tanque horizontal .....   | 15 |
| Tabla 1.15. Máximas tensiones admisibles para condiciones de diseño.<br>Fuente: API 650 (2007) .....                      | 16 |
| Tabla 1.16. Máximas tensiones admisibles por prueba hidrostática. Fuente:<br>API 650 (2007).....                          | 16 |
| Tabla 1.17. Tensiones y espesores.....  | 16 |
| Tabla 1.18. Características del fondo .....   | 17 |
| Tabla 1.19. Características de diseño del techo.....  | 18 |
| Tabla 1.20. Tensiones admisibles. Fuente: API 650 (2007). .....   | 18 |
| Tabla 1.21. Módulos de elasticidad. Fuente: API 650.....  | 19 |
| Tabla 2.1. Datos de partida agitador .....  | 20 |
| Tabla 2.2. Características del techo del agitador .....   | 21 |
| Tabla 2.3. Tensiones admisibles. Fuente: API 650 (2007).....  | 22 |
| Tabla 2.4. Módulo de elasticidad. Fuente: API 650. (2007) .....   | 22 |
| Tabla 2.5. Características para el cálculo del área del techo en agitadores ..  | 23 |
| Tabla 2.6. Especificaciones del agitador .....  | 24 |
| Tabla 2.7. Coeficiente de la potencia de agitación en función del tipo de<br>agitador. Fuente: COULSON & RICHARDSON. .... | 25 |
| Tabla 2.8. N° de Reynolds y n° Froude.....  | 25 |
| Tabla 2.9. Número de potencia y potencia del agitador.....  | 25 |
| Tabla 3.1. Datos de partida diseño del fermentador .....  | 28 |
| Tabla 3.2. Características del fermentador .....  | 28 |
| Tabla 3.3. Máximas tensiones admisibles para condiciones de diseño. Fuente:<br>API 650.....                               | 29 |



### ANEXO III

|  |    |
|--|----|
| Tabla 3.4. Máximas tensiones admisibles por prueba hidrostática. Fuente: API 650.....                                | 29 |
| Tabla 3.5. Tensiones y espesores.....  | 29 |
| Tabla 3.6. Especificaciones del fondo del fermentador.....   | 30 |
| Tabla 3.7. Tensiones admisibles. Fuente: API 650. ....   | 31 |
| Tabla 3.8. Módulo de elasticidad. Fuente: API 650. ....  | 31 |
| Tabla 3.9. Características de diseño del techo del fermentador .....   | 31 |
| Tabla 3.10. Parámetros del sistema de agitación del fermentador.....   | 33 |
| Tabla 3.11. Coeficiente para el cálculo de la potencia del agitador. Fuente: COULSON & RICHARDSON. ....              | 33 |
| Tabla 3.12. N° Reynolds y n° Froude. ....  | 33 |
| Tabla 3.13. Valor del n° de potencia y de la potencia del agitador.....  | 33 |
| Tabla 4.1. Datos de partida diseño del reactor. ....   | 35 |
| Tabla 4.2. Parámetros del reactor. ....  | 35 |
| Tabla 4.3. Parámetros del sistema de agitación del reactor. ....   | 36 |
| Tabla 4.4. Valores del n° de Reynolds y n° de Froude.....  | 36 |
| Tabla 4.5. Valor del n° de potencia y de la potencia del agitador del reactor. ....                                  | 36 |
| Tabla 5.1. Datos de partida para el diseño del intercambiador de calor. ....   | 39 |
| Tabla 5.2. Necesidades de flujo y de calor. ....   | 40 |
| Tabla 5.3. Valores de flujo de agua refrigerada necesarios. ....   | 40 |
| Tabla 6.1. Datos de partida diseño de tubería(succión-impulsión) .....   | 46 |
| Tabla 6.2. Datos de la tubería de impulsión .....  | 46 |
| Tabla 6.3. Especificaciones de diseño de tubería de impulsión .....  | 47 |
| Tabla 6.4. Valor del coeficiente K para las distintas pérdidas locales. Fuente: Elaboración propia .....             | 48 |
| Tabla 6.5. Valores necesarios para el cálculo del factor de fricción de la tubería de impulsión .....                | 49 |
| Tabla 6.6. Valores de cálculo de pérdida de carga por fricción (tubería impulsión) .....                             | 49 |
| Tabla 6.7. Datos de tubería normalizados. Fuente: ASME B36.19M-2004 ....   | 50 |
| Tabla 6.8. Parámetros que definen la tubería seleccionada de impulsión ....  | 50 |
| Tabla 6.9. Datos de la tubería de succión.....   | 51 |
| Tabla 6.10. Especificaciones de diseño de la tubería de succión .....  | 51 |
| Tabla 6.11. Datos necesarios para el cálculo de pérdida de carga y factor de fricción de la tubería de succión ..... | 51 |
| Tabla 6.12. Valores de cálculo de pérdida de carga por fricción (tubería succión).....                               | 52 |
| Tabla 6.13. Datos de tubería normalizados. Fuente: ASME B36.19M-2004..   | 53 |
| Tabla 6.14. Parámetros que definen la tubería seleccionada de succión .....  | 53 |
| Tabla 6.15. Datos de partida tubería por gravedad .....  | 53 |
| Tabla 6.16. Datos de la tubería por gravedad .....   | 54 |



### ANEXO III

|   |    |
|---|----|
| Tabla 6.17. Especificaciones de diseño de la tubería por gravedad.....  | 54 |
| Tabla 6.18. Datos necesarios para el cálculo de pérdida de carga y factor de fricción de la tubería por gravedad .....  | 55 |
| Tabla 6.19. Valores de cálculo de pérdida de carga por fricción (tubería por gravedad) .....  | 56 |
| Tabla 6.20. Datos de tubería normalizados. Fuente: ASME B36.19M-2004 .  | 56 |
| Tabla 6.21. Parámetros que definen la tubería por gravedad seleccionada..   | 57 |
| Tabla 7.1. Datos de partida para el diseño de la bomba .....  | 58 |
| Tabla 7.2. Datos de las tuberías entre las que se encuentra la bomba. ....  | 59 |
| Tabla 7.3. Características de los puntos entre los que se encuentra la bomba .....  | 59 |
| Tabla 7.4. Características calculadas de la bomba .....   | 61 |
| Tabla 7.5. Datos de la curva de la bomba .....  | 61 |
| Tabla 8.1. Datos de tubería normalizados. Fuente: ASME B36.10M-2004 ...   | 65 |
| Tabla 8.2. Valor del coeficiente K para las distintas pérdidas locales. Fuente: Elaboración propia.....   | 65 |
| Tabla 8.3. L, Dint, v, f, nº codos de las corrientes del circuito de refrigeración .....  | 66 |
| Tabla 8.4. Nº de válvulas de paso, válvulas de estrechamiento, válvulas para compensar pérdidas (cerrdas $\frac{1}{2}$ , $\frac{3}{4}$ y $\frac{1}{4}$ ) y pérdidas por fricción de las corrientes del circuito de refrigeración. ....  | 66 |
| Tabla 8.5. Pérdidas de los equipos intermedios .....  | 67 |
| Tabla 8.6. Datos de los puntos 1 y 2 entre los que se encuentra la bomba P-118 .....  | 68 |
| Tabla 8.7. Puntos de funcionamiento para los diferentes circuitos de la bomba P-118A.....   | 69 |
| Tabla 8.8. Punto de funcionamiento para los diferentes circuitos de la bomba P-118B .....   | 69 |
| Tabla 8.9. L, Dint, v, f, nº codos de las corrientes del circuito de refrigeración .....  | 70 |
| Tabla 8.10. Nº de válvulas de paso, válvulas de estrechamiento, válvulas para compensar pérdidas (cerrdas $\frac{1}{2}$ , $\frac{3}{4}$ y $\frac{1}{4}$ ) y pérdidas por fricción de las corrientes del circuito de refrigeración. .... | 71 |
| Tabla 8.11. Pérdidas en la camisa de los agitadores.....  | 71 |
| Tabla 8.12. Datos de los puntos 1 y 2 entre los que se encuentra la bomba P-208 .....   | 71 |
| Tabla 8.13. Puntos de funcionamiento para los diferentes circuitos de la bomba P-208A.....  | 72 |
| Tabla 8.14. Puntos de funcionamiento para los diferentes circuitos de la bomba P-208B.....  | 72 |



### ANEXO III

|  |    |
|--|----|
| Tabla 9.1. Datos de partida para el diseño de tuberías del circuito de lavado.             | 74 |
| Tabla 9.2. Resultados de las tuberías del circuito de lavado.                              | 74 |
| Tabla 9.3. Datos de partida para el cálculo de la bomba de lavado.                         | 75 |
| Tabla 9.4. Puntos de funcionamiento, potencia, NPSHd de las bombas del circuito de lavado. | 75 |

### ÍNDICE DE GRÁFICAS

|   |    |
|---|----|
| Gráfica 2-1. Tipo de agitador en función del volumen del tanque y de la viscosidad de la mezcla. Fuente: Peny 1970. | 20 |
| Gráfica 6-1. Diagrama de Moody  | 49 |
| Gráfica 6-2. Diagrama de Moody  | 52 |
| Gráfica 6-3. Diagrama de Moody.   | 55 |
| Gráfica 7-1. Curva de la bomba calculada  | 62 |
| Gráfica 7-2. Curva de bomba comercial.  | 63 |
| Gráfica 8-1. Curva de la bomba comercial. Fuente: Lutz.   | 69 |
| Gráfica 8-2. Gráfica de la bomba comercial. Fuente: Lutz.   | 73 |
| Gráfica 9-1. Gráfica de la bomba comercial  | 76 |

### ÍNDICE DE ECUACIONES

|                |    |
|----------------|----|
| Ecuación 1-1.  | 8  |
| Ecuación 1-2.  | 8  |
| Ecuación 1-3.  | 8  |
| Ecuación 1-4.  | 8  |
| Ecuación 1-5.  | 9  |
| Ecuación 1-6.  | 9  |
| Ecuación 1-7.  | 9  |
| Ecuación 1-8.  | 9  |
| Ecuación 1-9.  | 11 |
| Ecuación 1-10. | 12 |
| Ecuación 1-11. | 14 |
| Ecuación 1-12. | 14 |
| Ecuación 1-13. | 14 |
| Ecuación 1-14. | 14 |
| Ecuación 1-15. | 14 |
| Ecuación 1-16. | 15 |
| Ecuación 1-17. | 15 |
| Ecuación 1-18. | 17 |



|                    |    |
|--------------------|----|
| Ecuación 1-19..... | 17 |
| Ecuación 2-1.....  | 21 |
| Ecuación 2-2.....  | 22 |
| Ecuación 2-3.....  | 22 |
| Ecuación 2-4.....  | 23 |
| Ecuación 2-5.....  | 25 |
| Ecuación 2-6.....  | 25 |
| Ecuación 5-1.....  | 39 |
| Ecuación 5-2.....  | 40 |
| Ecuación 5-3.....  | 40 |
| Ecuación 5-4.....  | 40 |
| Ecuación 5-5.....  | 41 |
| Ecuación 5-6.....  | 41 |
| Ecuación 5-7.....  | 42 |
| Ecuación 5-8.....  | 42 |
| Ecuación 6-1.....  | 46 |
| Ecuación 6-2.....  | 46 |
| Ecuación 6-3.....  | 47 |
| Ecuación 6-4.....  | 47 |
| Ecuación 6-5.....  | 48 |
| Ecuación 6-6.....  | 48 |
| Ecuación 7-1.....  | 59 |
| Ecuación 7-2.....  | 60 |
| Ecuación 7-3.....  | 60 |
| Ecuación 7-4.....  | 60 |
| Ecuación 7-5.....  | 60 |
| Ecuación 7-6.....  | 60 |
| Ecuación 8-1.....  | 67 |

## ÍNDICE DE FIGURAS

|  |    |
|--|----|
| Figura 7-1. Esquema de la situación de la bomba..... | 60 |
| FIGURA 8-1. ESQUEMA REFRIGERACIÓN U-100.....         | 64 |
| Figura 8-2 <i>Esquema refrigeración U-200</i> .....  | 70 |





### III.1. Tanques

Se considera tanque atmosférico aquellos recipientes cuya presión interna es menor que 2,5 barg

- Código de diseño utilizado: **API 650: Welded Steel Tanks for Oil Storage**
- Criterio de diseño: capacidad
- Sobredimensionamiento 20%
- Material: acero inoxidable 316. El proceso requiere elevada pureza.
- Para tanques de almacenamiento:
  - Menos de 4m<sup>3</sup> utilizar tanques verticales.
  - Entre 4m<sup>3</sup> y 40m<sup>3</sup> utilizar tanques horizontales.
  - Más de 40m<sup>3</sup> utilizar tanques verticales.
- Presión de diseño:
  - De 0 a 1 bara → 3.5 barg
  - 1 bara → la mayor de:
    - $P_{\text{diseño}} = 1.1 \cdot P_{\text{operación}}$
    - $P_{\text{diseño}} = P_{\text{shut off}} \rightarrow$  si hay una bomba aguas arriba y una válvula aguas abajo
    - $P_{\text{diseño}} = P_{\text{alivio (PSV)}} \rightarrow$  válvula de seguridad
- Temperatura de diseño:
  - $T > 0\text{ }^{\circ}\text{C} \rightarrow$  La mayor de:
    - $T_{\text{diseño}} = T_{\text{operación}} + 20\text{ }^{\circ}\text{C}$
    - $T_{\text{diseño}} = T_{\text{máx.operación}} + 5\text{ }^{\circ}\text{C}$
  - $T < 0\text{ }^{\circ}\text{C} \rightarrow T_{\text{diseño}} = T_{\text{operación}} - 5\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Ratio L/D:
  - $P < 17.5\text{ barg} \rightarrow L/D = 1,5 \text{ a } 3$
  - $17.5 < P < 35\text{ barg} \rightarrow L/D = 3 \text{ a } 4$
  - $P > 35\text{ barg} \rightarrow L/D = 4 \text{ a } 6$

En el diseño se considera tanques cuyo fondo está uniformemente soportado. Si el tanque es diseñado con junta frágil, no requiere de venteo de emergencia. Los tanques de este proyecto van a ser de junta frágil.

#### III.1.1. TK-101

Tanque que contiene tampón de sonicación.

Datos de partida:

Tabla 1.1. Datos de partida

|          |      |                   |
|----------|------|-------------------|
| Densidad | 1000 | kg/m <sup>3</sup> |
|----------|------|-------------------|



### ANEXO III

|                |       |                |
|----------------|-------|----------------|
| Vliq           | 0,008 | m <sup>3</sup> |
| L/D            | 1,5   | VERTICAL       |
| Presión op.    | 1     | bar            |
| TMO            | 25    | °C             |
| T° op.         | 20    | °C             |
| Tiempo de vida | 30    | años           |

Cálculos justificativos:

$$V_{\text{tanque}} = 1,20 \cdot V_{\text{liq}} \quad \text{Ecuación 1-1}$$

$$D = \frac{4 \cdot V_{\text{tanque}}}{\left(\frac{L}{D} \cdot \pi\right)^{\frac{1}{3}}} \quad \text{Ecuación 1-2}$$

$$L = \frac{L}{D} \cdot D \quad \text{Ecuación 1-3}$$

$$H = \frac{4 \cdot V_{\text{liq}}}{\pi \cdot D^2} \quad \text{Ecuación 1-4}$$

Donde:

$V_{\text{tanque}}$ : volumen total del tanque;

$V_{\text{liq}}$ : volumen que hay de líquido;

$D$ : diámetro del tanque;

$L$ : longitud del tanque;

$H$ : altura del líquido.

Tabla 1.2. Características tanque

|                     |       |                |
|---------------------|-------|----------------|
| $V_{\text{tanque}}$ | 0,01  | m <sup>3</sup> |
| $D$                 | 0,204 | m              |
| $L$                 | 0,306 | m              |
| $H$                 | 0,245 | m              |

Para calcular la presión de operación hay que conocer antes la presión máxima de operación:



### ANEXO III

$$PMO = P_{atm} + \rho g H$$

Ecuación 1-5

$$PMO = 1,02 \text{ bar}$$

Por lo tanto, debido a las bases comentadas anteriormente para la presión de diseño, esta será 3,5 barg.

La temperatura de diseño se calcula de la siguiente manera:

$$T_{diseño} = T_{operación} + 20^{\circ}\text{C}$$

Ecuación 1-6

Por lo tanto:

Tabla 1.3. Condiciones de diseño TK-101

|                     |     |      |
|---------------------|-----|------|
| P <sub>diseño</sub> | 3,5 | barg |
| T <sub>diseño</sub> | 40  | °C   |

#### DISEÑO DEL CUERPO

El tanque va a constar de un único anillo debido a su pequeño tamaño. A continuación, se va a calcular el espesor por pruebas de diseño (td) y espesor por prueba hidrostática (tt) de dicho anillo. Se utiliza el mayor de ambos.

$$t_d = \frac{4,9 \cdot D \cdot (H - 0,3) \cdot G}{S_d} + CA$$

Ecuación 1-7

$$t_t = \frac{4,9 \cdot D \cdot (H - 0,3)}{S_t}$$

Ecuación 1-8

Siendo:

S<sub>d</sub>: máxima tensión admisible para condiciones de diseño, MPa.

S<sub>t</sub>: máxima tensión admisible para prueba hidrostática, MPa.

G: densidad relativa.

CA: espesor por corrosión (mm). En este caso 0,1mm/año, para la vida útil de 30 años.



### ANEXO III

Las máximas tensiones admisibles se obtienen de tablas del código API 650.

Tabla 1.4. Tensiones máximas admisibles para condiciones de diseño. Fuente: API 650 (2007).

Table S-2a—(SI) Allowable Stresses for Tank Shells.

| Type  | Min. Yield<br>MPa | Min. Tensile<br>MPa | Allowable Stress ( $S_d$ ) (in MPa) for Maximum Design Temperature Not Exceeding |      |       |       |       | $S_f$ Ambient |
|-------|-------------------|---------------------|--|------|-------|-------|-------|---------------|
|       |                   |                     | 40°C   | 90°C | 150°C | 200°C | 260°C |               |
| 201-1 | 260               | 515                 | 155  | 136  | 125   | 121   | --    | 234           |
| 201LN | 310               | 655                 | 197  | 172  | 153   | 145   | 143   | 279           |
| 304   | 205               | 515                 | 155  | 155  | 140   | 128   | 121   | 186           |
| 304L  | 170               | 485                 | 145  | 132  | 119   | 109   | 101   | 155           |
| 316   | 205               | 515                 | 155  | 155  | 145   | 133   | 123   | 186           |
| 316L  | 170               | 485                 | 145  | 131  | 117   | 107   | 99    | 155           |
| 317   | 205               | 515                 | 155  | 155  | 145   | 133   | 123   | 186           |
| 317L  | 205               | 515                 | 155  | 155  | 145   | 133   | 123   | 186           |

Tabla 1.5. Tensiones máximas admisibles para prueba hidrostática. Fuente: API 650 (2007).

Table S-3a—(SI) Allowable Stresses for Plate Ring Flanges

| Type  | Allowable Stress ( $S_f$ ) (in MPa) for Maximum Design Temperature Not Exceeding |      |       |       |       |
|-------|--|------|-------|-------|-------|
|       | 40°C   | 90°C | 150°C | 200°C | 260°C |
| 201-1 | 155  | 133  | 115   | 104   | --    |
| 201LN | 197  | 167  | 151   | 143   | 138   |
| 304   | 140  | 115  | 103   | 95    | 89    |
| 304L  | 117  | 99   | 88    | 81    | 75    |
| 316   | 140  | 119  | 107   | 99    | 92    |
| 316L  | 117  | 97   | 87    | 79    | 73    |
| 317   | 140  | 119  | 108   | 99    | 92    |
| 317L  | 140  | 119  | 108   | 99    | 92    |

Tabla 1.6. Tensiones y espesores

|    |        |     |
|----|--------|-----|
| sd | 186    | MPa |
| st | 140    | MPa |
| td | 2,999  | mm  |
| tt | -0,001 | mm  |



### ANEXO III

Hay que tener en cuenta el espesor mínimo nominal.

Tabla 1.7. Mínimo espesor del cuerpo. Fuente: API 650 (2007).

| Diámetro Nominal (m) | Espesor Nominal (mm) |
|----------------------|----------------------|
| $D < 15$             | 5                    |
| $15 \leq D < 36$     | 6                    |
| $36 \leq D \leq 60$  | 8                    |
| $D > 60$             | 10                   |

Se escoge el mayor de los 3 expuestos, en este caso será 5mm.

#### DISEÑO DEL FONDO

El fondo del tanque va a constar de una sola pieza con forma de Domo toriesférico.

La presión máxima de trabajo viene determinada por:

$$P = \frac{SEt}{0,885R + 0,1t}$$

Ecuación 1-9

Siendo:

S: máxima tensión admisible para condiciones de diseño, MPa.

E: eficacia de soldadura según ASME AW12.

R: radio del domo, mm. Para este caso de geometría, el radio del domo es igual al diámetro del tanque.

T: espesor calculado, mm.

Tabla 1.8. Parámetros diseño del fondo de tanques

|                   |         |     |
|-------------------|---------|-----|
| S                 | 186     | MPa |
| E                 | 0,7     |     |
| $R_{\text{domo}}$ | 203,989 | mm  |
| t                 | 5       | mm  |
| P                 | 3,596   | MPa |



Se comprueba que la presión máxima de trabajo hallada es mayor que la presión de diseño, 3,5 barg, que son 0,456 MPa.

### DISEÑO DEL TECHO

Será techo domo autosoportado.

El mínimo espesor del techo vendrá dado por:

$$t_d = 141 \cdot R \sqrt{\frac{P_h}{E}} + CA \quad \text{o} \quad 5 \text{ mm} \quad \text{Ecuación 1-10}$$

Siendo:

R: radio del tanque

Ph: tensión admisible para placas de techo, se encuentra en tablas de código API 650.

CA: espesor por corrosión, mm. En este caso 0,1 mm/año, para la vida útil de 30 años.

E: módulo de elasticidad, tablas de código API 650.

Tabla 1.9. Diseño del techo de tanques

|                 |         |     |
|-----------------|---------|-----|
| R               | 0,102   | m   |
| Ph              | 205,000 | MPa |
| E               | 194000  | MPa |
| td              | 3,467   | mm  |
| espesor nominal | 5,000   | mm  |



### ANEXO III

Tabla 1.10. Tensiones admisibles. Fuente: API 650 (2007)

Table S-5a—(SI) Yield Strength Values in MPa

| Type  | Yield Strength (in MPa) for Maximum Design Temperature Not Exceeding |      |       |       |       |
|-------|--|------|-------|-------|-------|
|       | 40°C   | 90°C | 150°C | 200°C | 260°C |
| 201-1 | 260  | 199  | 172   | 157   | --    |
| 201LN | 310  | 250  | 227   | 214   | 207   |
| 304   | 205  | 170  | 155   | 143   | 134   |
| 304L  | 170  | 148  | 132   | 121   | 113   |
| 316   | 205  | 178  | 161   | 148   | 137   |
| 316L  | 170  | 145  | 130   | 119   | 110   |
| 317   | 205  | 179  | 161   | 148   | 138   |
| 317L  | 205  | 179  | 161   | 148   | 138   |

Notes:

1. Interpolate between temperatures.
2. Reference: Table Y-1 of ASME Section II, Part D.

Tabla 1.11. Módulos de elasticidad. Fuente: API 650

Table S-6a—(SI) Modulus of Elasticity at the Maximum Design Temperature

| Maximum Design Temperature<br>(°C) Not Exceeding | Modulus of Elasticity (MPa) |
|--|-----------------------------|
| 40   | 194,000                     |
| 90   | 190,000                     |
| 150  | 186,000                     |
| 200  | 182,000                     |
| 260  | 179,000                     |

Note: Interpolate between temperatures.

Nota: en este caso no hay valor para temperatura ambiente, se ha cogido el de la menor temperatura para la que hay datos. Para temperaturas menores el valor de la tensión y de la elasticidad darían un valor del espesor menor, luego es válido coger el espesor nominal de 5 mm.

#### III.1.2. TK-109

Tanque que contiene biomasa residual.

Se parte del requerimiento de un tanque de 1000L de capacidad. En este equipo se irá depositando la biomasa residual del proceso, hasta que este se llene, entonces vendrá una empresa externa a vaciarlo.

Datos de partida:

Tabla 1.12. Datos de partida tanque horizontal

|          |      |                   |
|----------|------|-------------------|
| Densidad | 1000 | kg/m <sup>3</sup> |
| Vtanque  | 1    | m <sup>3</sup>    |



### ANEXO III

|                |     |            |
|----------------|-----|------------|
| L/D            | 1,5 | HORIZONTAL |
| Presión op.    | 1   | bar        |
| TMO            | 25  | °C         |
| T° op.         | 20  | °C         |
| Tiempo de vida | 30  | años       |

Cálculos justificativos:

$$V_{\text{líquido}} = 0,80 \cdot V_{\text{tanque}}$$

Ecuación 1-11

$$D = \frac{4 \cdot V_{\text{tanque}}}{\left(\frac{L}{D} \cdot \pi\right)^{\frac{1}{3}}}$$

Ecuación 1-12

$$L = \frac{L}{D} \cdot D$$

Ecuación 1-13

$$H = \frac{4 \cdot V_{\text{liq}}}{\pi \cdot D^2}$$

Ecuación 1-14

Donde:

$V_{\text{tanque}}$ : volumen total del tanque;

$V_{\text{liq}}$ : volumen total de líquido;

D: diámetro del tanque;

L: longitud del tanque;

H: altura del líquido.

Tabla 1.13. Características del tanque

|                     |       |                |
|---------------------|-------|----------------|
| $V_{\text{tanque}}$ | 1     | m <sup>3</sup> |
| D                   | 0,947 | m              |
| L                   | 1,420 | m              |
| H                   | 0,847 | m              |

Para calcular la presión de operación hay que conocer antes la presión máxima de operación:

$$P_{\text{MO}} = P_{\text{atm}} + \rho g H$$

Ecuación 1-15





### ANEXO III

$$PMO = 1,1 \text{ bar}$$

Por lo tanto:

Tabla 1.14. Condiciones de diseño del tanque horizontal

|         |     |      |
|---------|-----|------|
| Pdiseño | 3,5 | barg |
| Tdiseño | 40  | °C   |

#### DISEÑO DEL CUERPO

El tanque va a constar de un único anillo debido a su pequeño tamaño. A continuación, se va a calcular el espesor por pruebas de diseño (td) y espesor por prueba hidrostática (tt) de dicho anillo. Se utiliza el mayor de ambos.

$$td = \frac{4,9 \cdot D \cdot (H - 0,3) \cdot G}{Sd} + CA \quad \text{Ecuación 1-16}$$

$$tt = \frac{4,9 \cdot D \cdot (H - 0,3)}{St} \quad \text{Ecuación 1-17}$$

Siendo:

Sd: máxima tensión admisible para condiciones de diseño, MPa.

St: máxima tensión admisible para prueba hidrostática, MPa.

G: densidad relativa.

CA: espesor por corrosión (mm). En este caso 0,1mm/año, para la vida útil de 30 años.

Las máximas tensiones admisibles se obtienen de tablas del código API 650.



Tabla 1.15. Máximas tensiones admisibles para condiciones de diseño. Fuente: API 650 (2007)

Table S-2a—(SI) Allowable Stresses for Tank Shells.

| Type  | Min. Yield<br>MPa | Min. Tensile<br>MPa | Allowable Stress ( $S_d$ ) (in MPa) for Maximum Design Temperature Not Exceeding |      |       |       |       | $S_t$ Ambient |
|-------|-------------------|---------------------|--|------|-------|-------|-------|---------------|
|       |                   |                     | 40°C   | 90°C | 150°C | 200°C | 260°C |               |
| 201-1 | 260               | 515                 | 155  | 136  | 125   | 121   | --    | 234           |
| 201LN | 310               | 655                 | 197  | 172  | 153   | 145   | 143   | 279           |
| 304   | 205               | 515                 | 155  | 155  | 140   | 128   | 121   | 186           |
| 304L  | 170               | 485                 | 145  | 132  | 119   | 109   | 101   | 155           |
| 316   | 205               | 515                 | 155  | 155  | 145   | 133   | 123   | 186           |
| 316L  | 170               | 485                 | 145  | 131  | 117   | 107   | 99    | 155           |
| 317   | 205               | 515                 | 155  | 155  | 145   | 133   | 123   | 186           |
| 317L  | 205               | 515                 | 155  | 155  | 145   | 133   | 123   | 186           |

Tabla 1.16. Máximas tensiones admisibles por prueba hidrostática. Fuente: API 650 (2007)

Table S-3a—(SI) Allowable Stresses for Plate Ring Flanges

| Type  | Allowable Stress ( $S_d$ ) (in MPa) for Maximum Design Temperature Not Exceeding |      |       |       |       |
|-------|--|------|-------|-------|-------|
|       | 40°C   | 90°C | 150°C | 200°C | 260°C |
| 201-1 | 155  | 133  | 115   | 104   | --    |
| 201LN | 197  | 167  | 151   | 143   | 138   |
| 304   | 140  | 115  | 103   | 95    | 89    |
| 304L  | 117  | 99   | 88    | 81    | 75    |
| 316   | 140  | 119  | 107   | 99    | 92    |
| 316L  | 117  | 97   | 87    | 79    | 73    |
| 317   | 140  | 119  | 108   | 99    | 92    |
| 317L  | 140  | 119  | 108   | 99    | 92    |

Tabla 1.17. Tensiones y espesores

|    |       |     |
|----|-------|-----|
| sd | 186   | MPa |
| St | 140   | MPa |
| td | 3,014 | mm  |
| tt | 0,018 | mm  |

Ambos menores que el espesor nominal, por lo tanto el valor volverá a ser de 5mm. (Tabla 1.7)



## DISEÑO DEL FONDO

El fondo del tanque va a constar de una sola pieza con forma de Domo toriesférico.

La presión máxima de trabajo viene determinada por:

$$P = \frac{SEt}{0,885R + 0,1t}$$

Ecuación 1-18

Siendo:

S: máxima tensión admisible para condiciones de diseño, MPa.

E: eficacia de soldadura según ASME AW12.

R: radio del domo, mm. Para este caso de geometría, el radio del domo es igual al diámetro del tanque.

t: espesor calculado, mm.

Tabla 1.18. Características del fondo

|                   |         |     |
|-------------------|---------|-----|
| S                 | 186     | MPa |
| E                 | 0,7     |     |
| R <sub>domo</sub> | 203,989 | mm  |
| t                 | 5       | mm  |
| P                 | 3,596   | MPa |

Se comprueba que la presión máxima de trabajo hallada es mayor que la presión de diseño, 3,5 barg, que son 0,456 MPa.

## DISEÑO DEL TECHO

Será techo domo autoportado.

El mínimo espesor del techo vendrá dado por:

$$t_d = 141 \cdot R \sqrt{\frac{P_h}{E}} + CA \quad \text{o} \quad 5 \text{ mm,}$$

Ecuación 1-19



Siendo:

R: radio del tanque

Ph: tensión admisible para placas de techo, se encuentra en tablas de código API 650.

CA: espesor por corrosión, mm. En este caso 0,1 mm/año, para la vida útil de 30 años.

E: módulo de elasticidad, tablas de código API 650.

Tabla 1.19. Características de diseño del techo

|                 |         |     |
|-----------------|---------|-----|
| R               | 0,102   | m   |
| Ph              | 205,000 | MPa |
| E               | 194000  | MPa |
| td              | 3,467   | mm  |
| espesor nominal | 5,000   | mm  |

Tabla 1.20. Tensiones admisibles. Fuente: API 650 (2007)

Table S-5a—(SI) Yield Strength Values in MPa

| Type  | Yield Strength (in MPa) for Maximum Design Temperature Not Exceeding |      |       |       |       |
|-------|--|------|-------|-------|-------|
|       | 40°C   | 90°C | 150°C | 200°C | 260°C |
| 201-1 | 260  | 199  | 172   | 157   | --    |
| 201LN | 310  | 250  | 227   | 214   | 207   |
| 304   | 205  | 170  | 155   | 143   | 134   |
| 304L  | 170  | 148  | 132   | 121   | 113   |
| 316   | 205  | 178  | 161   | 148   | 137   |
| 316L  | 170  | 145  | 130   | 119   | 110   |
| 317   | 205  | 179  | 161   | 148   | 138   |
| 317L  | 205  | 179  | 161   | 148   | 138   |

Notes:

1. Interpolate between temperatures.
2. Reference: Table Y-1 of ASME Section II, Part D.



### ANEXO III

Tabla 1.21. Módulos de elasticidad. Fuente: API 650

Table S-6a—(SI) Modulus of Elasticity at the Maximum Design Temperature

| Maximum Design Temperature<br>(°C) Not Exceeding | Modulus of Elasticity (MPa) |
|--|-----------------------------|
| 40   | 194,000                     |
| 90   | 190,000                     |
| 150  | 186,000                     |
| 200  | 182,000                     |
| 260  | 179,000                     |

Note: Interpolate between temperatures.

Nota: en este caso no hay valor para temperatura ambiente, se ha cogido el de la menor temperatura para la que hay datos. Para temperaturas menores el valor de la tensión y de la elasticidad darían un valor del espesor menor, luego es válido coger el espesor nominal de 5 mm.

#### SELECCIÓN COMERCIAL

A partir de los datos de diseño calculados para todos los tanques de este proyecto se han seleccionado tanques de acero inoxidable 316 de **PULVEX** con las siguientes características:

- Fabricados totalmente en acero inoxidable tipo 316, para las partes en contacto directo con el producto y en acero inoxidable tipo 304, para las partes que NO tienen contacto directo con el producto.
- Cuerpo cilíndrico de pared sencilla.
- Para los tanques verticales fondo domo toriesféricos tipo GRC o ASME y techo autosoportado bridadas para hacerlas desmontable, incluye empaque tipo O-ring para un cierre hermético, por medio de tornillos hexagonales.
- En el caso de los tanques horizontales de 1000L, las tapas derecha e izquierda son toriesféricas tipo GRC o ASME Dish, también bridadas.
- Soporte tipo “Silleta” en número y espesor de acuerdo con el volumen del tanque.
- Acabado interior: Sanitario pulido grano 180 brillante.
- Acabado exterior: Industrial cepillado grano 80 mate.

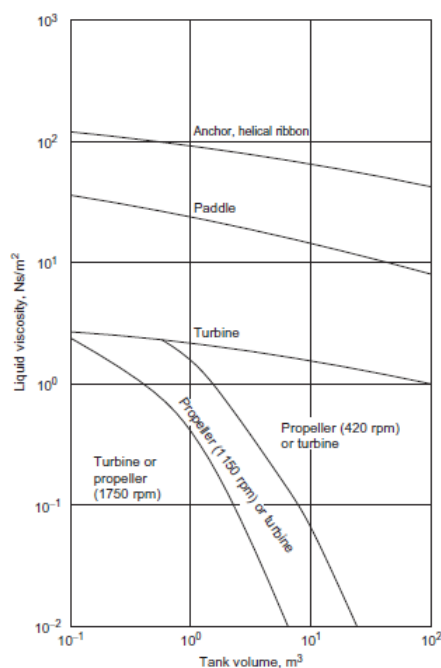


## III.2. Agitadores

Para todos los agitadores necesarios en este proyecto se va a usar turbina de homogeneización de flujo axial descendente, que asegura una incorporación integral de todos los componentes de la mezcla en el menor tiempo posible.

El tanque se calcula de la misma manera que los tanques anteriores. Solo va a variar el techo, que en este caso hay que tener en cuenta la presencia del agitador.

Para la selección del tipo de agitador se ha consultado la gráfica que propone (Peny 1970) en la que relaciona volumen y viscosidad del fluido.



Gráfica 2-1. Tipo de agitador en función del volumen del tanque y de la viscosidad de la mezcla. Fuente: Peny 1970

### III.2.1. Agitador A-101

Agitador de lavado, la biomasa procedente del fermentador se resuspende en tampón de lavado.

Datos de partida:

Tabla 2.1. Datos de partida agitador

|          |      |                   |
|----------|------|-------------------|
| Densidad | 1000 | kg/m <sup>3</sup> |
| Vliq     | 0,1  | m <sup>3</sup>    |



### ANEXO III

|                |     |          |
|----------------|-----|----------|
| L/D            | 1,5 | VERTICAL |
| Presión op.    | 1   | atm      |
| TMO            | 25  | °C       |
| T° op.         | 4   | °C       |
| Tiempo de vida | 30  | años     |

### DISEÑO DEL TECHO

Será techo domo autoportado.

El mínimo espesor del techo vendrá dado por:

$$t_d = 141 \cdot R \sqrt{\frac{P_h}{E}} + CA \quad \text{o} \quad 5 \text{ mm}, \quad \text{Ecuación 2-1}$$

Siendo:

R: radio del tanque

Ph: tensión admisible para placas de techo, se encuentra en tablas de código API 650.

CA: espesor por corrosión, mm. En este caso 0,1 mm/año, para la vida útil de 30 años.

E: módulo de elasticidad, tablas de código API 650.

Tabla 2.2. Características del techo del agitador

|                 |         |     |
|-----------------|---------|-----|
| R               | 0,237   | m   |
| Ph              | 205,000 | MPa |
| E               | 194000  | MPa |
| CA              | 3       | mm  |
| td              | 4,085   | mm  |
| espesor nominal | 5,000   | mm  |



## ANEXO III

Tabla 2.3. Tensiones admisibles. Fuente: API 650 (2007)



Table S-5a—(SI) Yield Strength Values in MPa

| Type  | Yield Strength (in MPa) for Maximum Design Temperature Not Exceeding |      |       |       |       |
|-------|--|------|-------|-------|-------|
|       | 40°C   | 90°C | 150°C | 200°C | 260°C |
| 201-I | 260  | 199  | 172   | 157   | --    |
| 201LN | 310  | 250  | 227   | 214   | 207   |
| 304   | 205  | 170  | 155   | 143   | 134   |
| 304L  | 170  | 148  | 132   | 121   | 113   |
| 316   | 205  | 178  | 161   | 148   | 137   |
| 316L  | 170  | 145  | 130   | 119   | 110   |
| 317   | 205  | 179  | 161   | 148   | 138   |
| 317L  | 205  | 179  | 161   | 148   | 138   |

Notes:

1. Interpolate between temperatures.
2. Reference: Table Y-1 of ASME Section II, Part D.

Tabla 2.4. Módulo de elasticidad. Fuente: API 650. (2007)

Table S-6a—(SI) Modulus of Elasticity at the Maximum Design Temperature

| Maximum Design Temperature<br>(°C) Not Exceeding | Modulus of Elasticity (MPa) |
|--|-----------------------------|
| 40   | 194,000                     |
| 90   | 190,000                     |
| 150  | 186,000                     |
| 200  | 182,000                     |
| 260  | 179,000                     |

Note: Interpolate between temperatures.

A continuación se va a calcular el área de compresión requerida techo-pared. Se escoge la mayor entre las dos siguientes, área requerida (Areq) y área mínima (Amin).

$$A_{req} = \frac{200D^2 \left( P_i - \frac{0,00127D_{lr}}{D^2} \right)}{F_y \cdot (\tan\theta)}$$

Ecuación 2-2

$$A_{min} = \frac{P_h \cdot D^2}{8 \cdot F_y \cdot (\tan\theta)}$$

Ecuación 2-3

Siendo:

D: diámetro nominal del tanque

Pi: presión interna de diseño





### ANEXO III

Ph: tensión admisible para placas de techo

Fy: esfuerzo admisible del material

Dlr: carga muerta del techo y elementos acoplados al techo.

$\theta$ : ángulo de los elementos del techo con la horizontal.

La carga muerta del techo y elementos acoplados al techo se calcula mediante la ecuación Ecuación 2-4:

$$Dlr = WR + Wm$$

Ecuación 2-4

Dónde:

WR: Peso de techo

Wm: Peso del motorreductor

Tabla 2.5. Características para el cálculo del área del techo en agitadores

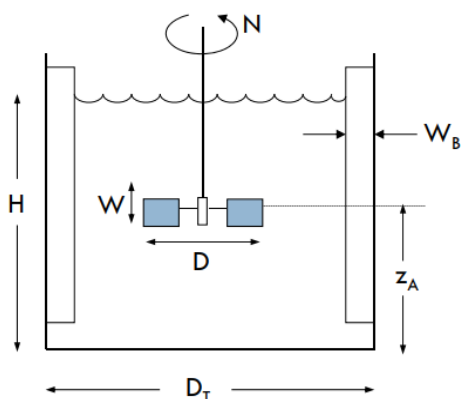
|             |              |                      |
|-------------|--------------|----------------------|
| D           | 0,473        | m                    |
| Pi          | 4,5          | bar                  |
| Ph          | 205          | MPa                  |
| $\theta$    | 9,5          | °C                   |
| Dlr         | 3,000        | kg                   |
| <b>Areq</b> | <b>0,745</b> | <b>m<sup>2</sup></b> |
| Amín        | 0,410        | m <sup>2</sup>       |

El valor del ángulo, 9,5 °C, es un valor aceptable si no va a caer nieve en el techo. En este caso, van a estar en un sitio cerrado.

Por lo tanto el área requerida de compresión va a ser **A=0,745m<sup>2</sup>**.

### DISEÑO DEL SISTEMA DE AGITACIÓN

A continuación, se muestran las variables dimensionales de un sistema de homogeneización y las proporciones geométricas del mismo para tener en cuenta a la hora de diseñar.



Dimensiones estándar de turbina:

$$\frac{D}{D_T} = \frac{1}{3} \quad \frac{H}{D_T} = 1 \quad \frac{W_B}{D_T} = \frac{1}{12}$$

$$\frac{z_A}{D} = 1 \quad \frac{W}{D} = \frac{1}{5} \quad \frac{L}{D} = \frac{1}{4}$$

Imagen 2-1. Dimensiones estándar de una turbina. Fuente: COULSON & RICHARDSON,

Siendo:

$D_T$ : Diámetro del tanque

H: altura del líquido

D: Diámetro del agitador

$W_B$ : ancho de la placa deflectora

$z_A$ : distancia del fondo del tanque hasta el rodete

S: Separación entre agitadores

W: anchura agitador

Por lo tanto se tiene:

Tabla 2.6. Especificaciones del agitador

|       |       |     |
|-------|-------|-----|
| D     | 0,158 | m   |
| W     | 0,032 | m   |
| $z_A$ | 0,158 | m   |
| $W_B$ | 0,039 | m   |
| N     | 29,17 | rps |

Con estos datos se puede calcular la potencia de agitación.

- Régimen turbulento ( $Re > 10000$ ):  $P = K_t \cdot \rho \cdot N^3 \cdot D^5$



### ANEXO III

- Régimen laminar ( $Re < 10-20$ ):  $P = K_L \cdot \mu \cdot N^2 \cdot D^3$

Donde  $K_T$  y  $K_L$  son función del agitador.

Tabla 2.7. Coeficiente de la potencia de agitación en función del tipo de agitador. Fuente: COULSON & RICHARDSON.

|                           | $K_L$ | $K_T$ |
|---------------------------|-------|-------|
| Hélice de 3 palas         | 41    | 0,32  |
| Turbina de 6 palas        | 65    | 5,75  |
| Turbina de 6 palas curvas | 70    | 4,80  |

$$Re = \frac{\rho \cdot N \cdot D^2}{\mu}$$

Ecuación 2-5

$$Fr = \frac{D \cdot N^2}{g}$$

Ecuación 2-6

Tabla 2.8. N° de Reynolds y n° Froude

|    |           |
|----|-----------|
| Re | 726406,69 |
| Fr | 13,70     |

Régimen turbulento, luego en este caso  $K_T=0,32$ . Este término se llama número de potencia.

Tabla 2.9. Número de potencia y potencia del agitador

|       |          |
|-------|----------|
| $N_p$ | 0,32     |
| P     | 79,313 W |

### SELECCIÓN COMERCIAL

A partir de los datos de diseño calculados para todos los agitadores de este proyecto se han seleccionado agitadores para tanques de acero inoxidable 316 de **PULVEX** con las siguientes características:

- Fabricados totalmente en acero inoxidable tipo 316, para las partes en contacto directo con el producto y en acero inoxidable tipo 304, para las partes que NO tienen contacto directo con el producto.



### ANEXO III

- Cuerpo cilíndrico de pared sencilla con una contra brida de adaptación para recibir agitador **Pulvex**, ubicada al centro de la parte superior del cuerpo cilíndrico, una conexión roscada de 1" Ø NPT x 1" (25.4 mm) de proyección (altura) #150, para entrada de servicios al tanque.
- Para los tanques verticales fondo domo toriesféricos tipo GRC o ASME y techo autosoportado bridadas para hacerlas desmontable, incluye empaque tipo O-ring para un cierre hermético, por medio de tornillos hexagonales.
- En el caso de los tanques horizontales de 1000L, las tapas derecha e izquierda son toriesféricas tipo GRC o ASME Dish, también bridadas.
- Soporte tipo "Silleta" en número y espesor de acuerdo con el volumen del tanque.
- Acabado interior: Sanitario pulido grano 180 brillante.
- Acabado exterior: Industrial cepillado grano 80 mate.
- Agitadores verticales lentos, para ser colocados de manera vertical al centro de la parte superior de la parte recta de cada tanque.
- Se montan atornillándose a la contra brida de adaptación que hay en la parte superior del cuerpo cilíndrico, especial para recibir agitadores Pulvex.
- Motorreductor eléctrico marca Sumitomo o similar.
- 4 polos, 220 V, 60 Hz, trifásico, IP54 y con flecha de salida hueca, vertical hacia abajo.
- Brida de adaptación en placa de acero inoxidable tipo 304.
- Turbina de homogeneización de gran caudal de bombeo tipo Typhon de flujo axial descendente, que asegura una incorporación integral de todos los componentes de la mezcla en el menor tiempo posible y con una homogeneidad superior.



### III.3. Fermentador

El fermentador F-101 es el equipo central de la unidad 100. En él se va a introducir el cultivo para su crecimiento y producir así el biopolímero.

Es importante como ya se ha comentado anteriormente que se controlen los diferentes parámetros (temperatura, presión, oxígeno, agitación, pH) para obtener un buen resultado. Sobre la estrategia de control se habla más detalladamente en el apartado 1.7 Instrumentación y control.

Para el diseño mecánico del fermentador se va a considerar como un tanque atmosférico ya que la presión de operación va a ser de 0,6 bar, presión con la que mejor producción se obtiene.

Es tanque atmosférico aquel recipiente cuya presión interna es menor que 2,5 barg.

- Código de diseño utilizado: **API 650: Welded Steel Tanks for Oil Storage**
- Criterio de diseño: capacidad
- Sobredimensionamiento 20%
- Material: acero inoxidable 316. El proceso requiere elevada pureza.
- Para tanques de almacenamiento:
  - Menos de 4m<sup>3</sup> utilizar tanques verticales.
  - Entre 4m<sup>3</sup> y 40m<sup>3</sup> utilizar tanques horizontales.
  - Más de 40m<sup>3</sup> utilizar tanques verticales.
- Presión de diseño:
  - De 0 a 1 bara → 3.5 barg
  - 1 bara → la mayor de:
    - $P_{\text{diseño}} = 1.1 \cdot P_{\text{operación}}$
    - $P_{\text{diseño}} = P_{\text{shut off}} \rightarrow$  si hay una bomba aguas arriba y una válvula aguas abajo
    - $P_{\text{diseño}} = P_{\text{alivio}} \text{ (PSV)} \rightarrow$  válvula de seguridad
- Temperatura de diseño:
  - $T > 0 \text{ }^{\circ}\text{C} \rightarrow$  La mayor de:
    - $T_{\text{diseño}} = T_{\text{operación}} + 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$
    - $T_{\text{diseño}} = T_{\text{máx.operación}} + 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$
  - $T < 0 \text{ }^{\circ}\text{C} \rightarrow T_{\text{diseño}} = T_{\text{operación}} - 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- Ratio L/D:
  - $P < 17.5 \text{ barg} \rightarrow L/D = 1,5 \text{ a } 3$
  - $17.5 < P < 35 \text{ barg} \rightarrow L/D = 3 \text{ a } 4$
  - $P > 35 \text{ barg} \rightarrow L/D = 4 \text{ a } 6$



### ANEXO III

En el diseño se considera tanques cuyo fondo está uniformemente soportado. Si el tanque es diseñado con junta frágil, no requiere de venteo de emergencia. Los tanques de este proyecto van a ser de junta frágil.

Datos de partida:

Tabla 3.1. Datos de partida diseño del fermentador

|                |        |                   |
|----------------|--------|-------------------|
| Densidad       | 994,84 | kg/m <sup>3</sup> |
| Vliq           | 0,1    | m <sup>3</sup>    |
| L/D            | 1,5    | VERTICAL          |
| Presión op.    | 0,6    | bar               |
| TMO            | 37     | °C                |
| T° op.         | 37     | °C                |
| Tiempo de vida | 30     | años              |

Con Ecuación 1-1, Ecuación 1-2, Ecuación 1-3 y Ecuación 1-4 se obtiene lo siguiente:

Tabla 3.2. Características del fermentador

|         |       |                |
|---------|-------|----------------|
| Vtanque | 0,125 | m <sup>3</sup> |
| D       | 0,473 | m              |
| L       | 0,710 | m              |
| H       | 0,568 | m              |

#### DISEÑO DEL CUERPO

El fermentador va a constar de un único anillo debido a su pequeño tamaño. Se calculan los diferentes espesores con la Ecuación 1-7 y Ecuación 1-8. Las máximas tensiones admisibles se obtienen de tablas del código API 650.



### ANEXO III

Tabla 3.3. Máximas tensiones admisibles para condiciones de diseño. Fuente: API 650.

Table S-2a—(SI) Allowable Stresses for Tank Shells.

| Type  | Min. Yield<br>MPa | Min. Tensile<br>MPa | Allowable Stress ( $S_d$ ) (in MPa) for Maximum Design Temperature Not Exceeding |      |       |       |       | $S_t$ Ambient |
|-------|-------------------|---------------------|--|------|-------|-------|-------|---------------|
|       |                   |                     | 40°C   | 90°C | 150°C | 200°C | 260°C |               |
| 201-1 | 260               | 515                 | 155  | 136  | 125   | 121   | --    | 234           |
| 201LN | 310               | 655                 | 197  | 172  | 153   | 145   | 143   | 279           |
| 304   | 205               | 515                 | 155  | 155  | 140   | 128   | 121   | 186           |
| 304L  | 170               | 485                 | 145  | 132  | 119   | 109   | 101   | 155           |
| 316   | 205               | 515                 | 155  | 155  | 145   | 133   | 123   | 186           |
| 316L  | 170               | 485                 | 145  | 131  | 117   | 107   | 99    | 155           |
| 317   | 205               | 515                 | 155  | 155  | 145   | 133   | 123   | 186           |
| 317L  | 205               | 515                 | 155  | 155  | 145   | 133   | 123   | 186           |

Tabla 3.4. Máximas tensiones admisibles por prueba hidrostática. Fuente: API 650.

Table S-3a—(SI) Allowable Stresses for Plate Ring Flanges

| Type  | Allowable Stress ( $S_t$ ) (in MPa) for Maximum Design Temperature Not Exceeding |      |       |       |       |
|-------|--|------|-------|-------|-------|
|       | 40°C   | 90°C | 150°C | 200°C | 260°C |
| 201-1 | 155  | 133  | 115   | 104   | --    |
| 201LN | 197  | 167  | 151   | 143   | 138   |
| 304   | 140  | 115  | 103   | 95    | 89    |
| 304L  | 117  | 99   | 88    | 81    | 75    |
| 316   | 140  | 119  | 107   | 99    | 92    |
| 316L  | 117  | 97   | 87    | 79    | 73    |
| 317   | 140  | 119  | 108   | 99    | 92    |
| 317L  | 140  | 119  | 108   | 99    | 92    |

Tabla 3.5. Tensiones y espesores

|    |       |     |
|----|-------|-----|
| sd | 155   | MPa |
| st | 140   | MPa |
| td | 3,003 | mm  |
| tt | 0,004 | mm  |

Ambos menores que el espesor nominal (Tabla 1.7), por lo tanto el valor a ser de 5mm.



## DISEÑO DEL FONDO

El fondo del fermentador va a constar de una sola pieza con forma de Domo toriesférico.

La presión máxima de trabajo viene determinada por la Ecuación 1-18. Resultados en la Tabla 3.6.

Tabla 3.6. Especificaciones del fondo del fermentador.

|                   |         |     |
|-------------------|---------|-----|
| S                 | 155     | MPa |
| E                 | 0,7     |     |
| $R_{\text{domo}}$ | 473,416 | mm  |
| t                 | 5       | mm  |
| P                 | 1,293   | MPa |

Se comprueba que la presión máxima de trabajo hallada es mayor que la presión de diseño, 3,5 barg, que son 0,456 MPa.

## DISEÑO DEL TECHO

Será techo domo autoportado.

El mínimo espesor del techo vendrá dado por la Ecuación 1-19.

|                 |         |     |
|-----------------|---------|-----|
| R               | 0,237   | m   |
| Ph              | 205,000 | MPa |
| E               | 194000  | MPa |
| CA              | 3       | mm  |
| td              | 4,085   | mm  |
| espesor nominal | 5,000   | mm  |





### ANEXO III

Tabla 3.7. Tensiones admisibles. Fuente: API 650.

Table S-5a—(SI) Yield Strength Values in MPa

| Type  | Yield Strength (in MPa) for Maximum Design Temperature Not Exceeding |      |       |       |       |
|-------|--|------|-------|-------|-------|
|       | 40°C   | 90°C | 150°C | 200°C | 260°C |
| 201-1 | 260  | 199  | 172   | 157   | --    |
| 201LN | 310  | 250  | 227   | 214   | 207   |
| 304   | 205  | 170  | 155   | 143   | 134   |
| 304L  | 170  | 148  | 132   | 121   | 113   |
| 316   | 205  | 178  | 161   | 148   | 137   |
| 316L  | 170  | 145  | 130   | 119   | 110   |
| 317   | 205  | 179  | 161   | 148   | 138   |
| 317L  | 205  | 179  | 161   | 148   | 138   |

Notes:

1. Interpolate between temperatures.
2. Reference: Table Y-1 of ASME Section II, Part D.

Tabla 3.8. Módulo de elasticidad. Fuente: API 650.

Table S-6a—(SI) Modulus of Elasticity at the Maximum Design Temperature

| Maximum Design Temperature<br>(°C) Not Exceeding | Modulus of Elasticity (MPa) |
|--|-----------------------------|
| 40   | 194,000                     |
| 90   | 190,000                     |
| 150  | 186,000                     |
| 200  | 182,000                     |
| 260  | 179,000                     |

Note: Interpolate between temperatures.

A continuación se va a calcular el área de compresión requerida techo-pared, va a ser la mayor entre las dos siguientes, área requerida ( $A_{req}$ ) y área mínima ( $A_{min}$ ). Ecuación 2-2 y Ecuación 2-3.

La carga muerta del techo y elementos acoplados al techo se calcula mediante la Ecuación 2-4:

$$Dlr = WR + Wm$$

Dónde:

WR: Peso de techo

Wm: Peso del motorreductor

Tabla 3.9. Características de diseño del techo del fermentador

|          |       |     |
|----------|-------|-----|
| D        | 0,473 | m   |
| Pi       | 4,5   | bar |
| Ph       | 205   | MPa |
| $\theta$ | 9,5   | °   |



ANEXO III

|             |              |                      |
|-------------|--------------|----------------------|
| Dlr         | 3,000        | kg                   |
| <b>Areq</b> | <b>0,894</b> | <b>m<sup>2</sup></b> |
| Amín        | 0,492        | m <sup>2</sup>       |

El valor del ángulo, 9,5 °C, es un valor aceptable si no va a caer nieve en el techo. En este caso, van a estar en un sitio cerrado.

Por lo tanto el área requerida de compresión va a ser **A=0,894m<sup>2</sup>**.

### DISEÑO DEL SISTEMA DE AGITACIÓN

La agitación tiene que ser, según las condiciones que hay que controlar durante la producción en el fermentador, de 500 rpm.

El agitador utilizado será una turbina de homogeneización de 6 palas curvas.

De la misma forma que en el apartado de DISEÑO DEL SISTEMA DE AGITACIÓN de 0



### ANEXO III

Agitadores se tienen los siguientes parámetros.

Tabla 3.10. Parámetros del sistema de agitación del fermentador.

|       |       |     |
|-------|-------|-----|
| D     | 0,158 | m   |
| W     | 0,032 | m   |
| $z_A$ | 0,158 | m   |
| $W_B$ | 0,039 | m   |
| N     | 8,333 | rps |

Con estos datos se puede calcular la potencia de agitación.

- Régimen turbulento ( $Re > 10000$ ):  $P = K_t \cdot \rho \cdot N^3 \cdot D^5$
- Régimen laminar ( $Re < 10-20$ ):  $P = K_l \cdot \mu \cdot N^2 \cdot D^3$

Donde  $K_T$  y  $K_L$  son función del agitador.

Tabla 3.11. Coeficiente para el cálculo de la potencia del agitador. Fuente: COULSON & RICHARDSON.

|                           | $K_L$ | $K_T$ |
|---------------------------|-------|-------|
| Hélice de 3 palas         | 41    | 0,32  |
| Turbina de 6 palas        | 65    | 5,75  |
| Turbina de 6 palas curvas | 70    | 4,80  |

Con la Ecuación 2-5 y Ecuación 2-6 se calcula los números indicados en la Tabla 3.12. N° Reynolds y n° Froude.

Tabla 3.12. N° Reynolds y n° Froude.

|    |            |
|----|------------|
| Re | 206369,737 |
| Fr | 1,117      |

Régimen turbulento, luego en este caso  $K_T=4,80$ . Este término se llama número de potencia.

Tabla 3.13. Valor del n° de potencia y de la potencia del agitador.

|       |          |
|-------|----------|
| $N_p$ | 4,80     |
| P     | 27,562 W |



### ANEXO III

Además el fermentador tendrá una entrada de aire que alimentará con un caudal de 3 l/min, una llave para la toma de muestras y un sistema de autoesterilización, circulando vapor por la camisa a 121°C.

#### SELECCIÓN COMERCIAL

Se escoge un fermentador de 100L de la compañía **Bioprocess Technology** con las siguientes características:

- Capacidad total: 130L
- Volumen útil: 100L
- Material en contacto con el producto: acero inoxidable
- Temperatura máxima: 150°C
- Deflectores: 4 baffles a 90°



### III.4. Reactor

Se considera tanque atmosférico aquellos recipientes cuya presión interna es menor que 2,5 barg

- Criterio de diseño: capacidad
- Sobredimensionamiento 20%
- Material: vidrio
- Presión de diseño:
  - De 0 a 1 bara  $\rightarrow$  3,5 barg
  - 1 bara  $\rightarrow$  la mayor de:
    - $P_{\text{diseño}} = 1,1 \cdot P_{\text{operación}}$
    - $P_{\text{diseño}} = P_{\text{shut off}} \rightarrow$  si hay una bomba aguas arriba y una válvula aguas abajo
    - $P_{\text{diseño}} = P_{\text{alivio}} \text{ (PSV)} \rightarrow$  válvula de seguridad
- Temperatura de diseño:
  - $T > 0^\circ\text{C} \rightarrow$  La mayor de:
    - $T_{\text{diseño}} = T_{\text{operación}} + 20^\circ\text{C}$
    - $T_{\text{diseño}} = T_{\text{máx.operación}} + 5^\circ\text{C}$
  - $T < 0^\circ\text{C} \rightarrow T_{\text{diseño}} = T_{\text{operación}} - 5^\circ\text{C}$
- Ratio L/D:
  - $P < 17.5 \text{ barg} \rightarrow L/D = 1,5 \text{ a } 3$
  - $17.5 < P < 35 \text{ barg} \rightarrow L/D = 3 \text{ a } 4$
  - $P > 35 \text{ barg} \rightarrow L/D = 4 \text{ a } 6$

Datos de partida:

Tabla 4.1. Datos de partida diseño del reactor.

|          |      |                   |
|----------|------|-------------------|
| Densidad | 944  | kg/m <sup>3</sup> |
| Vliq     | 0,01 | m <sup>3</sup>    |
| L/D      | 1,5  | VERTICAL          |
| PMO      | 1,02 | bar               |
| TMO      | 25   | °C                |
| T° op.   | 20   | °C                |

Con las ecuaciones Ecuación 1-1, Ecuación 1-2, Ecuación 1-3 y Ecuación 1-4 se obtienen los siguientes parámetros:

Tabla 4.2. Parámetros del reactor.

|         |        |                |
|---------|--------|----------------|
| Vtanque | 0,0125 | m <sup>3</sup> |
|---------|--------|----------------|



### ANEXO III

|   |       |   |
|---|-------|---|
| D | 0,220 | m |
| L | 0,330 | m |
| H | 0,264 | m |

## SISTEMA DE AGITACIÓN

De la misma manera que en el apartado 0 se calculan los parámetros de la agitación. En este caso la velocidad de agitación va a ser de 500 rpm.

Tabla 4.3. Parámetros del sistema de agitación del reactor.

|                |       |     |
|----------------|-------|-----|
| D              | 0,073 | m   |
| W              | 0,015 | m   |
| z <sub>A</sub> | 0,073 | m   |
| W <sub>B</sub> | 0,018 | m   |
| N              | 8,333 | rps |

Con estos datos se puede calcular la potencia de agitación.

- Régimen turbulento ( $Re > 10000$ ):  $P = K_t \cdot \rho \cdot N^3 \cdot D^5$
- Régimen laminar ( $Re < 10-20$ ):  $P = K_l \cdot \mu \cdot N^2 \cdot D^3$

Donde  $K_T$  y  $K_L$  son función del agitador.

Se elige el coeficiente a través de Tabla 3.11. Coeficiente para el cálculo de la potencia del agitador. Fuente: COULSON & RICHARDSON. Tabla 3.11 y con las ecuaciones Ecuación 2-5 y Ecuación 2-6 se obtienen los valores de la Tabla 4.4. Valores del n° de Reynolds y n° de Froude.

Tabla 4.4. Valores del n° de Reynolds y n° de Froude.

|    |           |
|----|-----------|
| Re | 42188,466 |
| Fr | 0,518     |

Régimen turbulento, luego en este caso  $K_T=4,80$ . Este término se llama número de potencia.

Tabla 4.5. Valor del n° de potencia y de la potencia del agitador del reactor.

|    |      |
|----|------|
| Np | 4,80 |
|----|------|



Universidad de Valladolid



ESCUELA DE INGENIERÍAS  
INDUSTRIALES

### ANEXO III

|   |       |   |
|---|-------|---|
| P | 0,563 | W |
|---|-------|---|

#### SELECCIÓN COMERCIAL

Con los datos obtenidos se selecciona un reactor de la marca **VidraFoc** con las siguientes características:

- Capacidad: 15L
- Material: vidrio
- Tapa de vidrio con 4 entradas para producto
- Soporte metálico



### III.5. Intercambiador de calor

Se va a emplear un intercambiador de placas.

Estos intercambiadores son más eficientes y además, aunque se tengan flujos laminares, los surcos que hay en sus placas consiguen un fluido turbulento lo que favorece a la transferencia de calor.

En un intercambiador de placas la tendencia al ensuciamiento es mucho más baja que en uno de carcasa y tubos. Esto se debe, principalmente, a las siguientes características de las placas:

1. Un alto grado de turbulencia en los canales del intercambiador de calor de placas.
2. Inexistencia de las zonas de baja velocidad de fluido (espacios muertos) que aparecen en los intercambiadores de carcasa y tubos.
3. Menor precipitación de sales. Debido al alto coeficiente de transferencia de calor en la película de fluido próxima a la pared de las placas, la temperatura del metal es baja y se reduce la posibilidad de precipitación de sales.
4. Mínima posibilidad de corrosión. Consecuencia de la calidad del pulido superficial de las placas.

Además tienen la posibilidad de ampliar o disminuir la capacidad si las condiciones de funcionamiento cambian.

De todo lo anterior, lo más crítico es sin duda la turbulencia. Es difícil realizar una comparación cuantitativa entre las tendencias al ensuciamiento, o factor de ensuciamiento, en un intercambiador de calor de carcasa y tubos y las de uno de placas puesto que, aunque se trate del mismo fluido, las geometrías, superficies de intercambio y consideraciones experimentales son diferentes en cada caso.

Debido a la falta de correlaciones para el cálculo del factor de ensuciamiento, además de la utilización de las ecuaciones de transferencia de calor, en este caso se ha usado un programa de cálculo de cambiadores proporcionado por la compañía Alfa Laval, pionera en la fabricación de este tipo de intercambiadores. El programa se llama **Alfa Select**, a continuación, se muestra una imagen con la interfaz de la página de inicio del programa.



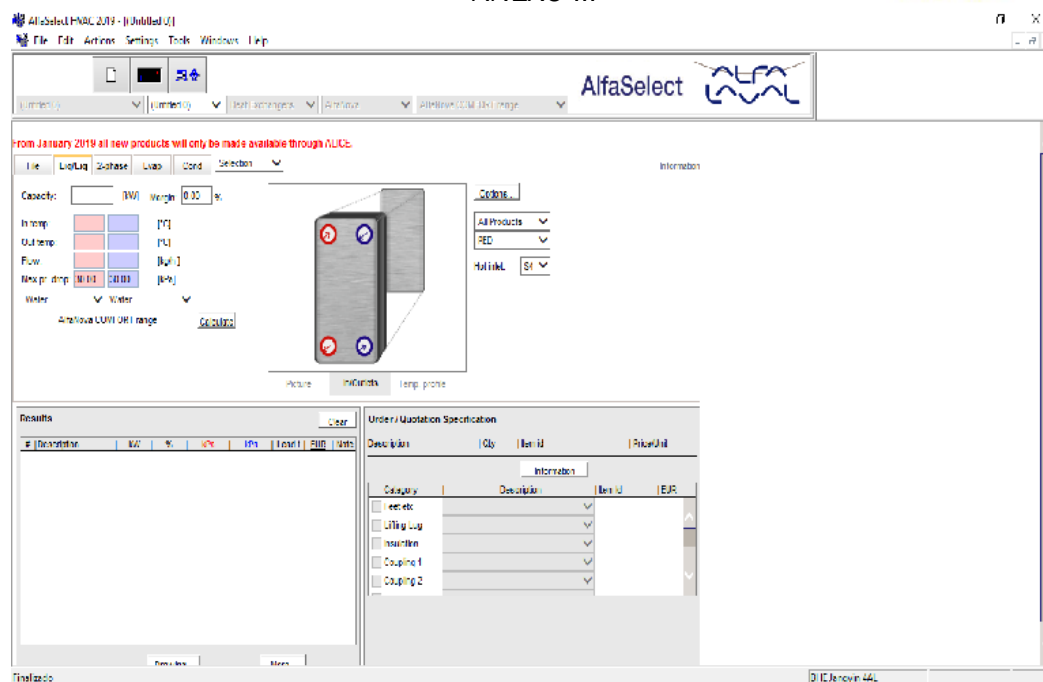


Imagen 5-1. Página de inicio del programa Alfa Select.

### III.5.1. HE-101

Datos de partida:

Tabla 5.1. Datos de partida para el diseño del intercambiador de calor.

| DATOS FLUIDO CALIENTE |         |         | DATOS FLUIDO FRIO |          |         |
|-----------------------|---------|---------|-------------------|----------|---------|
| T inlet               | 37,00   | °C      | T inlet           | 1,00     | °C      |
| T outlet              | 15,00   | °C      | T outlet          | 10,00    | °C      |
| Cp                    | 4,170   | KJ/Kg°C | Cp                | 4,180    | KJ/Kg°C |
| K                     | 0,00058 | kW/m°C  | K                 | 0,000560 | kW/m°C  |
| densidad              | 994,850 | kg/m³   | densidad          | 1000,000 | kg/m³   |
| masa                  | 99,485  | kg      |                   |          |         |
| viscosidad            | 0,00079 | kg/ms   | viscosidad        | 0,00100  | kg/ms   |
| Pr                    | 5,740   |         | Pr                | 7,464    |         |

Lo primero que hay que hacer es calcular el calor necesario (Q) que hay que eliminar para llegar a las temperaturas requeridas en el fluido caliente.

$$Q1 = m_1 \cdot cp \cdot \Delta T$$

Ecuación 5-1

Siendo:



$m_1$ : densidad de flujo en kg/s

El flujo que pasa por el intercambiador es el proveniente del fermentador. Se ha supuesto un caudal ( $q$ ) de 0,3 m<sup>3</sup>/h, luego la densidad de flujo vendrá definida por la siguiente ecuación:

$$m_1 = q \cdot \rho \quad \text{Ecuación 5-2}$$

De estas dos ecuaciones se obtiene:

Tabla 5.2. Necesidades de flujo y de calor.

|       |       |      |
|-------|-------|------|
| $m_1$ | 0,083 | kg/s |
| $Q_1$ | 7,606 | kW   |

Suponiendo que todo el calor se transfiere, el calor  $Q_1$  que se quita al fluido caliente es el que va a coger el fluido frío y con el que aumentará su temperatura. A partir de esta hipótesis se puede calcular el flujo necesario de agua que hay que emplear para llegar a las temperaturas requeridas.

$$Q_2 = m_2 \cdot c_p \cdot \Delta T \quad \text{Ecuación 5-3}$$

Tabla 5.3. Valores de flujo de agua refrigerada necesarios.

|       |         |                   |
|-------|---------|-------------------|
| $m_2$ | 0,202   | kg/s              |
| $q_2$ | 0,001   | m <sup>3</sup> /s |
| $M_2$ | 242,400 | kg                |

El calor que se transfiere de un fluido a otro es el mismo calor que se obtiene con la ecuación de diseño de transferencia de calor por una superficie:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{ln} \quad \text{Ecuación 5-4}$$

Siendo:

$U$ : coeficiente de transmisión de calor, W/m<sup>2</sup>°C

$A$ : superficie de transferencia de calor, m<sup>2</sup>

$\Delta T_{ln}$ : media logarítmica de temperaturas, °C

El flujo dentro del intercambiador va a ser a contracorriente, por lo tanto, la media logarítmica de temperaturas será:

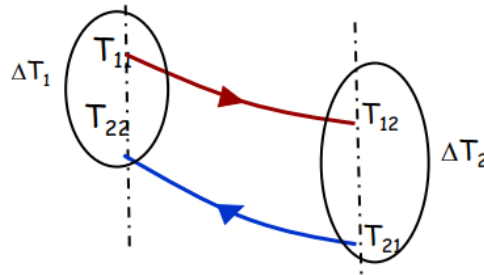


Imagen 5-2. Esquema para el cálculo de la temperatura media logarítmica.

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

Ecuación 5-5

El objetivo es calcular el área de intercambio para así poder fijar qué placas y cuántas son necesarias.

Es necesario primero calcular U.

En este tipo de intercambiadores los valores típicos de U son: 3500-7000 W/m<sup>2</sup>°C

Se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} + \frac{e}{\lambda} + \text{Rensuciamiento}$$

Ecuación 5-6

Siendo:

h1 y h2: coeficientes de intercambio correctivos locales calculados en base a correlaciones y números adimensionales como el Reynolds, el Prandtl y el Nusselt.

e: espesor de la pared en m

λ=conductividad térmica de la pared en W/°Cm



Rensuciamiento= resistencia debida al ensuciamiento de la pared

$$Nu = A \cdot Re^n \cdot Pr^{0.4} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$$

Ecuación 5-7

$$Nu = \frac{h \cdot d_e}{k}$$

Ecuación 5-8

Siendo:

A y n: parámetros de modelos de diferentes geometrías de Alfa Laval.

Re: número de Reynolds

Pr: número de Prandtl

Nu: número adimensional Nusselt

h: coeficiente individual de transmisión de calor, W/m<sup>2</sup>°C

d<sub>e</sub>: diámetro equivalente

k: conductividad térmica del fluido, W/m°C

μ: viscosidad del fluido

μ<sub>w</sub>: viscosidad del agua

Los parámetros A y n dependen de cada intercambiador y los proporciona AlfaLaval según los que tiene en su catálogo, no se dispone de ellos. Además, la velocidad tampoco se sabe, luego no se puede calcular el Reynolds

Para el diseño definitivo se ha usado el programa AlfaSelect. A continuación, se muestran los resultados suministrados por dicho programa.

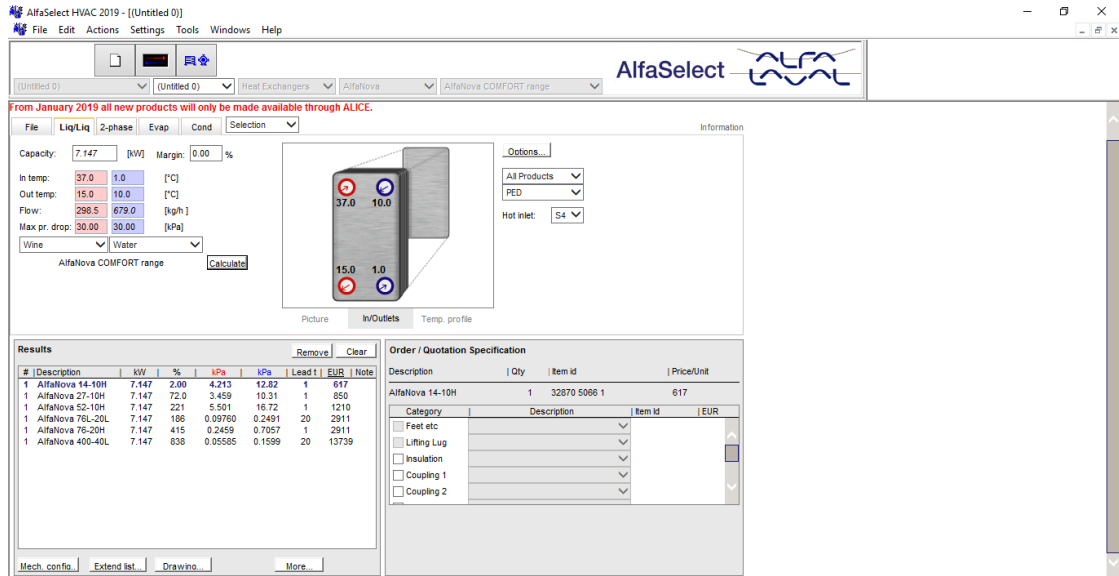


Imagen 5-3. Resultados de las características del intercambiador. Fuente: Alfa Select.

El intercambiador elegido es AlfaNova 14-10H.

Material: acero inoxidable 316, rosca de 3/4".

Área total de intercambio: 0,13 m<sup>2</sup>

Número de placas: 10

Los parámetros del fluido se pueden observar en la siguiente imagen (nº de Reynolds de los diferentes canales, coeficiente de transmisión de calor...):

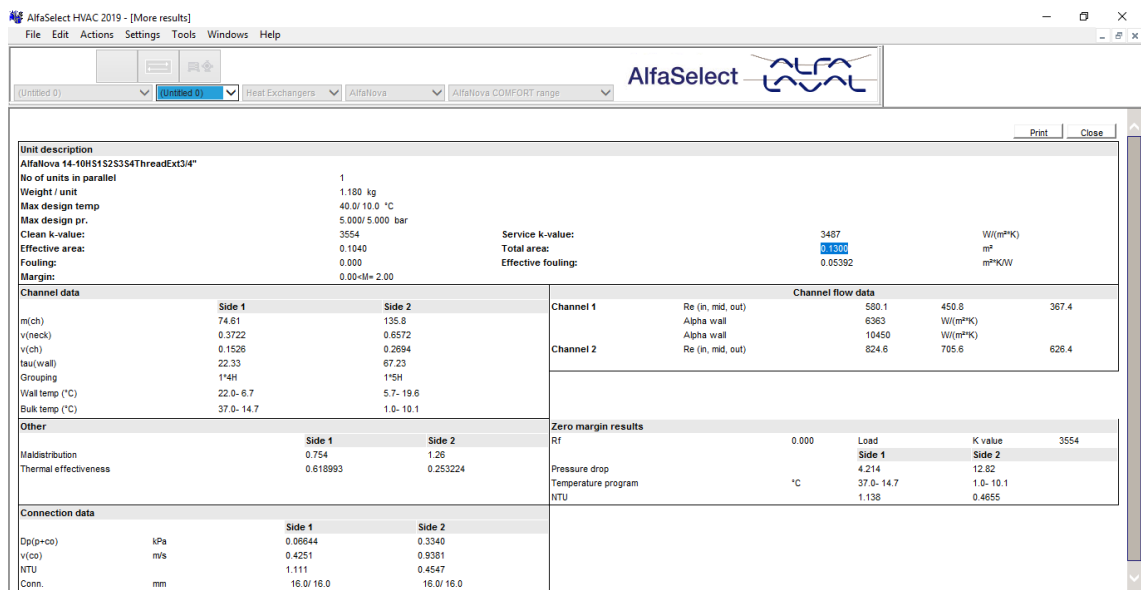


Imagen 5-4. Condiciones de los flujos del intercambiador. Fuente: Alfa Select.



AlfaSelect HVAC 2019 - [(Untitled 0)]

File Edit Actions Settings Tools Windows Help

(Untitled 0) (Untitled 0) Heat Exchangers AlfaNova AlfaNova COMFORT range AlfaSelect

|  |   |  |   |
|--|---|--|---|
| <b>General</b><br>Commercial Product: AlfaNova 14-10H<br>Approval: PED<br>Plate Material: Alloy 316                                | <b>Grouping</b><br>(S4S3): 1*4H (S2S1): 1*6H<br>Simple Multipass Dual Circuits<br>Mixed PrePost Heater Multi Circuits<br>Type: No of plates: 10   | <b>Frame Plate</b><br>Threaded (External) 3/4" ISO 228/1-G A21 Alloy 316<br>Threaded (External) 3/4" ISO 228/1-G A21 Alloy 316 | <b>Material</b> : Alloy 316<br>Threaded (External) 3/4" ISO 228/1-G A21 Alloy 316<br>Threaded (External) 3/4" ISO 228/1-G A21 Alloy 316 |
| <b>Auxiliaries</b><br><input type="checkbox"/> Lifting Lug<br><input type="checkbox"/> Feet<br><input type="checkbox"/> Insulation | <b>Stud bolt type</b><br><input type="checkbox"/> For Lifting Lug<br><input type="checkbox"/> For mounting on frame plate<br><input type="checkbox"/> For mounting on pressure plate<br><input type="checkbox"/> For Feet | <b>Pressure Plate</b><br>T4 T1<br>T3 T2  | <b>Configuration rules</b><br>Hot inlet: S4   |

Imagen 5-5. Parámetros del intercambiador de calor elegido. Fuente: Alfa Select.

NOTA: todos los datos de este apartado son ofrecidos por la compañía Alfa Laval.



### III.6. Tuberías

Todas las tuberías diseñadas para este proyecto van a ser de acero inoxidable 316.

A continuación, se nombran las bases de diseño comunes a todas ellas.

- El código de diseño para el cálculo de tuberías: **ANSI: American National Standard Institute.**
- Material: acero inoxidable 316. El proceso requiere elevada pureza.
- Criterio de diseño: caudal.
- Parámetros que definen la selección de la tubería: diámetro exterior y espesor.
- Tamaños de tuberías de acero inoxidable: ASME B36.19.
- Sobredimensionamiento: 12,5%.
- Presión de diseño:
  - Tubería conectada a un equipo:  $P_{\text{DISEÑO}} = P_{\text{DISEÑO EQUIPO}}$
  - Línea con válvula de seguridad:  $P_{\text{DISEÑO}} = P_{\text{TARADO}}$
  - Impulsión bomba:  $P_{\text{DISEÑO}} = 1,2(P_{\text{MÁX,ASPIRACIÓN}} + \Delta P_{\text{PROYECTO, bomba}})$
- Temperatura de diseño:
  - Tuberías metálicas no aisladas (ANSI B 31.3)
    - Si  $T_{\text{FLUIDO}} < 38^{\circ}\text{C} \rightarrow T_{\text{DISEÑO}} = T_{\text{FLUIDO}}$
    - Si  $T_{\text{FLUIDO}} \geq 38^{\circ}\text{C} \rightarrow T_{\text{DISEÑO}} = 0,95 \cdot T_{\text{FLUIDO}}$
  - Tuberías metálicas con aislamiento externo:  $T_{\text{DISEÑO}} = T_{\text{FLUIDO}}$
  - En ausencia de datos:  $T_{\text{DISEÑO}} = T_{\text{OPERACIÓN}} + 30^{\circ}\text{C}$
- Pérdidas de carga aceptables cuando el fluido es un líquido:
  - Succión de bomba:  $-\Delta P < 2 \text{ bar/km}$
  - Impulsión:  $-\Delta P < 5 \text{ bar/km}$
  - Por gravedad:  $-\Delta P < 0,3 \text{ bar/km}$
- Las tuberías que lo necesiten (indicado en la nomenclatura) llevarán aislante lana de roca suficientemente ancho para despreciar las pérdidas.

#### III.6.1. Tuberías succión-impulsión bomba P-101

El fluido que circula por ambas tuberías contiene tampón de sonicación. La tubería de succión está conectada al tanque TK-101 y la de impulsión llega hasta el agitador de lavado A-101.

Datos de partida:



### ANEXO III

Tabla 6.1. Datos de partida diseño de tuberías(succión-impulsión)

|            |       |                   |
|------------|-------|-------------------|
| densidad   | 1000  | kg/m <sup>3</sup> |
| Vliq       | 0,008 | m <sup>3</sup>    |
| Vtanque    | 0,01  | m <sup>3</sup>    |
| L/D        | 1,5   |                   |
| D          | 0,20  | m                 |
| L          | 0,31  | m                 |
| H          | 0,24  | m                 |
| PMO        | 1,02  | bar               |
| TMO        | 25    | °C                |
| T° op.     | 20    | °C                |
| P op.      | 1     | bar               |
| viscosidad | 0,001 | kg/ms             |

#### TUBERÍA DE IMPULSIÓN (3/8"-TS-102-80SS2)

Según la disposición en planta la tubería va a tener las siguientes particularidades:

Tabla 6.2. Datos de la tubería de impulsión

|          |                       |
|----------|-----------------------|
| L        | 3 m                   |
| nº codos | 3                     |
| válvulas | 2                     |
| u        | 1,2 m/s               |
| Q        | 0,3 m <sup>3</sup> /h |

La velocidad y el caudal se han supuesto entre las velocidades típicas para tuberías que contienen líquido.

Ya se dispone de todos los datos para calcular el tamaño de la tubería a partir del diámetro interno de la tubería (Dint) y espesor de pared (t) mediante las siguientes ecuaciones:

$$D_{int} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot u}}$$

Ecuación 6-1

$$t = \left( \frac{P \cdot D_0}{2 \cdot S \cdot E} + C \right) \cdot M$$

Ecuación 6-2





Siendo:

P: presión interna de diseño, barg

S: tensión máxima admisible del material a  $T_{\text{diseño}}$ , MPa

E: eficiencia de soldadura. Valor típico  $E=0,8$

C: sobreespesor por corrosión.

M: tolerancia de fabricación, sobredimensionamiento.

$D_0$ : diámetro exterior de la tubería, mm.

El diámetro externo de la tubería será:

$$D_0 = D_{\text{int}} + 2 \cdot t$$

Ecuación 6-3

Tabla 6.3. Especificaciones de diseño de tubería de impulsión

|                     |        |      |
|---------------------|--------|------|
| $D_{\text{int}}$    | 9,403  | mm   |
| $T_{\text{diseño}}$ | 20     | °C   |
| $P_{\text{diseño}}$ | 1,794  | barg |
| S                   | 138    | MPa  |
| E                   | 0,8    |      |
| C                   | 2      | mm   |
| M                   | 1,125  |      |
| t                   | 2,379  | mm   |
| $D_0$               | 14,162 | mm   |

El valor de S se obtiene de tablas del código ASME B.31.3 en función del material y de la temperatura de diseño.

La presión de diseño se ha calculado con las especificaciones comentadas al principio:

$$P_{\text{DISEÑO}} = 1,2(P_{\text{MÁX,ASPIRACIÓN}} + \Delta P_{\text{PROYECTO,bomba}})$$

Ecuación 6-4

Siendo:



$P_{MÁX, ASPIRACIÓN}$ : presión máxima de operación del tanque al que está conectado la tubería.

$\Delta P_{PROYECTO, bomba}$ : presión máxima que la bomba va a incrementar. Este dato hay que suponerlo ya que sin tener la bomba diseñada no se puede saber. En el apartado de diseño de bombas se especificará.

Finalmente se calcula la pérdida de carga ( $-\Delta P$ ) mediante las siguientes ecuaciones:

$$-\Delta P = h_f \cdot \rho \cdot g$$

Ecuación 6-5

$h_f$  es la fricción de superficie y se calcula:

$$h_f = \left( f \frac{L}{D} + K \right) \frac{u^2}{2g}$$

Ecuación 6-6

Siendo:

$f$ : factor de fricción

$L$ : longitud de la tubería, m

$D$ : diámetro interno, m

$u$ : velocidad del fluido, m/s

$g$ : aceleración de la gravedad, m/s<sup>2</sup>

$K$ : factor fricción de forma

El factor de fricción de forma depende de los elementos que contiene la tubería que provocan pérdida de carga (codos, válvulas, salidas de tanque...)

EL valor de  $K$  para los distintos obstáculos viene indicado en la Tabla 6.4. Valor del coeficiente  $K$ .

Tabla 6.4. Valor del coeficiente  $K$  para las distintas pérdidas locales. Fuente: Elaboración propia

|                 |     |
|-----------------|-----|
| Codo 90°        | 1   |
| Válvula         | 3   |
| Salida depósito | 0,5 |



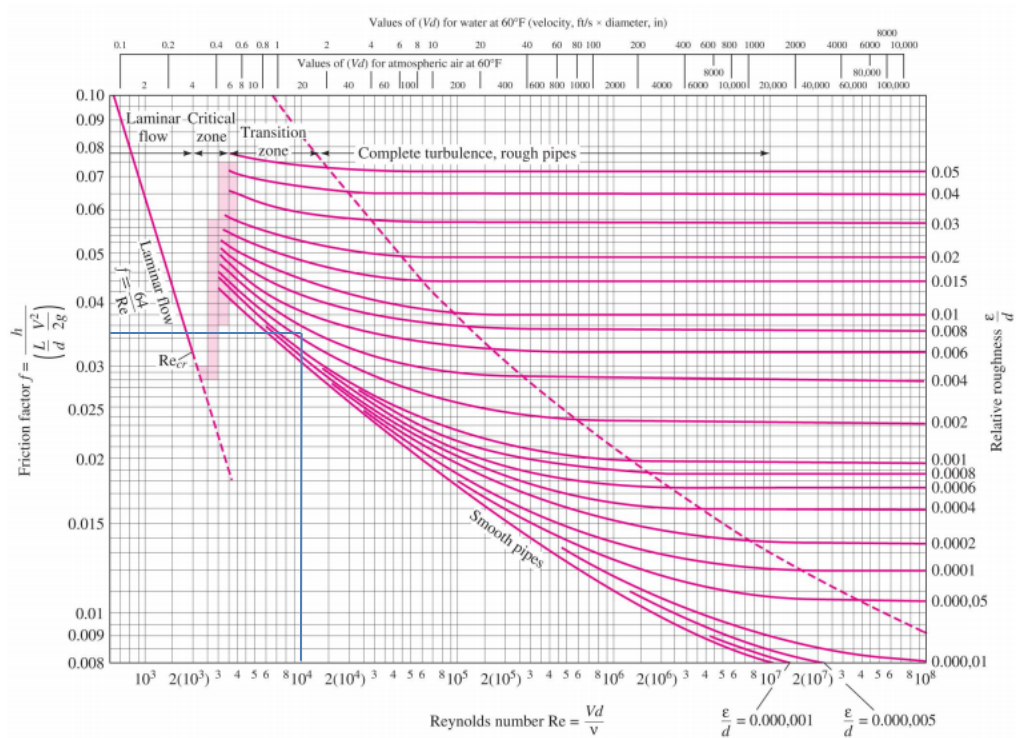
### ANEXO III

#### Llegada depósito 1

Para calcular el factor de fricción se usa el Diagrama de Moody a partir del número de Reynolds y de la rugosidad ( $\varepsilon$ ) de la tubería.

Tabla 6.5. Valores necesarios para el cálculo del factor de fricción de la tubería de impulsión

|                 |         |   |
|-----------------|---------|---|
| $\varepsilon$   | 0,00003 | m |
| $D_{int}$       | 0,009   | m |
| $\varepsilon/D$ | 0,0032  |   |
| Re              | 11283   |   |



Gráfica 6-1. Diagrama de Moody

Los datos obtenidos de pérdida de carga son los siguientes:

Tabla 6.6. Valores de cálculo de pérdida de carga por fricción (tubería impulsión)

|              |       |
|--------------|-------|
| <b>Moody</b> |       |
| $f$          | 0,035 |



### ANEXO III

|            |           |    |
|------------|-----------|----|
| hf         | 1,555     | m  |
| $\Delta P$ | 15239,851 | Pa |

Hay que comprobar que cumple las especificaciones de pérdida de carga:

$$\Delta P = 0,00045 \text{ bar/km} < 5 \text{ bar/km}$$

Dato específico para tuberías de impulsión que contienen líquido. Este dato está indicado al principio del apartado.

Por último, hay que buscar una tubería en la norma a partir del diámetro externo y espesor de pared, y así obtener el diámetro nominal (DN) y número Schedule.

Para tuberías de acero inoxidable ASME B36.19, a partir de  $t=2,379 \text{ mm}$  y  $D_0=14,162 \text{ mm}$ . Hay que buscar los valores normalizados más próximos superior que los que se tiene.

Tabla 6.7. Datos de tubería normalizados. Fuente: ASME B36.19M-2004

STAINLESS STEEL PIPE

ASME B36.19M-2004

**Table 1 Dimensions of Welded and Seamless Stainless Steel Pipe and Nominal Weights of Steel Pipe, Plain End**

| U.S. Customary Units |         |           |                 | Schedule No. | SI Units |        |          |                |
|----------------------|---------|-----------|-----------------|--------------|----------|--------|----------|----------------|
| NPS                  | OD, in. | Wall, in. | $W_{pes}$ lb/ft |              | DN       | OD, mm | Wall, mm | $W_{pes}$ kg/m |
| $\frac{1}{8}$        | 0.405   | ... (1)   | ...             | 5S           | 6        | 10.3   | ... (1)  | ...            |
| $\frac{1}{8}$        | 0.405   | 0.049 (1) | 0.19            | 10S          | 6        | 10.3   | 1.24 (1) | 0.28           |
| $\frac{1}{8}$        | 0.405   | 0.068     | 0.24            | 40S          | 6        | 10.3   | 1.73     | 0.37           |
| $\frac{1}{8}$        | 0.405   | 0.095     | 0.31            | 80S          | 6        | 10.3   | 2.41     | 0.47           |
| $\frac{1}{4}$        | 0.540   | ... (1)   | ...             | 5S           | 8        | 13.7   | ... (1)  | ...            |
| $\frac{1}{4}$        | 0.540   | 0.065 (1) | 0.33            | 10S          | 8        | 13.7   | 1.65 (1) | 0.49           |
| $\frac{1}{4}$        | 0.540   | 0.088     | 0.43            | 40S          | 8        | 13.7   | 2.24     | 0.63           |
| $\frac{1}{4}$        | 0.540   | 0.119     | 0.54            | 80S          | 8        | 13.7   | 3.02     | 0.80           |
| $\frac{3}{8}$        | 0.675   | ... (1)   | ...             | 5S           | 10       | 17.1   | ... (1)  | ...            |
| $\frac{3}{8}$        | 0.675   | 0.065 (1) | 0.42            | 10S          | 10       | 17.1   | 1.65 (1) | 0.63           |
| $\frac{3}{8}$        | 0.675   | 0.091     | 0.57            | 40S          | 10       | 17.1   | 2.31     | 0.86           |
| $\frac{3}{8}$        | 0.675   | 0.126     | 0.74            | 80S          | 10       | 17.1   | 3.20     | 1.10           |
| $\frac{1}{2}$        | 0.840   | 0.065 (1) | 0.54            | 5S           | 15       | 21.3   | 1.65 (1) | 0.80           |
| $\frac{1}{2}$        | 0.840   | 0.083 (1) | 0.67            | 10S          | 15       | 21.3   | 2.11 (1) | 1.00           |
| $\frac{1}{2}$        | 0.840   | 0.109     | 0.85            | 40S          | 15       | 21.3   | 2.77     | 1.27           |
| $\frac{1}{2}$        | 0.840   | 0.147     | 1.09            | 80S          | 15       | 21.3   | 3.73     | 1.62           |

Tubería seleccionada:

Tabla 6.8. Parámetros que definen la tubería seleccionada de impulsión

|          |     |    |
|----------|-----|----|
| DN       | 10  | mm |
| Schedule | 80S |    |



## TUBERÍA DE SUCCIÓN (3/8"-TS-101-80SS2)

Particularidades de la tubería:

Tabla 6.9. Datos de la tubería de succión

|          |     |                   |
|----------|-----|-------------------|
| L        | 0,4 | m                 |
| nº codos | 3   |                   |
| válvulas | 0   |                   |
| u        | 0,8 | m/s               |
| Q        | 0,3 | m <sup>3</sup> /h |

La velocidad y el caudal se han supuesto entre las velocidades típicas para tuberías que contienen líquido.

Como se ha hecho en el caso de la tubería anterior, lo primero que hay que hacer es calcular el diámetro interno de la tubería ( $D_{int}$ ) y espesor de pared ( $t$ ) mediante Ecuación 6-1 y Ecuación 6-2.

Tabla 6.10. Especificaciones de diseño de la tubería de succión

|              |        |      |
|--------------|--------|------|
| $D_{int}$    | 11,516 | mm   |
| $T_{diseño}$ | 20     | °C   |
| $P_{diseño}$ | 3,5    | barg |
| S            | 138    | MPa  |
| E            | 0,8    |      |
| C            | 2      | mm   |
| M            | 1,125  |      |
| t            | 2,546  | mm   |
| $D_0$        | 16,609 | mm   |

En este caso  $P_{DISEÑO} = P_{DISEÑO EQUIPO}$

De la misma manera, Ecuación 6-5 y Ecuación 6-6, se calcula la pérdida de carga ( $-\Delta P$ ) y la fricción de superficie.

Tabla 6.11. Datos necesarios para el cálculo de pérdida de carga y factor de fricción de la tubería de succión

|               |         |   |
|---------------|---------|---|
| $\varepsilon$ | 0,00003 | m |
|---------------|---------|---|



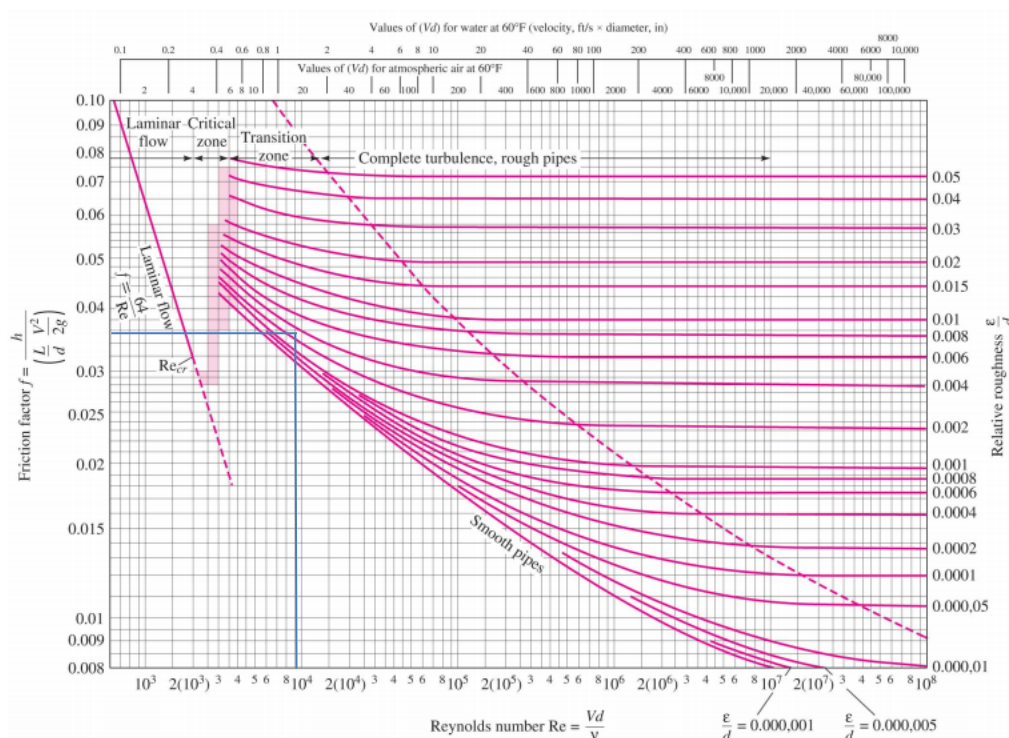
Universidad de Valladolid



ESCUELA DE INGENIERÍAS  
INDUSTRIALES

### ANEXO III

|                 |        |   |
|-----------------|--------|---|
| Dint            | 0,0115 | m |
| $\varepsilon/D$ | 0,0026 |   |
| Re              | 9213   |   |



Gráfica 6-2. Diagrama de Moody

Tabla 6.12. Valores de cálculo de pérdida de carga por fricción (tubería succión)

| Moody      |             |
|------------|-------------|
| $f$        | 0,035       |
| $h_f$      | 0,154 m     |
| $\Delta P$ | 1509,008 Pa |

Hay que comprobar que cumple las especificaciones de pérdida de carga para tuberías de succión:

$$\Delta P = 0,00030 \text{ bar/km} < 2 \text{ bar/km}$$



### ANEXO III

Lo siguiente, al igual que en el caso anterior, es buscar una tubería en la norma a partir del diámetro externo y espesor de pared, y así obtener el diámetro nominal (DN) y número Schedule.

Para tuberías de acero inoxidable ASME B36.19, a partir de  $t=2,546$  mm y  $D_o=16,609$  mm. Hay que buscar los valores normalizados más próximos superior a los que se han calculado.

Tabla 6.13. Datos de tubería normalizados. Fuente: ASME B36.19M-2004

STAINLESS STEEL PIPE

ASME B36.19M-2004

**Table 1 Dimensions of Welded and Seamless Stainless Steel Pipe and Nominal Weights of Steel Pipe, Plain End**

| U.S. Customary Units |         |           |                 | Schedule No. | SI Units |        |          |                |
|----------------------|---------|-----------|-----------------|--------------|----------|--------|----------|----------------|
| NPS                  | OD, in. | Wall, in. | $W_{pes}$ lb/ft |              | DN       | OD, mm | Wall, mm | $W_{pes}$ kg/m |
| $\frac{1}{8}$        | 0.405   | ... (1)   | ...             | 5S           | 6        | 10.3   | ... (1)  | ...            |
| $\frac{1}{8}$        | 0.405   | 0.049 (1) | 0.19            | 10S          | 6        | 10.3   | 1.24 (1) | 0.28           |
| $\frac{1}{8}$        | 0.405   | 0.068     | 0.24            | 40S          | 6        | 10.3   | 1.73     | 0.37           |
| $\frac{1}{8}$        | 0.405   | 0.095     | 0.31            | 80S          | 6        | 10.3   | 2.41     | 0.47           |
| $\frac{1}{4}$        | 0.540   | ... (1)   | ...             | 5S           | 8        | 13.7   | ... (1)  | ...            |
| $\frac{1}{4}$        | 0.540   | 0.065 (1) | 0.33            | 10S          | 8        | 13.7   | 1.65 (1) | 0.49           |
| $\frac{1}{4}$        | 0.540   | 0.088     | 0.43            | 40S          | 8        | 13.7   | 2.24     | 0.63           |
| $\frac{1}{4}$        | 0.540   | 0.119     | 0.54            | 80S          | 8        | 13.7   | 3.02     | 0.80           |
| $\frac{3}{8}$        | 0.675   | ... (1)   | ...             | 5S           | 10       | 17.1   | ... (1)  | ...            |
| $\frac{3}{8}$        | 0.675   | 0.065 (1) | 0.42            | 10S          | 10       | 17.1   | 1.65 (1) | 0.63           |
| $\frac{3}{8}$        | 0.675   | 0.091     | 0.57            | 40S          | 10       | 17.1   | 2.31     | 0.84           |
| $\frac{3}{8}$        | 0.675   | 0.126     | 0.74            | 80S          | 10       | 17.1   | 3.20     | 1.10           |
| $\frac{1}{2}$        | 0.840   | 0.065 (1) | 0.54            | 5S           | 15       | 21.3   | 1.65 (1) | 0.80           |
| $\frac{1}{2}$        | 0.840   | 0.083 (1) | 0.67            | 10S          | 15       | 21.3   | 2.11 (1) | 1.00           |
| $\frac{1}{2}$        | 0.840   | 0.109     | 0.85            | 40S          | 15       | 21.3   | 2.77     | 1.27           |
| $\frac{1}{2}$        | 0.840   | 0.147     | 1.09            | 80S          | 15       | 21.3   | 3.73     | 1.62           |

Tabla 6.14. Parámetros que definen la tubería seleccionada de succión

|          |     |    |
|----------|-----|----|
| DN       | 10  | mm |
| Schedule | 80S |    |

#### III.6.2. Tubería 3/8"-CF-114-80SS2

Se trata de la tubería que sale del agitador A-101 hacia el disruptor. El fluido, por esta tubería, va a circular por gravedad.

Datos de partida:

Tabla 6.15. Datos de partida tubería por gravedad

|          |      |                   |
|----------|------|-------------------|
| densidad | 1000 | kg/m <sup>3</sup> |
|----------|------|-------------------|



### ANEXO III

|                      |       |                |
|----------------------|-------|----------------|
| Vliq                 | 0,1   | m <sup>3</sup> |
| Vtanque              | 0,125 | m <sup>3</sup> |
| L/D                  | 1,5   |                |
| D                    | 0,47  | m              |
| L                    | 0,71  | m              |
| H                    | 0,57  | m              |
| PMO                  | 1,05  | bar            |
| P diseño fermentador | 3,50  | barg           |
| TMO                  | 20    | °C             |
| T° op.               | 4     | °C             |
| P op.                | 1     | bar            |
| viscosidad           | 0,001 | kg/ms          |

Según la disposición en planta va a tener las siguientes particularidades:

Tabla 6.16. Datos de la tubería por gravedad

|          |     |                   |
|----------|-----|-------------------|
| L        | 0,5 | m                 |
| n° codos | 0   |                   |
| válvulas | 1   |                   |
| u        | 1   | m/s               |
| Q        | 0,3 | m <sup>3</sup> /h |

Velocidad y caudal supuestos entre valores típicos para este tipo de tuberías.

Como se ha hecho en el caso de la tubería anterior lo primero que hay que hacer es calcular el diámetro interno de la tubería ( $D_{int}$ ) y espesor de pared ( $t$ ) mediante la Ecuación 6-1 y Ecuación 6-2.

Tabla 6.17. Especificaciones de diseño de la tubería por gravedad

|              |        |      |
|--------------|--------|------|
| $D_{int}$    | 10,301 | mm   |
| $T_{diseño}$ | 4      | °C   |
| $P_{diseño}$ | 3,5    | barg |
| S            | 138    | MPa  |
| E            | 0,8    |      |
| C            | 2      | mm   |
| M            | 1,125  |      |
| t            | 2,524  | mm   |





### ANEXO III

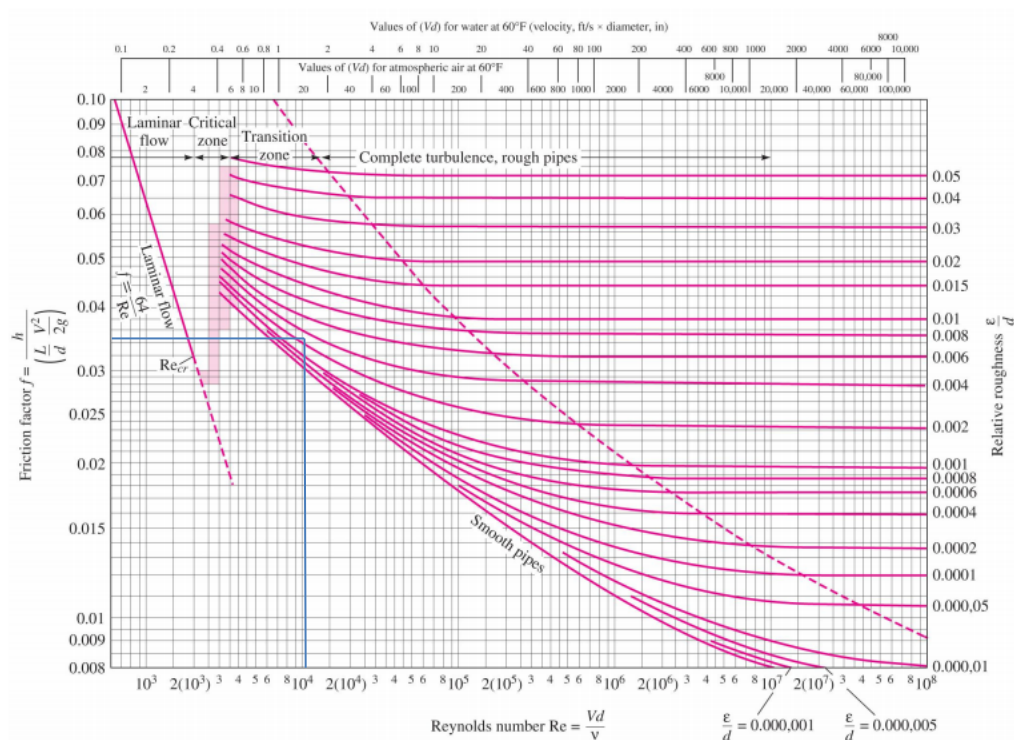
|       |        |    |
|-------|--------|----|
| $D_0$ | 15,348 | mm |
|-------|--------|----|

En este caso  $P_{\text{DISEÑO}} = P_{\text{DISEÑO EQUIPO}}$

De la misma manera se calcula la pérdida de carga ( $-\Delta P$ ) y la fricción de superficie a partir de Ecuación 6-5 y Ecuación 6-6.

Tabla 6.18. Datos necesarios para el cálculo de pérdida de carga y factor de fricción de la tubería por gravedad

|                  |         |   |
|------------------|---------|---|
| $\varepsilon$    | 0,00003 | m |
| $D_{\text{int}}$ | 0,010   | m |
| $\varepsilon/D$  | 0,0029  |   |
| $Re$             | 10300   |   |



Gráfica 6-3. Diagrama de Moody.



### ANEXO III



Tabla 6.19. Valores de cálculo de pérdida de carga por fricción (tubería por gravedad)

| Moody      |             |
|------------|-------------|
| $f$        | 0,034       |
| $h_f$      | 0,265 m     |
| $\Delta P$ | 2599,461 Pa |

Hay que comprobar que cumple las especificaciones de pérdida de carga para tuberías, en este caso tuberías en las que el fluido circula por gravedad:

$$\Delta P = 0,00018 \text{ bar/km} < 3 \text{ bar/km}$$

Lo siguiente, al igual que en el caso anterior es buscar una tubería en la norma a partir del diámetro externo y espesor de pared, y así obtener el diámetro nominal (DN) y número Schedule.

Para tuberías de acero inoxidable ASME B36.19, a partir de  $t=2,524 \text{ mm}$  y  $D_o=15,348 \text{ mm}$ . Hay que buscar los valores normalizados más próximos superior a los que se han calculado.

Tabla 6.20. Datos de tubería normalizados. Fuente: ASME B36.19M-2004

STAINLESS STEEL PIPE

ASME B36.19M-2004

**Table 1 Dimensions of Welded and Seamless Stainless Steel Pipe and Nominal Weights of Steel Pipe, Plain End**

| U.S. Customary Units |         |           |                 | SI Units     |    |        |          |                |
|----------------------|---------|-----------|-----------------|--------------|----|--------|----------|----------------|
| NPS                  | OD, in. | Wall, in. | $W_{pes}$ lb/ft | Schedule No. | DN | OD, mm | Wall, mm | $W_{pes}$ kg/m |
| $\frac{1}{8}$        | 0.405   | ... (1)   | ...             | 5S           | 6  | 10.3   | ... (1)  | ...            |
| $\frac{1}{8}$        | 0.405   | 0.049 (1) | 0.19            | 10S          | 6  | 10.3   | 1.24 (1) | 0.28           |
| $\frac{1}{8}$        | 0.405   | 0.068     | 0.24            | 40S          | 6  | 10.3   | 1.73     | 0.37           |
| $\frac{1}{8}$        | 0.405   | 0.095     | 0.31            | 80S          | 6  | 10.3   | 2.41     | 0.47           |
| $\frac{1}{4}$        | 0.540   | ... (1)   | ...             | 5S           | 8  | 13.7   | ... (1)  | ...            |
| $\frac{1}{4}$        | 0.540   | 0.065 (1) | 0.33            | 10S          | 8  | 13.7   | 1.65 (1) | 0.49           |
| $\frac{1}{4}$        | 0.540   | 0.088     | 0.43            | 40S          | 8  | 13.7   | 2.24     | 0.63           |
| $\frac{1}{4}$        | 0.540   | 0.119     | 0.54            | 80S          | 8  | 13.7   | 3.02     | 0.80           |
| $\frac{3}{8}$        | 0.675   | ... (1)   | ...             | 5S           | 10 | 17.1   | ... (1)  | ...            |
| $\frac{3}{8}$        | 0.675   | 0.065 (1) | 0.42            | 10S          | 10 | 17.1   | 1.65 (1) | 0.63           |
| $\frac{3}{8}$        | 0.675   | 0.091     | 0.57            | 40S          | 10 | 17.1   | 2.31     | 0.84           |
| $\frac{3}{8}$        | 0.675   | 0.126     | 0.74            | 80S          | 10 | 17.1   | 3.20     | 1.10           |
| $\frac{1}{2}$        | 0.840   | 0.065 (1) | 0.54            | 5S           | 15 | 21.3   | 1.65 (1) | 0.80           |
| $\frac{1}{2}$        | 0.840   | 0.083 (1) | 0.67            | 10S          | 15 | 21.3   | 2.11 (1) | 1.00           |
| $\frac{1}{2}$        | 0.840   | 0.109     | 0.85            | 40S          | 15 | 21.3   | 2.77     | 1.27           |
| $\frac{1}{2}$        | 0.840   | 0.147     | 1.09            | 80S          | 15 | 21.3   | 3.73     | 1.62           |



### ANEXO III

Tabla 6.21. Parámetros que definen la tubería por gravedad seleccionada

|          |     |    |
|----------|-----|----|
| DN       | 10  | mm |
| Schedule | 80S |    |



### III.7. Bombas

Los parámetros fundamentales a determinar en el cálculo de bombas son:

- Diámetro de descarga y diámetro de succión: es previamente indicado en el diseño de las tuberías.
- Criterio de diseño: punto de funcionamiento. Viene definido por el caudal y la altura necesaria.
- Material de la parte en contacto con el fluido: acero inoxidable 316.
- Presión de succión.
- Máxima presión de succión
  - $P_{\text{máx. succión}} = P_{\text{diseño del tanque}} + \rho \cdot g \cdot (h_{\text{elevación}} + h_{\text{máxima}})$
  - Presión shut-off presión: es la máxima presión a la que llega cuando se cierra una válvula.
    - $P_{\text{shut-off}} = P_{\text{máx. succión}} + 1,2 \cdot \Delta P_{\text{diseño}}$
- NPSH disponible
  - $NPSH_d = \frac{P_0}{\rho g} + h_0 - h_{f0-1} - \frac{P_v}{\rho g}$
  - $NPSH_{\text{disponible}} > NPSH_{\text{requerido}}$
  - $NPSH_{\text{requerido}}$  es específico de cada bomba, lo da el fabricante y será un requerimiento a la hora de la elección.

#### III.7.1. Bomba P-101

La bomba P-101 se encuentra en el proceso entre el tanque TK-101 y el agitador A-101, contiene tampón de sonicación con las siguientes características:

Tabla 7.1. Datos de partida para el diseño de la bomba

|            |           |                   |
|------------|-----------|-------------------|
| densidad   | 1000      | kg/m <sup>3</sup> |
| viscosidad | 0,001     | Kg/ms             |
| Q          | 8,333E-05 | m <sup>3</sup> /s |
| Tº op.     | 20        | °C                |
| P          | 1         | bar               |

Los datos de las tuberías entre las que se encuentra la bomba son los siguientes:



### ANEXO III

Tabla 7.2. Datos de las tuberías entre las que se encuentra la bomba.

| TUBERÍA | IMPULSIÓN |     | TUBERÍA | SUCCIÓN |     |
|---------|-----------|-----|---------|---------|-----|
| L       | 3         | m   | L       | 0,4     | m   |
| DN      | 0,01      | m   | DN      | 0,01    | m   |
| u       | 1,2       | m/s | u       | 0,8     | m/s |
| hf      | 1,3714    | m   | hf      | 0,1213  | m   |

La presión de diseño del tanque TK-101 es  $P_{\text{diseño}}=3,5$  barg

Por lo tanto, la presión máxima de succión será:

$$P_{\text{MÁX. SUCCIÓN}}=458361,408 \text{ Pa}$$

Para realizar el diseño de la bomba es necesario realizar un balance entre dos puntos, uno que se encuentre en la parte de aspiración de la bomba, punto 1, y otro en la parte de impulsión, punto 2.

El punto 1 elegido es el fondo del tanque TK-101 y el punto 2 la entrada al agitador A-102.

Las características de los puntos son las siguientes:

Tabla 7.3. Características de los puntos entre los que se encuentra la bomba

|       |           |     |       |        |     |
|-------|-----------|-----|-------|--------|-----|
| $P_1$ | 103723,98 | Pa  | $P_2$ | 101325 | Pa  |
| $u_1$ | 0,8       | m/s | $u_2$ | 1,2    | m/s |
| $z_1$ | 0         | m   | $z_2$ | 1,8    | m   |

$P_1$  es la máxima presión en el fondo de tanque TK-101. Ya se ha calculado que el tanque tiene una altura máxima de líquido de 0,24m.

$$P_1 = P_{\text{atm}} + \rho g H$$

Ecuación 7-1

$u_1$  y  $u_2$  son las velocidades en los puntos 1 y 2 respectivamente. Ya han sido calculadas en el apartado de tuberías.

$z_1$  y  $z_2$  es la altura a la que están situados dichos puntos.

Con estos datos y los de las características de las tuberías ya se puede aplicar la ecuación de Bernoulli para el cálculo de la altura de la bomba:



### ANEXO III

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2} + z_1 + h_p = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2} + z_2 + h_{f1-2}$$

Ecuación 7-2

$$h_p = 3,040 \text{ m}$$

Presión shutt-off de la bomba:

$$P_{\text{shut-off}} = P_{\text{máx.succión}} + 1,2 \cdot \Delta P_{\text{diseño}}$$

Ecuación 7-3

Donde  $\Delta P_{\text{diseño}}$  es:

$$\Delta P_{\text{diseño}} = P_1 + \rho g h_p$$

Ecuación 7-4

Potencia que desarrolla la bomba:

$$P = Q \cdot \rho \cdot g \cdot h_p$$

Ecuación 7-5

NPSH disponible:

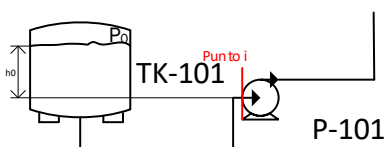


Figura 7-1. Esquema de la situación de la bomba

El punto i es el punto donde es más fácil que haya cavitación y el punto 0 se sitúa en la superficie del líquido.

$$\text{NPSH}_{\text{disponible}} = \frac{P_0}{\rho g} - \frac{P_v}{\rho g} - h_0 - h_{f0-1}$$

Ecuación 7-6

Siendo:

$P_0$ : presión en el tanque en el punto 0

$P_v$ : presión de vapor del fluido

$h_0$ : altura que hay del punto 0 a la entrada de la bomba



### ANEXO III

$h_{f0-i}$ : pérdidas de carga desde el punto cero al punto i

Tabla 7.4. Características calculadas de la bomba

|                       |            |    |
|-----------------------|------------|----|
| $P_{\text{shut-off}}$ | 594475,267 | Pa |
| Potencia              | 2,699      | W  |
| $P_v$                 | 23331      | Pa |
| NPSHd                 | 8,310      | m  |

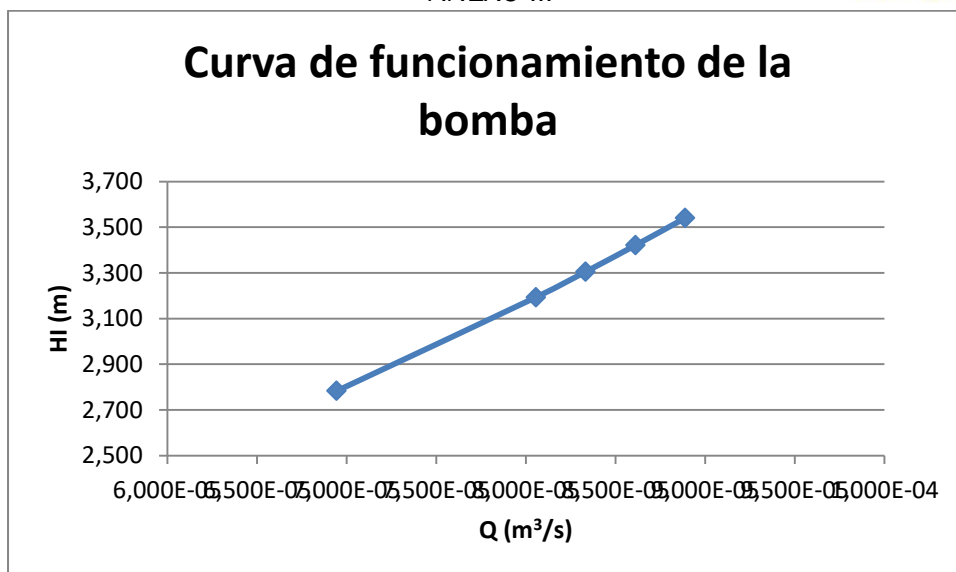
Con estos datos ya se dispone del punto de funcionamiento de la bomba ( $Q$ ,  $H_i$ ) y de los distintos requerimientos que hacen falta para que funcione de forma correcta.

El NPSH disponible es muy elevado, por lo que no habrá problema en este aspecto.

Antes de consultar distintos catálogos, se construye la curva de la bomba utilizando caudales ligeramente mayores y menores que los del punto de funcionamiento y así se asegura un buen diseño de la bomba.

Tabla 7.5. Datos de la curva de la bomba

| $Q$ (m <sup>3</sup> /h) | $Q$ (m <sup>3</sup> /s) | $h_f$ (m) | $H_i$ (m) | $H_i$ (bar) |
|-------------------------|-------------------------|-----------|-----------|-------------|
| 0,25                    | 6,944E-05               | 1,187     | 2,783     | 0,2692      |
| 0,29                    | 8,056E-05               | 1,597     | 3,193     | 0,3088      |
| 0,30                    | 8,333E-05               | 1,709     | 3,305     | 0,3197      |
| 0,31                    | 8,611E-05               | 1,825     | 3,421     | 0,3309      |
| 0,32                    | 8,889E-05               | 1,945     | 3,541     | 0,3424      |



Gráfica 7-1. Curva de la bomba calculada

## SELECCIÓN DE LA BOMBA COMERCIAL

Debido a las características del flujo y al bajo punto de funcionamiento, la bomba seleccionada será una bomba lobular rotativa (SLR) de INOXPA.

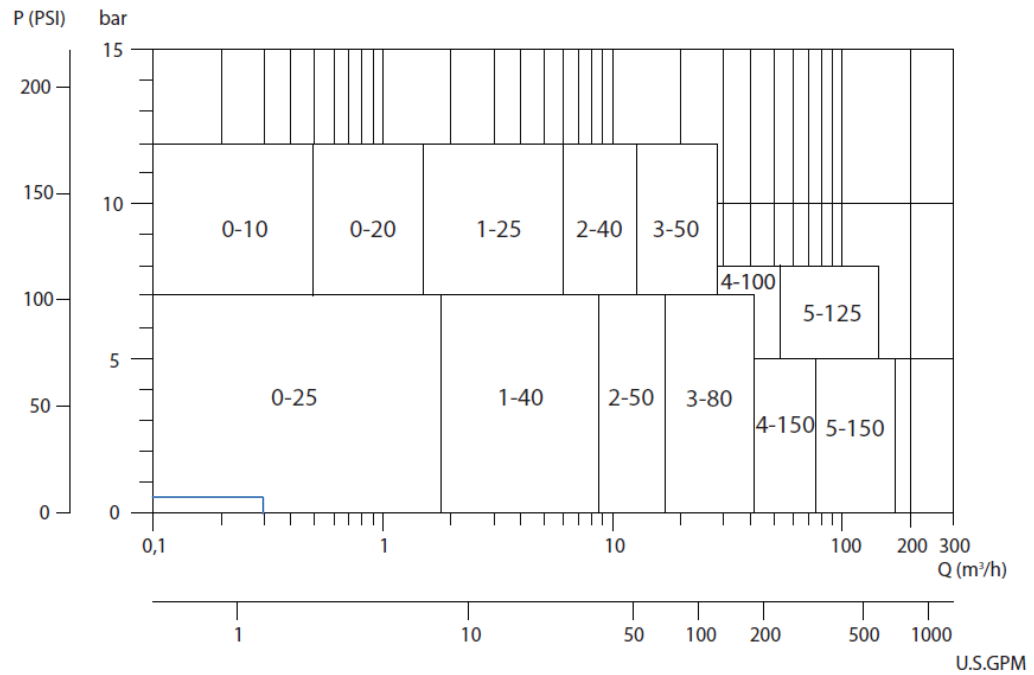
La bomba SLR es una bomba de desplazamiento positivo y diseño sanitario para instalaciones de las industrias lácteas, alimentarias, bebidas, cosmética, farmacéutica y química fina.

Hay distintas bombas dentro de esta familia, la selección se hará en base al punto de funcionamiento según la siguiente gráfica.





### ANEXO III



Gráfica 7-2. Curva de bomba comercial

La bomba seleccionada es SLR 0-25. Las características de dicha bomba se detallan en el catálogo que se encuentra en el ANEXO IX.



## III.8. Refrigeración

### III.8.1. U-100

El cálculo de tuberías y bombas del circuito de refrigeración se va a hacer a parte ya que se trata de un circuito cerrado, de varias tuberías en paralelo alimentado por dos bombas. El esquema del circuito se muestra en la figura FIGURA 8-1

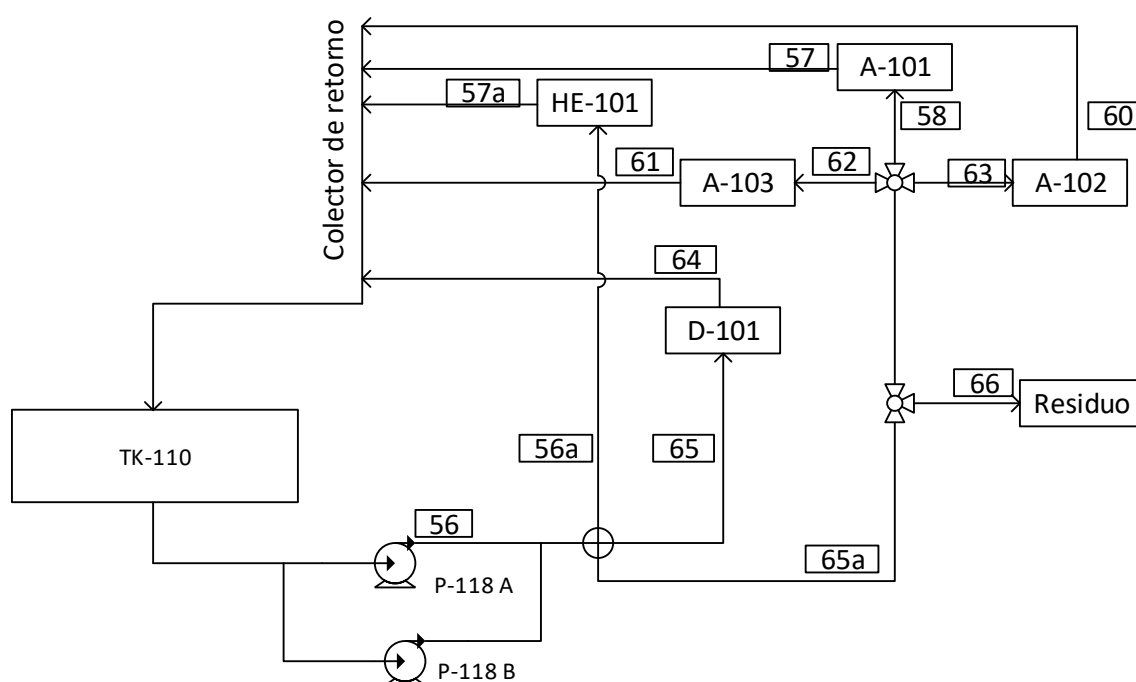


FIGURA 8-1. ESQUEMA REFRIGERACIÓN U-100

Por cada tubería tiene que circular un caudal distinto calculado según las necesidades energéticas de agua de refrigeración. Los cálculos se encuentran en el anexo IV.

Además, por las corrientes 65, 64, 65a, 62, 61, 63, 60, 58, 57 circulará distinto caudal, en el momento de enfriar y en el momento que tienen que mantener la temperatura durante las horas de agitación. Por ello, hay dos bombas, la bomba P-118A funciona cuando está enfriando y la bomba P-118B funciona mientras solo se quiere mantener la temperatura de agitado.

En ningún momento las bombas funcionan a la vez ni por las distintas corrientes circulará agua en el mismo instante. Es decir, mientras hay un circuito con agua, el resto de los circuitos permanecen cerrados.



### ANEXO III

Las tuberías se calculan de la misma manera que en el apartado 0 , teniendo en cuenta si es tubería de impulsión, de succión o por gravedad pero en este caso se usa el catálogo ASME B36.10M, ya que el material va a ser de acero en vez de acero inoxidable.

Tabla 8.1. Datos de tubería normalizados. Fuente: ASME B36.10M-2004

WELDED AND SEAMLESS WROUGHT STEEL PIPE

ASME B36.10M-2004

**Table 1 Dimensions and Weights of Welded and Seamless Wrought Steel Pipe**

| NPS<br>[Note (1)] | Customary Units             |                           |                               | Identification<br>[Standard (STD),<br>Extra-Strong (XS),<br>or Double Extra<br>Strong (XXS)] | Schedule<br>No. | DN<br>[Note (2)] | SI Units                   |                          |                            |
|-------------------|-----------------------------|---------------------------|-------------------------------|--|-----------------|------------------|----------------------------|--------------------------|----------------------------|
|                   | Outside<br>Diameter,<br>in. | Wall<br>Thickness,<br>in. | Plain End<br>Weight,<br>lb/ft |  |                 |                  | Outside<br>Diameter,<br>mm | Wall<br>Thickness,<br>mm | Plain End<br>Mass,<br>kg/m |
| 1/8               | 0.405                       | 0.049                     | 0.19                          | ...  | 10              | 6 (3)            | 10.3                       | 1.24                     | 0.28                       |
| 1/8               | 0.405                       | 0.057                     | 0.21                          | ...  | 30              | 6 (3)            | 10.3                       | 1.45                     | 0.32                       |
| 1/8               | 0.405                       | 0.068                     | 0.24                          | STD  | 40              | 6 (3)            | 10.3                       | 1.73                     | 0.37                       |
| 1/8               | 0.405                       | 0.095                     | 0.31                          | XS   | 80              | 6 (3)            | 10.3                       | 2.41                     | 0.47                       |
| 1/4               | 0.540                       | 0.065                     | 0.33                          | ...  | 10              | 8 (3)            | 13.7                       | 1.65                     | 0.49                       |
| 1/4               | 0.540                       | 0.073                     | 0.36                          | ...  | 30              | 8 (3)            | 13.7                       | 1.85                     | 0.54                       |
| 1/4               | 0.540                       | 0.088                     | 0.43                          | STD  | 40              | 8 (3)            | 13.7                       | 2.24                     | 0.63                       |
| 1/4               | 0.540                       | 0.119                     | 0.54                          | XS   | 80              | 8 (3)            | 13.7                       | 3.02                     | 0.80                       |
| 3/8               | 0.675                       | 0.065                     | 0.42                          | ...  | 10              | 10               | 17.1                       | 1.65                     | 0.63                       |
| 3/8               | 0.675                       | 0.073                     | 0.47                          | ...  | 30              | 10               | 17.1                       | 1.85                     | 0.70                       |
| 3/8               | 0.675                       | 0.091                     | 0.57                          | STD  | 40              | 10               | 17.1                       | 2.31                     | 0.84                       |
| 3/8               | 0.675                       | 0.126                     | 0.74                          | XS   | 80              | 10               | 17.1                       | 3.20                     | 1.10                       |
| 1/2               | 0.840                       | 0.065                     | 0.54                          | ...  | 5               | 15               | 21.3                       | 1.65                     | 0.80                       |
| 1/2               | 0.840                       | 0.083                     | 0.67                          | ...  | 10              | 15               | 21.3                       | 2.11                     | 1.00                       |
| 1/2               | 0.840                       | 0.095                     | 0.76                          | ...  | 30              | 15               | 21.3                       | 2.41                     | 1.12                       |
| 1/2               | 0.840                       | 0.109                     | 0.85                          | STD  | 40              | 15               | 21.3                       | 2.77                     | 1.27                       |
| 1/2               | 0.840                       | 0.147                     | 1.09                          | XS   | 80              | 15               | 21.3                       | 3.73                     | 1.62                       |
| 1/2               | 0.840                       | 0.188                     | 1.31                          | ...  | 160             | 15               | 21.3                       | 4.78                     | 1.95                       |
| 1/2               | 0.840                       | 0.294                     | 1.72                          | XXS  | ...             | 15               | 21.3                       | 7.47                     | 2.55                       |
| 3/4               | 1.050                       | 0.065                     | 0.69                          | ...  | 5               | 20               | 26.7                       | 1.65                     | 1.03                       |
| 3/4               | 1.050                       | 0.083                     | 0.86                          | ...  | 10              | 20               | 26.7                       | 2.11                     | 1.28                       |
| 3/4               | 1.050                       | 0.095                     | 0.97                          | ...  | 30              | 20               | 26.7                       | 2.41                     | 1.44                       |

La estrategia para conseguir con una bomba que circule el caudal requerido por cada corriente consiste en elegir una bomba según los requerimientos de caudal y altura de instalación más desfavorables. En el caso de la bomba P-118A la corriente 63 es la más desfavorable ya que tiene el menor caudal y la mayor altura.

A partir de la curva de la bomba elegida, entrando en la gráfica con el caudal requerido se obtiene la altura que da la bomba, la cual hay que igualar a la altura calculada mediante la Ecuación 7-1. Esto se hace con un ajuste iterativo de las pérdidas de carga a partir de la introducción de válvulas con distinta apertura.

Tabla 8.2. Valor del coeficiente K para las distintas pérdidas locales. Fuente: Elaboración propia

Codo 90°

1



### ANEXO III

|                     |     |
|---------------------|-----|
| Válvula             | 3   |
| Válvula cerrada 1/2 | 5   |
| Válvula cerrada 3/4 | 20  |
| Válvula cerrada 1/4 | 1   |
| Salida depósito     | 0,5 |
| Llegada depósito    | 1   |

La gráfica de la bomba con los distintos puntos de funcionamiento y los datos y resultados de las diferentes corrientes se puede ver a continuación.

Tabla 8.3. L, Dint, v, f, n° codos de las corrientes del circuito de refrigeración

| Corriente | L   | Dint (m) | velocidad<br>(m/s) | f     | Codos |
|-----------|-----|----------|--------------------|-------|-------|
| 56a       | 12  | 0,0141   | 1,2                | 0,032 | 2     |
| 57a       | 12  | 0,0160   | 1                  | 0,033 | 2     |
| 65        | 7   | 0,0130   | 1,2                | 0,031 | 1     |
| 64        | 7   | 0,0143   | 1                  | 0,032 | 2     |
| 65a       | 13  | 0,0065   | 1,2                | 0,039 | 2     |
| 56        | 10  | 0,0065   | 1,2                | 0,039 | 0     |
| 63        | 24  | 0,0065   | 1,2                | 0,039 | 2     |
| 60        | 25  | 0,0071   | 1                  | 0,039 | 0     |
| 58        | 16  | 0,0054   | 1,2                | 0,041 | 2     |
| 57        | 20  | 0,0071   | 1                  | 0,041 | 3     |
| 62        | 3   | 0,0065   | 1,2                | 0,039 | 2     |
| 61        | 6   | 0,0065   | 1                  | 0,039 | 0     |
| succión   | 0,4 | 0,0100   | 0,8                | 0,037 | 3     |
| 56        | 1   | 0,0100   | 1,2                | 0,034 | 0     |

Tabla 8.4. N° de válvulas de paso, válvulas de estrechamiento, válvulas para compensar pérdidas (cerradas 1/2, 3/4 y 1/4) y pérdidas por fricción de las corrientes del circuito de refrigeración.

| Corriente | paso | Estre<br>ch | 1/2 | 3/4 | 1/4 | Salida<br>depósito | Entrada<br>depósito | hf    |
|-----------|------|-------------|-----|-----|-----|--------------------|---------------------|-------|
| 56a       | 1    | 0           |     |     | 0   | 0                  | 1                   | 2,436 |
| 57a       | 2    | 0           |     |     |     | 1                  | 0                   | 1,696 |
| 65        | 1    | 0           | 2   | 5   | 1   | 0                  | 1                   | 9,746 |



## ANEXO III

| Corriente | paso | Estre<br>ch | 1/2 | 3/4 | 1/4 | Salida<br>depósito | Entrada<br>depósito | hf     |
|-----------|------|-------------|-----|-----|-----|--------------------|---------------------|--------|
| 64        | 2    | 0           |     |     |     | 1                  | 0                   | 1,232  |
| 65a       | 2    | 0           |     |     |     | 0                  | 0                   | 6,349  |
| 56        | 2    | 0           |     |     |     | 0                  | 0                   | 4,873  |
| 63        | 1    | 0           | 0   |     |     | 0                  | 1                   | 11,078 |
| 60        | 1    | 0           |     |     |     | 1                  | 0                   | 7,203  |
| 58        | 1    | 0           | 3   | 1   |     | 0                  | 1                   | 11,894 |
| 57        | 1    | 0           |     |     |     | 1                  | 0                   | 6,239  |
| 62        | 1    | 0           |     |     |     | 0                  | 1                   | 1,770  |
| 61        | 2    | 0           |     |     |     | 1                  | 0                   | 2,178  |
|           | 0    | 0           |     |     |     | 1                  | 0                   | 0,163  |
| 56        | 0    | 1           |     |     |     | 0                  | 0                   | 0,617  |

Pérdidas en los diferentes equipos:

Tabla 8.5. Pérdidas de los equipos intermedios

| equipos intermedios | hf (m) |
|---------------------|--------|
| HE-101              | 0,4299 |
| D-101               | 0,7678 |
| A-102               | 0,3569 |
| A-101               | 0,7727 |
| A-103               | 0,3569 |

Las pérdidas del intercambiador de calor se obtienen del programa usado en su diseño *AlfaLaval* especificado en el apartado 0.

Las pérdidas en las camisas de los tanques agitados se calculan con la siguiente fórmula:

$$\Delta P = 4 \cdot \pi \cdot D \cdot ((0,40 \cdot v) - 0,35) \quad \text{Ecuación 8-1}$$

Siendo:

D: diámetro del tanque, m



$v$ : velocidad del fluido, m/s

Con la altura total de pérdidas de carga y los datos de la Tabla 8.6, ya se puede calcular la altura necesaria de la bomba a partir de la Ecuación 7-1.

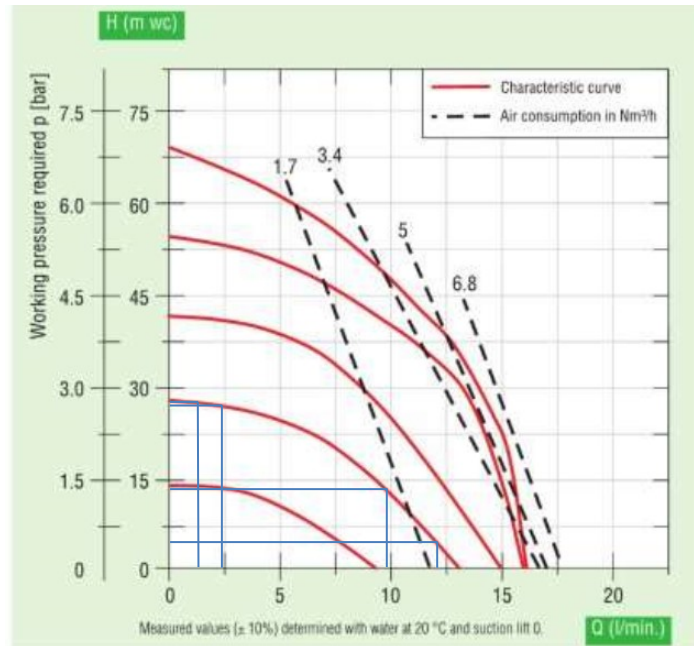
Tabla 8.6. Datos de los puntos 1 y 2 entre los que se encuentra la bomba P-118

|          |        |                   |
|----------|--------|-------------------|
| densidad | 1000   | kg/m <sup>3</sup> |
| Vliq     | 0,8    | m <sup>3</sup>    |
| Vtanque  | 1      | m <sup>3</sup>    |
| L/D      | 1,5    |                   |
| D        | 0,95   | m                 |
| L        | 1,42   | m                 |
| H        | 0,85   | m                 |
| P1       | 109624 | Pa                |
| P2       | 101325 | Pa                |
| z1       | 0      | m                 |
| z2       | 1,8    | m                 |
| u1       | 1,2    | m/s               |
| u2       | 0,8    | m/s               |

A continuación se muestran en la Gráfica 8-1 diferentes puntos de funcionamiento para la bomba P-118A de los diferentes circuitos.

La bomba elegida, que cumple los requerimientos es una bomba neumática. Las bombas neumáticas son las más apropiadas para caudales pequeños como los que se tienen en este caso.

La bomba es Lutz doublé diaphragm pump-model ¼"bolted versión (non-metallic), se puede consultar sus características en el catálogo presente en el anexo IX.



Gráfica 8-1. Curva de la bomba comercial. Fuente: Lutz.

Tabla 8.7. Puntos de funcionamiento para los diferentes circuitos de la bomba P-118A

| Bomba A | hf (m) | Q (l/min) | hp (m) | H <sub>bomba comercial</sub> (m) |
|---------|--------|-----------|--------|----------------------------------|
| HE-101  | 5,3421 | 12,12     | 6,254  | 6,0                              |
| D-101   | 12,525 | 9,60      | 13,438 | 13,5                             |
| A-102   | 25,767 | 2,36      | 26,679 | 26,5                             |
| A-101   | 26,035 | 1,66      | 26,948 | 27,0                             |

Para la bomba P-118B se ha hecho de diferente manera. Como son caudales muy parecidos y bajos se pone una válvula de compensación justo después de la bomba y así conseguir el caudal pedido.

La bomba es el mismo modelo que la bomba P-118A.

La altura de la bomba con ese caudal es mayor que la necesaria en todos los casos por lo que se puede afirmar que funcionará sin problema.

Tabla 8.8. Punto de funcionamiento para los diferentes circuitos de la bomba P-118B

| Bomba B | hf (m)  | Q (l/min) | hp (m)  | H <sub>bomba comercial</sub> (m) |
|---------|---------|-----------|---------|----------------------------------|
| A-101   | 26,0354 | 0,0018    | 26,9477 | 27                               |
| A-102   | 25,7669 | 0,0018    | 26,6792 | 27                               |



| Bomba B | hf (m)  | Q (l/min) | hp (m)  | H <sub>bomba comercial</sub> (m) |
|---------|---------|-----------|---------|----------------------------------|
| A-103   | 25,7669 | 0,0018    | 26,6792 | 27                               |
| D-101   | 12,5253 | 0,0054    | 13,4376 | 27                               |

### III.8.2. U-200

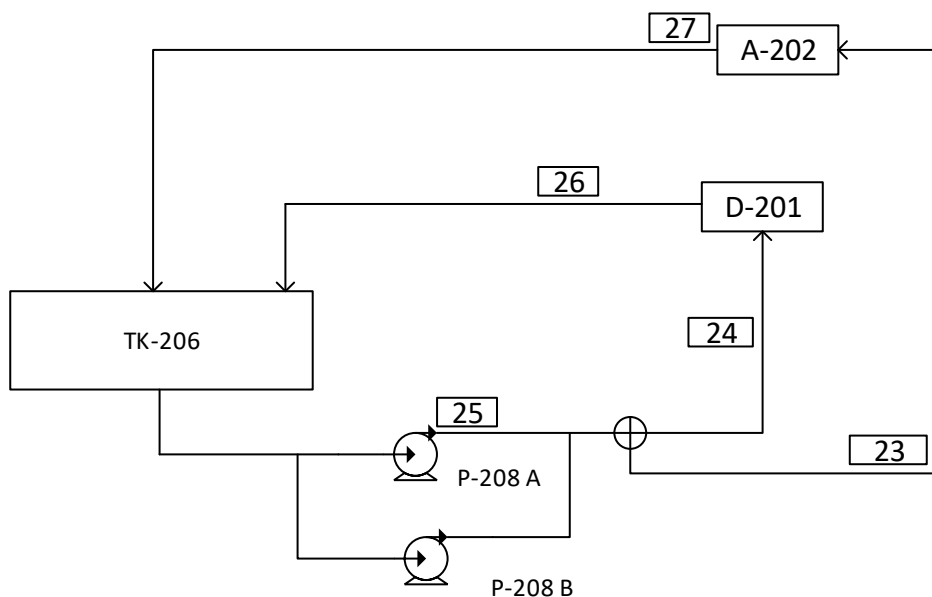


Figura 8-2 *Esquema refrigeración U-200*

Se procede de la misma manera que en el caso anterior.

Tabla 8.9. L, Dint, v, f, n° codos de las corrientes del circuito de refrigeración

| Corriente | L   | Dint<br>(m) | velocidad<br>(m/s) | Moddy | codos |
|-----------|-----|-------------|--------------------|-------|-------|
| 23        | 7   | 0,0037      | 2                  | 0,045 | 2     |
| 27        | 7   | 0,0045      | 1                  | 0,045 | 2     |
| 24        | 5   | 0,0131      | 1,2                | 0,031 | 2     |
| 26        | 1   | 0,0143      | 0,8                | 0,032 | 0     |
| succión   | 0,4 | 0,0080      | 0,8                | 0,029 | 3     |
| 25        | 1   | 0,0080      | 1,2                | 0,029 | 0     |





### ANEXO III

Como por la corriente de succión y la corriente 25 pasan diferentes caudales según qué servicio esté en activo se ha elegido un diámetro medio entre los dos casos calculados.

Se ajustan las pérdidas con válvulas de diferentes aperturas

Tabla 8.10. N° de válvulas de paso, válvulas de estrechamiento, válvulas para compensar pérdidas (cerradas  $\frac{1}{2}$ ,  $\frac{3}{4}$  y  $\frac{1}{4}$ ) y pérdidas por fricción de las corrientes del circuito de refrigeración.

| Corriente | paso | estre<br>ch. | 1/2 | 3/4 | 1/4 | salida<br>depósito | entrada<br>depósito | hf (m)      |
|-----------|------|--------------|-----|-----|-----|--------------------|---------------------|-------------|
| 23        | 1    | 0            | 1   |     | 3   | 0                  | 1                   | 20,392<br>7 |
| 27        | 0    | 0            |     |     |     | 1                  | 1                   | 3,7580      |
| 24        | 1    | 0            | 1   | 5   |     | 0                  | 1                   | 9,0261      |
| 26        | 0    | 0            |     |     |     | 1                  | 1                   | 0,1219      |
| succión   | 0    | 0            |     |     |     | 1                  | 0                   | 0,1616      |
| 25        | 0    | 1            |     |     |     | 0                  | 0                   | 0,6337      |

Pérdidas en equipos calculadas a partir de la Ecuación 8-1.

Tabla 8.11. Pérdidas en la camisa de los agitadores

| equipos<br>intermedios | hf     |
|------------------------|--------|
| A-202                  | 1,1535 |
| D-201                  | 2,6578 |

Y por último, a partir de todos los datos anteriores y de los datos de la Tabla 8.12 se calculan las necesidades de la bomba.

Tabla 8.12. Datos de los puntos 1 y 2 entre los que se encuentra la bomba P-208

|          |        |                   |
|----------|--------|-------------------|
| densidad | 1000   | kg/m <sup>3</sup> |
| Vliq     | 0,4    | m <sup>3</sup>    |
| Vtanque  | 0,5    | m <sup>3</sup>    |
| L/D      | 1,5    |                   |
| D        | 0,75   | m                 |
| L        | 1,13   | m                 |
| H        | 0,90   | m                 |
| P1       | 110145 | Pa                |



### ANEXO III

|    |        |     |
|----|--------|-----|
| P2 | 101325 | Pa  |
| z1 | 0      | m   |
| z2 | 1,8    | m   |
| u1 | 1,2    | m/s |
| u2 | 0,8    | m/s |

Tabla 8.13. Puntos de funcionamiento para los diferentes circuitos de la bomba P-208A

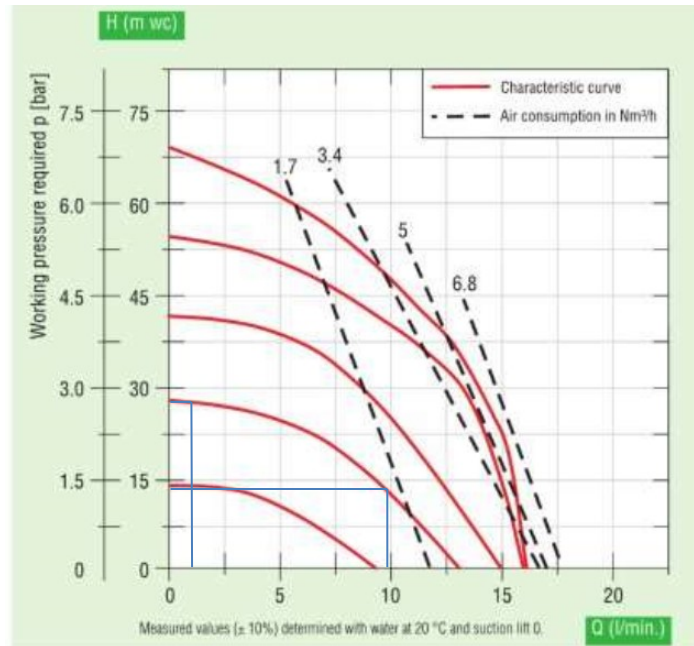
| Bomba A | hf (m)  | Q (l/min) | hp(m)   | H <sub>bomba comercial</sub> (m) |
|---------|---------|-----------|---------|----------------------------------|
| A-202   | 26,0995 | 0,9588    | 26,9587 | 27                               |
| D-201   | 12,6011 | 9,6732    | 13,4603 | 13,5                             |

Tabla 8.14. Puntos de funcionamiento para los diferentes circuitos de la bomba P-208B

| Bomba B | hf (m)  | Q (l/min) | hp(m)   | H <sub>bomba comercial</sub> (m) |
|---------|---------|-----------|---------|----------------------------------|
| A-202   | 26,0995 | 0,0006    | 26,9587 | 27                               |
| D-201   | 12,6011 | 0,0054    | 13,4603 | 27                               |

Al igual que en el caso de la U-100, para la bomba que se encarga del agua de refrigeración que mantiene la temperatura durante el tiempo de agitación (P-208B), se pone una válvula de compensación después de la tubería que marca el caudal que tiene que circular, ya que ambos son muy bajos y la altura que proporciona con ese caudal es mayor que la necesaria.

La bomba, al igual que en el caso anterior, es Lutz doublé diaphragm pump-model ¼"bolted versión (non-metallic), se pueden consultar sus características en el catálogo presente en el anexo IX.



Gráfica 8-2. Gráfica de la bomba comercial. Fuente: Lutz



### III.9. Lavado

El circuito de lavado es un circuito cerrado que sale de la unidad U-300 hacia el resto de unidades.

Por el circuito de tuberías pasan diferentes fluidos, pero por todas las tuberías el proceso es el mismo, como ya se ha explicado anteriormente. Por esta razón, todas las tuberías van a ser del mismo diámetro y espesor y la bomba se va a elegir teniendo en cuenta el circuito más desfavorable, el que llega al agitador A-102.

El material de las tuberías y bombas será AISI 316, ya que conectan con los equipos del proceso de producción y el producto de lavado tiene que mantenerse puro.

Siguiendo los pasos del apartado III.6, y con los datos de partida indicados en la Tabla 9.1 se obtienen los resultados de la Tabla 9.2.

Datos de partida:

Tabla 9.1. Datos de partida para el diseño de tuberías del circuito de lavado.

|                            |       |                   |
|----------------------------|-------|-------------------|
| densidad                   | 1000  | kg/m <sup>3</sup> |
| V <sub>liq</sub>           | 0,500 | m <sup>3</sup>    |
| V <sub>tanque</sub>        | 0,625 | m <sup>3</sup>    |
| L/D                        | 1,5   |                   |
| D                          | 0,809 | m                 |
| L                          | 1,214 | m                 |
| H                          | 0,971 | m                 |
| PMO                        | 1,094 | bar               |
| TMO                        | 25    | °C                |
| T° op.                     | 20    | °C                |
| Pop.                       | 1     | bar               |
| viscosidad                 | 0,001 | kg/ms             |
| P <sub>diseño tanque</sub> | 3,5   | barg              |

Tabla 9.2. Resultados de las tuberías del circuito de lavado.

|                   | L | D <sub>int</sub> (m) | V<br>(m/s) | Moddy | Codos | válvulas | h <sub>f</sub> (m) |
|-------------------|---|----------------------|------------|-------|-------|----------|--------------------|
| salida<br>tanques | 2 | 0,0103               | 1          | 0,035 | 0     | 1        | 0,5253             |



### ANEXO III

|                       |    |        |     |       |   |    |         |
|-----------------------|----|--------|-----|-------|---|----|---------|
| colector<br>impulsión | 50 | 0,0094 | 1,2 | 0,034 | 7 | 10 | 16,0744 |
| colector<br>succión   | 8  | 0,0115 | 0,8 | 0,027 | 0 | 0  | 0,6124  |

Datos de partida para el cálculo de la bomba P-301.

Tabla 9.3. Datos de partida para el cálculo de la bomba de lavado

|                |           |     |                |        |     |
|----------------|-----------|-----|----------------|--------|-----|
| P <sub>1</sub> | 103723,98 | Pa  | P <sub>2</sub> | 506625 | Pa  |
| u <sub>1</sub> | 0,8       | m/s | u <sub>2</sub> | 1,2    | m/s |
| z <sub>1</sub> | 0         | m   | z <sub>2</sub> | 1,8    | m   |

El punto 1 elegido es el punto donde desemboca la tubería que sale de TK-301 al colector de salida y el punto 2 es el punto donde llega la tubería de impulsión al colector de llegada.

El fluido de lavado tiene que llegar con cierta presión a los diferentes equipos.

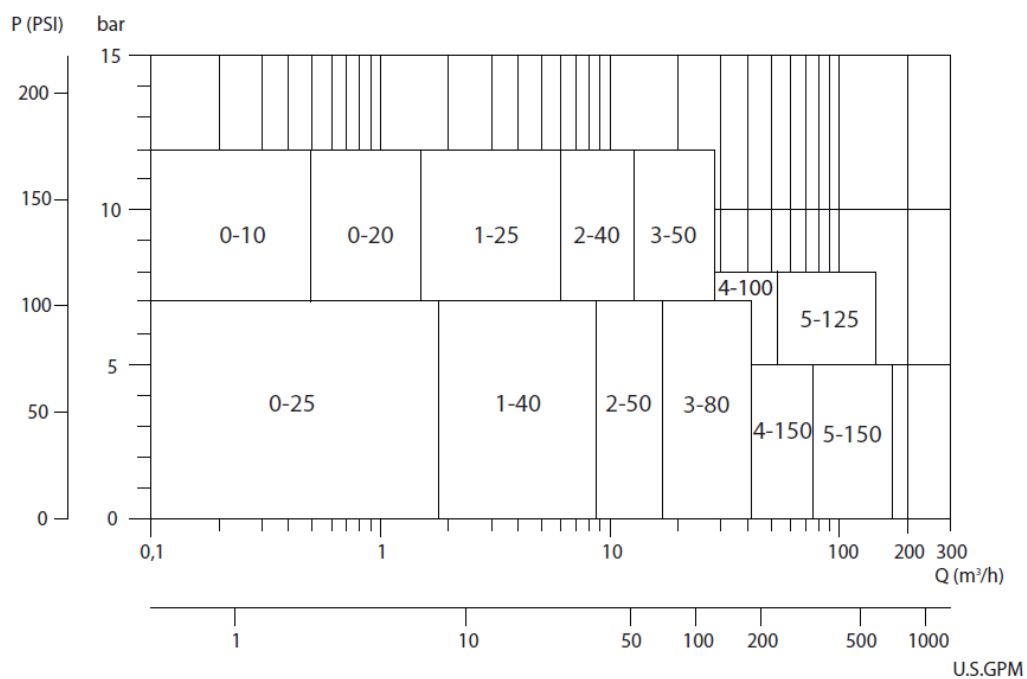
Los resultados para las bombas son:

Tabla 9.4. Puntos de funcionamiento, potencia, NPSHd de las bombas del circuito de lavado.

| Bomba | Q         | hf      | HI (m)  | Potencia | NPSHd  | HI (bar) |
|-------|-----------|---------|---------|----------|--------|----------|
| P-301 | 8,333E-05 | 16,7031 | 58,9296 | 48,1259  | 8,7441 | 5,6917   |
| P-209 | 8,333E-05 | 16,7031 | 17,5725 | 14,3509  | 8,7441 | 1,6917   |
| P-119 | 8,333E-05 | 16,7031 | 17,5725 | 14,3509  | 8,7441 | 1,6917   |



Gráfica 9-1. Gráfica de la bomba comercial



La bomba elegida es SLR 0-25, su catálogo se encuentra en el anexo IX.