

# CAPÍTULO VI. ESTACIONES DE BOMBEO DE AGUA CRUDA Y TRATADA

## ÍNDICE

---

<b>1. INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>1</b>
<b>2. BOMBAS CENTRÍFUGAS.....</b>	<b>3</b>
2.1. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS.....	3
2.2. CURVAS CARACTERÍSTICAS.....	9
2.3. SEMEJANZA DE LAS TURBOMÁQUINAS .....	15
2.4. CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS .....	16
2.4.1. <i>Clasificación de las Bombas Por su Número Específico.....</i>	<i>16</i>
2.4.2. <i>Clasificación de las Bombas de Acuerdo a la Dirección del Flujo .....</i>	<i>17</i>
2.4.3. <i>Clasificación de la Bomba de Acuerdo a su Presión de Salida .....</i>	<i>19</i>
2.4.4. <i>Clasificación de la Bomba de Acuerdo a la Entrada de Agua .....</i>	<i>19</i>
2.4.5. <i>Clasificación de las Bombas en Función a su Carcasa .....</i>	<i>20</i>
2.4.6. <i>Clasificación de las Bombas Según el Número de Rotores en Serie.....</i>	<i>24</i>
2.4.7. <i>Clasificación Según el Posicionamiento de la Bomba.....</i>	<i>26</i>
<b>3. ESTACIONES DE BOMBEO PARA BOMBAS CENTRÍFUGAS.....</b>	<b>27</b>
3.1. CARACTERÍSTICAS GENERALES DE LAS INSTALACIONES.....	27
3.2. RECOMENDACIONES DEL HYDRAULIC INSTITUTE PARA EL DISEÑO DE CÁMARAS DE ASPIRACIÓN .	41
3.3. RECOMENDACIONES DE LA UNIVERSIDAD DE NOTTINGHAM .....	46
3.4. RECOMENDACIONES GENERALES PARA EL DISEÑO DE PEQUEÑAS CÁMARAS DE BOMBEO .....	47
3.5. DIMENSIONAMIENTO DEL VOLUMEN DE LA CÁMARA DE ASPIRACIÓN CUANDO LAS BOMBAS ARRANCAN Y PARAN DE ACUERDO AL NIVEL LÍQUIDO DENTRO DE LAS MISMAS .....	49
3.5.1. <i>Caso I: Una Sola Bomba en Operación.....</i>	<i>49</i>
3.5.2. <i>Caso II: Dos Bombas en Paralelo en Operación.....</i>	<i>52</i>
3.5.3. <i>Caso III: Tres Bombas en Paralelo en Operación .....</i>	<i>56</i>

<b>3.6. DETERMINACIÓN DEL VOLUMEN MÍNIMO DEL TANQUE DE DISTRIBUCIÓN CUANDO LAS BOMBAS DE LA CÁMARA DE ASPIRACIÓN ARRANCAN Y PARAN DE ACUERDO AL NIVEL LÍQUIDO DENTRO DEL MISMO.....</b>	<b>61</b>
<b>3.7. BOMBAS DE VELOCIDAD ROTACIONAL VARIABLE.....</b>	<b>61</b>
<b>3.8. DIMENSIONAMIENTO DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS.....</b>	<b>64</b>
3.8.1. <i>Determinación de la Altura Manométrica de Elevación.....</i>	<i>64</i>
3.8.2. <i>Potencia de las Bombas Centrífugas.....</i>	<i>67</i>
3.8.3. <i>Acoplamiento de Electrobombas.....</i>	<i>69</i>
<b>3.9. CAÑERÍAS DE ASPIRACIÓN.....</b>	<b>72</b>
3.9.1. <i>Determinación del ANPA<sub>d</sub> (Altura Neta Positiva de Aspiración Disponible) de la Cañería de Aspiración.....</i>	<i>72</i>
3.9.2. <i>Cebado de las Bombas Centrífugas.....</i>	<i>79</i>
<b>3.10. CAÑERÍAS DE IMPULSIÓN.....</b>	<b>86</b>
3.10.1. <i>Determinación del Diámetro Más Económico.....</i>	<i>86</i>
3.10.2. <i>Golpe de Ariete en las Impulsiones.....</i>	<i>90</i>
3.10.3. <i>Sobrepresiones por Aire en las Conducciones.....</i>	<i>96</i>
<b>3.11. BOMBAS AUTOCEBANTES.....</b>	<b>97</b>
<b>3.12. BOMBAS EYECTORAS.....</b>	<b>98</b>
<b>3.13. ELEMENTOS COMPLEMENTARIOS EN LAS ESTACIONES DE BOMBEO.....</b>	<b>101</b>
3.13.1. <i>Válvulas de Cierre.....</i>	<i>101</i>
3.13.2. <i>Válvulas de Retención.....</i>	<i>105</i>
3.13.3. <i>Válvulas de Aire.....</i>	<i>106</i>
3.13.4. <i>Válvulas Piezostáticas.....</i>	<i>108</i>
3.13.5. <i>Dispositivos Antiarriete.....</i>	<i>109</i>
<b>3.14. ESTACIONES DE REBOMBEO O REFUERZO EN CAÑERÍAS A PRESIÓN (“BOOSTING”).....</b>	<b>129</b>
<b>4. BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO.....</b>	<b>133</b>
<b>5. TORNILLO DE ARQUÍMEDES.....</b>	<b>141</b>
<b>6. ELEVACIÓN DE AGUA A TRAVÉS DE AIRE COMPRIMIDO (SISTEMA AIR-LIFT).....</b>	<b>143</b>
<b>7. BOMBAS PARA ABASTECIMIENTOS RURALES.....</b>	<b>146</b>
7.1. <i>BOMBA DE PISTÓN MANUAL.....</i>	<i>146</i>
7.2. <i>BOMBAS A PISTÓN ACCIONADAS CON MOLINOS DE VIENTO.....</i>	<i>147</i>
7.3. <i>BOMBAS DE DIAFRAGMA.....</i>	<i>150</i>
7.4. <i>BOMBAS DE ROTOR.....</i>	<i>151</i>
7.5. <i>BOMBAS DE ARIETE HIDRÁULICO.....</i>	<i>152</i>
7.6. <i>NORIA DE CANGILONES.....</i>	<i>154</i>
7.7. <i>RUEDAS MIXTAS.....</i>	<i>156</i>
<b>8. BIBLIOGRAFÍA.....</b>	<b>157</b>

## LISTA DE ILUSTRACIONES

### FIGURAS

<b>Figura 1.</b> Corte esquemático de bombas centrífugas.....	<b>3</b>
<b>Figura 2.</b> Esquema para ilustrar el funcionamiento de una bomba centrífuga.....	<b>4</b>
<b>Figura 3.</b> Versión simplificada de un tipo comercial de bomba centrífuga.....	<b>5</b>
<b>Figura 4.</b> Curvas teóricas “H-Q”.....	<b>8</b>
<b>Figura 5.</b> Álabes curvados hacia delante $B_2 > 90^\circ$ .....	<b>8</b>
<b>Figura 6.</b> Curva de la bomba .....	<b>10</b>
<b>Figura 7.</b> Curvas de las bombas para distintas velocidades de rotación .....	<b>10</b>
<b>Figura 8.</b> Curvas de rendimiento .....	<b>11</b>
<b>Figura 9.</b> Curvas “ $H_m - Q$ ”, “ $N - Q$ ” y “ $\eta - Q$ ” .....	<b>11</b>
<b>Figura 10.</b> Curvas características de las bombas .....	<b>12</b>
<b>Figura 11.</b> Curvas características “ $H - Q$ ”, “ $N - Q$ ” y “ $\eta - Q$ ” .....	<b>14</b>
<b>Figura 12.</b> Tipo de rotores o rodetes de bombas de acuerdo al número específico.....	<b>17</b>
<b>Figura 13.</b> Tipos de impulsores .....	<b>18</b>
<b>Figura 14.</b> Rodete de succión de entrada única.....	<b>19</b>
<b>Figura 15.</b> Rodete de succión doble.....	<b>19</b>
<b>Figura 16.</b> Rodete de succión triple.....	<b>20</b>
<b>Figura 17.</b> Carcasa tipo voluta.....	<b>20</b>
<b>Figura 18.</b> Bomba de doble succión para condiciones de operación continua y período de vida prolongado.....	<b>21</b>
<b>Figura 19.</b> Carcasa tipo difusor.....	<b>22</b>
<b>Figura 20.</b> Corte seccional de una bomba de pozo profundo .....	<b>22</b>
<b>Figura 21.</b> Carcasa inaccesible al impulsor, sino se desarma el conjunto.....	<b>23</b>
<b>Figura 22.</b> Carcasa partida por un plano horizontal .....	<b>23</b>
<b>Figura 23.</b> Bomba doble etapa .....	<b>24</b>
<b>Figura 24.</b> Bomba múltiples etapas .....	<b>24</b>
<b>Figura 25.</b> Bombas de doble succión y múltiples etapas de impulsión.....	<b>24</b>
<b>Figura 26.</b> Bomba de pozo profundo lubricada por agua, mostrando todas sus partes constructivas .....	<b>25</b>
<b>Figura 27.</b> Cámara con carga de succión.....	<b>28</b>
<b>Figura 28.</b> Bomba sumergida y motor superior no sumergido .....	<b>29</b>
<b>Figura 29.</b> Dibujo esquemático del conjunto bomba – motor .....	<b>30</b>
<b>Figura 30.</b> Bomba de pozo profundo. Motor y bomba sumergidos .....	<b>31</b>
<b>Figura 31.</b> Cámara con altura de succión.....	<b>32</b>
<b>Figura 32.</b> Sumergencia mínima.....	<b>33</b>
<b>Figura 33.</b> Campanas de succión .....	<b>34</b>
<b>Figura 34.</b> Posición campana de succión.....	<b>35</b>
<b>Figura 35.</b> Cámara con altura de succión.....	<b>35</b>
<b>Figura 36.</b> Instalación incorrecta de tuberías .....	<b>36</b>
<b>Figura 37.</b> Instalación correcta de tuberías .....	<b>36</b>
<b>Figura 38.</b> Forma incorrecta de instalar la tubería de succión .....	<b>37</b>
<b>Figura 39.</b> Forma correcta de instalar la tubería de succión .....	<b>37</b>
<b>Figura 40.</b> Instalación incorrecta de codo en plano horizontal .....	<b>38</b>
<b>Figura 41.</b> Instalación correcta de codo en plano horizontal .....	<b>38</b>
<b>Figura 42.</b> Instalación de succión mediante múltiple.....	<b>39</b>
<b>Figura 43.</b> Válvula de alivio y entrada de aire en la descarga de la bomba.....	<b>39</b>
<b>Figura 44.</b> Puente grúa .....	<b>40</b>
<b>Figura 45.</b> Disposiciones geométricas recomendadas.....	<b>42</b>
<b>Figura 46.</b> Disposiciones geométricas recomendadas por el Hidraulic Institute .....	<b>43</b>

<b>Figura 47.</b> Disposiciones geométricas recomendadas por el Hidraulic Institute .....	44
<b>Figura 48.</b> Disposiciones geométricas recomendadas por el Hidraulic Institute .....	45
<b>Figura 49.</b> Disposiciones geométricas recomendadas por la Universidad de Nottingham, bombas sumergibles.....	46
<b>Figura 50.</b> Dimensiones mínimas para el pozo de bombeo. Según la Universidad de Nottingham....	47
<b>Figura 51.</b> Recomendaciones generales de la OPS (Organización Panamericana de la Salud) para pequeñas cámaras de bombeo .....	48
<b>Figura 52.</b> Volumen del pozo de bombeo para una bomba.....	50
<b>Figura 53.</b> Volumen mínimo $V_1$ para la cámara de aspiración. Método para una sola bomba .....	51
<b>Figura 54.</b> Niveles de arranque y parada para dos bombas.....	52
<b>Figura 55. Volumen mínimo <math>V_2</math> para la cámara de aspiración. Método de Pincince para dos bombas .....</b>	<b>55</b>
<b>Figura 56.</b> Curvas de la instalación y bombas, para impulsión separadas.....	<b>55</b>
<b>Figura 57.</b> Curvas de la instalación y bombas, para impulsión única.....	<b>56</b>
<b>Figura 58. Niveles de arranque y parada para tres bombas.....</b>	<b>57</b>
<b>Figura 59.</b> Volumen mínimo $V_3$ para la cámara de aspiración. Método de Pincence para tres bombas .....	<b>60</b>
<b>Figura 60.</b> Caudal de base y variable .....	<b>63</b>
<b>Figura 61. Instalación de bombeo .....</b>	<b>64</b>
<b>Figura 62.</b> Punto de funcionamiento para una sola bomba .....	<b>68</b>
<b>Figura 63.</b> Punto de funcionamiento para distintas pérdidas de energía .....	<b>68</b>
<b>Figura 64.</b> Punto de funcionamiento para distintas variaciones de nivel.....	<b>69</b>
<b>Figura 65.</b> Punto de funcionamiento para las bombas en paralelo.....	<b>70</b>
<b>Figura 66.</b> Punto de funcionamiento de dos bombas en paralelo iguales .....	<b>70</b>
<b>Figura 67. Punto de funcionamiento de dos bombas, una menor y otra mayor.....</b>	<b>71</b>
<b>Figura 68. Punto de funcionamiento de dos bombas distintas en paralelo .....</b>	<b>72</b>
<b>Figura 69.</b> Cañería de aspiración.....	<b>73</b>
<b>Figura 70.</b> Valores relativos de $\frac{P_v}{\gamma}$ respecto a la aparición de cavitación .....	<b>75</b>
<b>Figura 71.</b> Significado gráfico de $(ANPA)_d$ .....	<b>76</b>
<b>Figura 72.</b> Gráficos comparativos $(ANPA)_d$ y $(ANPA)_r$ .....	<b>77</b>
<b>Figura 73.</b> Gráficos comparativos $(ANPA)_d$ y $(ANPA)_r$ .....	<b>77</b>
<b>Figura 74.</b> Ejemplo de deformación de las curvas de las bombas para velocidades rotacionales hasta 1500 r.p.m. ....	<b>78</b>
<b>Figura 75.</b> Ejemplo de deformación curvas de las bombas por cavitación para velocidades rotacionales entre 1500 y 5000 r.p.m. ....	<b>78</b>
<b>Figura 76.</b> Ejemplo de deformación curvas de las bombas por cavitación para velocidades rotacionales mayores a 6000 r.p.m.....	<b>79</b>
<b>Figura 77. Vertido del líquido dentro de la cañería de aspiración .....</b>	<b>81</b>
<b>Figura 78.</b> Cebado a través de agua proveniente de una red de distribución ó desde la impulsión ....	<b>82</b>
<b>Figura 79. Cebado a través de un eyector.....</b>	<b>83</b>
<b>Figura 80.</b> Cebado mediante bombas de vacío .....	<b>83</b>
<b>Figura 81.</b> Tanque de cebado .....	<b>84</b>
<b>Figura 82. Tanque de cebado doble .....</b>	<b>85</b>
<b>Figura 83. Cebado central con vacío .....</b>	<b>85</b>
<b>Figura 84.</b> Curva del VPN total para distintos diámetros comerciales ( $i_1, C_1$ ) .....	<b>88</b>
<b>Figura 85.</b> Curva del VPN total para distintos diámetros comerciales ( $i_2 > i_1, C_2 = C_1$ ) .....	<b>89</b>
<b>Figura 86.</b> Curva del VPN total para distintos diámetros comerciales ( $i_3 = i_1, C_3 < C_1$ ) .....	<b>89</b>
<b>Figura 87.</b> Valores del parámetro "K" .....	<b>93</b>
<b>Figura 88.</b> Valores del parámetro "C" .....	<b>93</b>
<b>Figura 89.</b> Sobrepresión y depresión máximas para $T_c < T$ .....	<b>94</b>
<b>Figura 90.</b> Sobrepresión y depresión máximas para $T_c = T$ .....	<b>95</b>
<b>Figura 91.</b> Sobrepresión y depresión máximas para $T_c > T$ .....	<b>95</b>
<b>Figura 92.</b> Sobrepresiones por presencia de aire en impulsiones.....	<b>96</b>
<b>Figura 93.</b> Bomba autocebante.....	<b>97</b>
<b>Figura 94.</b> Bomba con eyector .....	<b>98</b>
<b>Figura 95.</b> Curva de eyectores .....	<b>100</b>

<b>Figura 96.</b> Válvula esclusa.....	<b>101</b>
<b>Figura 97.</b> Válvula esclusa a doble disco .....	<b>102</b>
<b>Figura 98.</b> Válvula mariposa .....	<b>102</b>
<b>Figura 99.</b> Válvula a diafragma.....	<b>103</b>
<b>Figura 100. Válvula cilíndrica</b> .....	<b>104</b>
<b>Figura 101.</b> Válvula de retención .....	<b>105</b>
<b>Figura 102.</b> Válvula de retención con doble clapeta.....	<b>106</b>
<b>Figura 103.</b> Válvulas de aire simple efecto.....	<b>106</b>
<b>Figura 104.</b> Válvula de aire de doble efecto .....	<b>107</b>
<b>Figura 105.</b> Distintos dispositivos antiariete .....	<b>109</b>
<b>Figura 106.</b> Válvulas de retención con contrapeso .....	<b>110</b>
<b>Figura 107.</b> Chimenea de equilibrio.....	<b>110</b>
<b>Figura 108.</b> Cajas de aire .....	<b>112</b>
<b>Figura 109.</b> Caja de aire con entrada y salida diferenciadas .....	<b>112</b>
<b>Figura 110.</b> Caja de aire .....	<b>113</b>
<b>Figura 111.</b> Distintos tipos de válvulas reguladoras .....	<b>119</b>
<b>Figura 112.</b> Válvula de alivio con aire comprimido .....	<b>120</b>
<b>Figura 113.</b> Válvulas de alivio con aire comprimido .....	<b>121</b>
<b>Figura 114.</b> Válvula de alivio con resorte .....	<b>122</b>
<b>Figura 115.</b> Válvula de alivio con resorte .....	<b>123</b>
<b>Figura 116.</b> Esquema de válvula anticipadora del golpe de ariete.....	<b>124</b>
<b>Figura 117.</b> Válvula anticipadora del golpe de ariete .....	<b>125</b>
<b>Figura 118.</b> Momento de inercia de bombas con motores sincrónicos .....	<b>127</b>
<b>Figura 119.</b> Tanque de equilibrio (tipo one-way).....	<b>128</b>
<b>Figura 120.</b> Instalación de refuerzo entre dos reservas .....	<b>130</b>
<b>Figura 121.</b> Instalación de refuerzo a una zona elevada .....	<b>130</b>
<b>Figura 122.</b> Presiones relativas negativas en la sección.....	<b>131</b>
<b>Figura 123.</b> Esquema de instalaciones .....	<b>131</b>
<b>Figura 124.</b> Bombas de pistón aspirante – impelente .....	<b>133</b>
<b>Figura 125.</b> Bombas de pistón de doble efecto .....	<b>136</b>
<b>Figura 126.</b> Cilindro dentro de pozo .....	<b>137</b>
<b>Figura 127.</b> Cilindro dentro del pozo.....	<b>137</b>
<b>Figura 128.</b> Ubicación del cilindro dentro del pozo.....	<b>138</b>
<b>Figura 129.</b> Cilindros para pozos profundos.....	<b>139</b>
<b>Figura 130.</b> Bomba de pistón sumergida con accionamiento eléctrico .....	<b>139</b>
<b>Figura 131.</b> Bomba a tornillo de Arquímedes .....	<b>141</b>
<b>Figura 132.</b> Curvas características de tornillos .....	<b>142</b>
<b>Figura 133.</b> Elevación del agua a través de aire comprimido .....	<b>143</b>
<b>Figura 134.</b> Bombas a pistón manual.....	<b>146</b>
<b>Figura 135.</b> Molino de viento .....	<b>148</b>
<b>Figura 136.</b> Bomba de pistón para molino de viento y accionamiento manual .....	<b>149</b>
<b>Figura 137.</b> Bomba de pistón para molino de viento y accionamiento manual .....	<b>149</b>
<b>Figura 138.</b> Bomba tipo reloj.....	<b>150</b>
<b>Figura 139.</b> Bomba a diafragma tipo sapo .....	<b>151</b>
<b>Figura 140.</b> Bombas de rotor.....	<b>151</b>
<b>Figura 141.</b> Esquema de bombas de ariete hidráulico .....	<b>152</b>
<b>Figura 142.</b> Noria de cangilones.....	<b>154</b>
<b>Figura 143.</b> Variante Noria de cangilones .....	<b>155</b>
<b>Figura 144.</b> Ruedas mixtas.....	<b>156</b>



## 1. INTRODUCCIÓN

Las estaciones de bombeo son utilizadas con frecuencia en instalaciones destinadas al abastecimiento de agua potable.

Existen innumerables aplicaciones en sistemas de tratamiento y distribución de agua, entre ellas: elevación de agua cruda de fuentes de provisión, elevación de agua tratada a tanques o reservas elevadas de distribución, elevación de agua para el lavado de unidades filtrantes, elevación de presión, elevación de agua proveniente de pozos profundos, etc.

Las captaciones de agua cruda pueden ser del subalveo de un río o de un pozo profundo, en cuyo caso no es necesario la utilización de un sistema de tamizado que proteja a las bombas de posibles obstrucciones. Caso contrario sucede cuando la captación es superficial de un río o embalse, en donde es necesario colocar un sistema de retención de flotantes y/o rejas.

Las estaciones de bombeo de agua tratada pueden utilizar como cámaras de aspiración a las reservas o a estanques de succión, que deben dimensionarse para un correcto funcionamiento hidráulico de las instalaciones.

Las estaciones de bombeo pueden ser del tipo de "cámara seca", si el motor y la bomba se ubican en un recinto separado contiguo a la cámara de aspiración, o de "cámara húmeda" si los mismos se emplazan dentro de la misma estructura. En este último caso pueden ser bombas y motores sumergibles, bombas sumergibles y motores no sumergibles y bombas y motores no sumergibles.

En el presente Capítulo se analizan distintos tipos de estaciones de bombeo para agua cruda y tratada. Se establecen las condiciones mínimas hidráulicas de diseño de la cámara de aspiración y de las cañerías de succión e impulsión.

Por ser las más utilizadas en el abastecimiento de agua potable, se realiza en primer lugar en el numeral 2, una descripción más extensa de las estaciones elevadoras con bombas centrífugas accionadas mediante energía eléctrica.

En los numerales 2.1 a 2.3 se hace una descripción detallada de las bombas centrífugas clasificándolas de acuerdo a distintas características de funcionamiento. Se indican las curvas características de las mismas y de la instalación, y las semejanzas hidráulicas entre las turbomáquinas.

Se presentan a continuación en los numerales 2.5 a 2.9, las características generales que deben tener las estaciones de bombeo para un correcto funcionamiento hidráulico y complementariamente las recomendaciones formuladas por el Hydraulic Institute y la Universidad de Nottingham. Se mencionan algunas características que deben presentar las obras civiles para albergar correctamente a las instalaciones.

Se analiza en los numerales 2.11.2 y 2.11.3, el dimensionamiento de las bombas centrífugas mediante la determinación de la potencia necesaria de las máquinas, y el acoplamiento de las mismas, ya sea en serie o en paralelo.

En los numerales 2.12.1 y 2.12.2, se presentan distintos dispositivos para el cebado de las bombas cuando la altura de aspiración es negativa. Se determina el  $ANPA_d$  (Altura neta positiva de aspiración disponible) y el  $ANPA_r$  (Altura neta positiva de aspiración requerida) brindado por el fabricante de la bomba, y de esta manera, se establece si la misma puede funcionar sin que se produzca el fenómeno de cavitación.

Para evitar los dispositivos de cebado, se presenta en el numeral 2.14, las denominadas bombas “autocebantes” que funcionan solas sin necesidad de acoplar los elementos que serían necesarios en instalaciones similares con bombas centrífugas comunes. También se mencionan a las bombas eyectoras que pueden succionar a mayores profundidades.

Se presenta en el numeral 2.13.1 un método para determinar el diámetro más económico de la cañería de impulsión, mediante el valor presente neto de los costos de todo el período de diseño de las instalaciones.

Además en el numeral 2.13.2, se analiza un método simplificado para determinar las sobrepresiones y depresiones por golpe de ariete, cuando no se conocen las características inerciales de las bombas.

Se considera en el numeral 2.13.3 el efecto negativo que produce el aire en las impulsiones, y de que manera puede ser eliminado, para evitar las sobrepresiones elevadas en las instalaciones. Además, se analizan distintas configuraciones geométricas en las cañerías que minimizan la generación del mismo.

Se presentan en el numeral 2.16 distintos dispositivos complementarios a las instalaciones como: válvulas de cierre, de retención, de aire, piezostáticas y distintos dispositivos antiariete. Entre estos últimos, se mencionan los siguientes: válvulas de retención contrapesadas, chimeneas de equilibrio, cajas de aire, válvula de alivio, válvula antiariete basada en la apertura de un escape de agua, volantes de inercia, tanques de equilibrio sobre la línea de impulsión (one - way), colocación de cañerías de espesores suficientes para resistir las sobrepresiones, y protección eléctrica a través de bombas de velocidad variable con otro dispositivo de protección complementario.

Finalmente en los numerales 3, 4 y 5, se presentan estaciones elevadoras con bombas de desplazamiento (pistón), de tornillo de Arquímedes, elevación de agua a través de aire comprimido, y una serie de estaciones de bombeo con bombas para abastecimientos rurales, como las siguientes: bombas de pistón manual y movimentadas con molinos de viento, bombas de rotor, bombas de ariete hidráulico, bombas a diafragma, noria de cangilones y ruedas mixtas.

Las bombas dosadoras se describe en el Anexo III “Temas Complementarios de Hidráulica” y Los Equipos Hidroneumáticos en el Capítulo XII – Almacenamiento y Regulación de la Presión de esta Fundamentación.

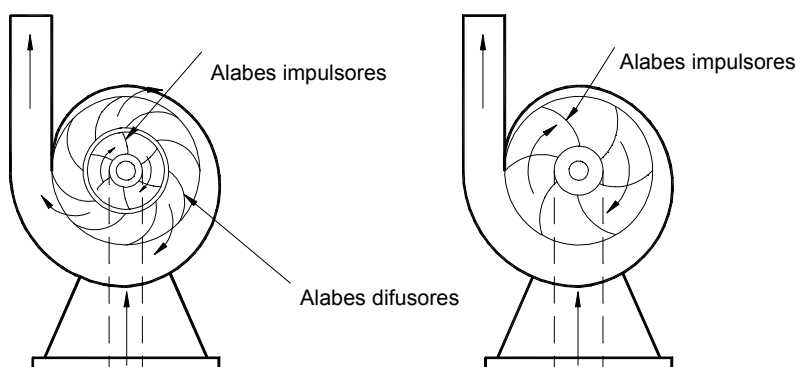
## 2. BOMBAS CENTRÍFUGAS

### 2.1. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS

Una bomba centrífuga es aquella que contiene uno o más impulsores giratorios que generan el movimiento del fluido a través de la acción de la fuerza centrífuga.

Su órgano fundamental es un rotor o rueda interna de paletas de forma helicoidal, que gira a gran velocidad dentro de una caja denominada voluta, carcasa o caracol. El tubo de aspiración ingresa por la parte central del rotor que posee una parte hueca en donde penetra el agua, que es expulsada radialmente por la acción de la fuerza centrífuga. Parte de la energía cinética del líquido se transforma en energía potencial al chocar con las paredes de la carcasa, lo que produce la elevación del líquido, que es conducido por el tubo de impulsión.

Muchas bombas para aprovechar este efecto de transformación de energía al máximo e incrementar su rendimiento, poseen en la voluta pequeñas paletas difusoras en sentido inverso al rotor, cuyo sentido es encausar el agua hacia la salida por el tubo de impulsión aumentando su energía potencial. La **Figura 1** presenta un corte esquemático de bombas centrífugas.

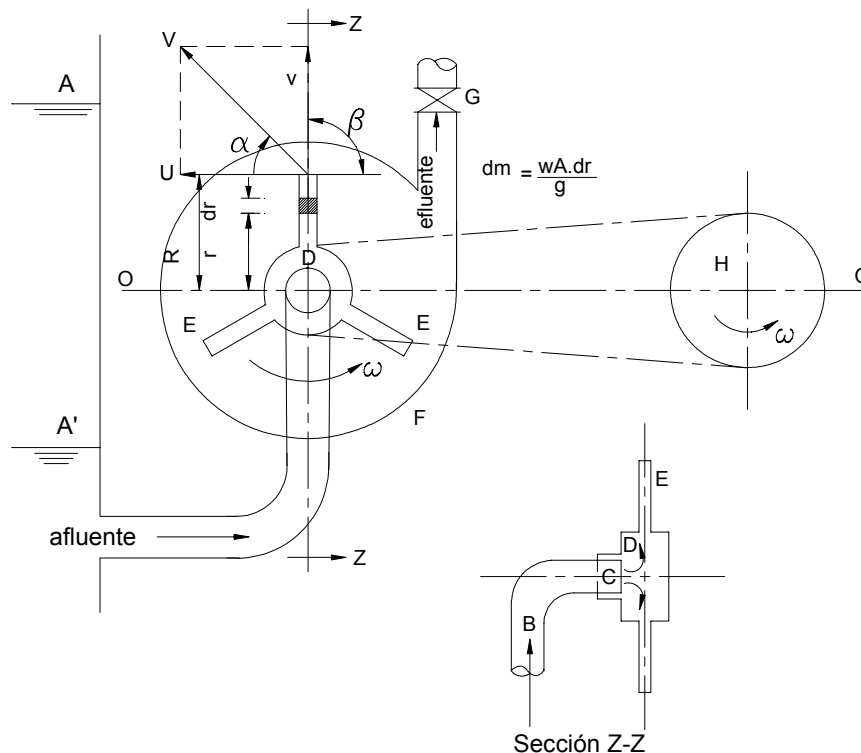


**Figura 1.** Corte esquemático de bombas centrífugas

Para estudiar el principio de funcionamiento de una bomba centrífuga, se analiza la **Figura 2**. En la misma se aprecia los distintos componentes del sistema:

- Depósito de captación o fuente de abastecimiento con dos niveles de captación diferentes, uno por debajo de la bomba (A') y otro por encima (A).
- Tubo o cañería de aspiración con una salida (C) abierta.
- Campana hueca (D) bien ajustada a (C) para prevenir fugas, aunque puede girar libremente.

- Tubos huecos (E) con sus extremos abiertos y de radio (R) unidos a la periferia de la campana (D). La campana y los tubos constituyen el impulsor o rotor de la bomba.
- Carcasa o voluta de la bomba (F) con una válvula de descarga (G).



**Figura 2.** Esquema para ilustrar el funcionamiento de una bomba centrífuga

Si la válvula (G) permanece abierta y el nivel líquido se encuentra por encima de la bomba, esta comenzará a llenarse de agua por la acción de la gravedad hasta que alcance el nivel estático de la fuente (A), luego de lo cual cesará el movimiento. Si se hace girar el rotor desde el exterior mediante una potencia (H), las partículas del líquido tenderán a moverse radialmente por acción de la fuerza centrífuga, lo que generará un vacío en el impulsor que producirá el ingreso de nuevas partículas líquidas que reemplazarán a las anteriores.

Se produce una carga adicional a la estática "A" como consecuencia de la potencia "H" que genera la rotación de los impulsores.

La partícula líquida se moverá con una velocidad "V" que surge de la suma vectorial entre la velocidad generada por la fuerza centrífuga "v" y la velocidad periférica del rotor "U".

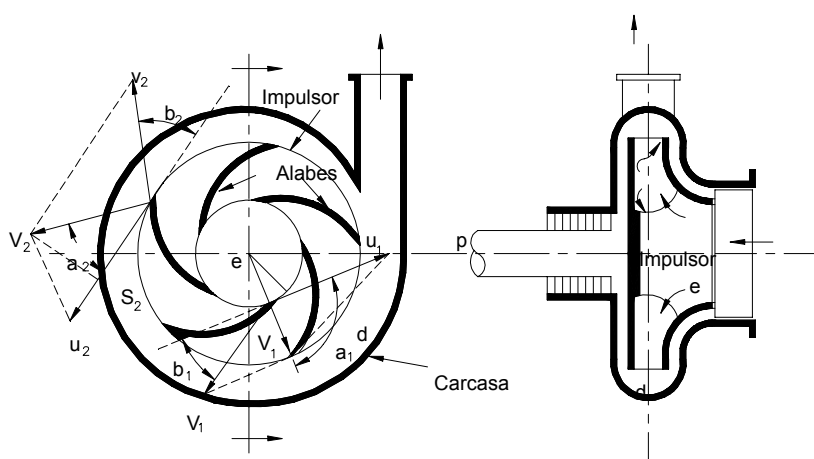
Parte de la energía cinética transformada en potencial, hará que el líquido sea evacuado por el tubo de descarga, ingresando la misma cantidad por el de aspiración de acuerdo a la ecuación de continuidad hidráulica.

En el caso que el nivel líquido del estanque este por debajo de la bomba, y los impulsores no contengan agua, no se producirá la succión por efecto de la fuerza centrífuga y la bomba no funcionará. En este caso para que se produzca la depresión, es necesario que la bomba se encuentre siempre con agua (cebada). Además para que se produzca la succión, es necesario que la misma no sea inferior, en términos teóricos, a la presión atmosférica de 10,33 m.c.a. En la práctica este valor conviene mantenerlo por debajo de los 5,00 m.c.a., dependiendo de la temperatura del líquido y de la presión atmosférica del lugar.

Si la válvula de descarga se encontrare cerrada, la energía cinética sería transformada íntegramente en potencial (sin la presencia de pérdidas de energía) por lo que la voluta alcanzaría su máxima presión a caudal nulo. A medida que se comienza a abrir la válvula, se incrementa el caudal y disminuye la presión. Habrá un punto de apertura en donde el rendimiento de la bomba será máximo, pasado el cual comenzará a disminuir.

La relación entre velocidad, caudal, altura manométrica, potencia y eficiencia de los distintos modelos pueden establecerse teóricamente, aunque es necesario las pruebas hidráulicas de laboratorio para establecer las condiciones de funcionamiento reales de las bombas.

Se desarrollan a continuación las relaciones teóricas entre la altura manométrica, caudal y potencia durante el período de bombeo, describiendo el comportamiento que tendrá una bomba comercial como la indicada en la **Figura 3**. La misma es una unidad cerrada de una sola etapa, con una única succión e impulsor o rotor cerrado. En este tipo de bomba el impulsor se encuentra construido con discos paralelos denominados aros de refuerzo, rígidamente montados sobre los álabes curvados hacia atrás.



**Figura 3.** Versión simplificada de un tipo comercial de bomba centrífuga

Cuando comienza a girar la bomba, el agua ingresa por el ojo del impulsor y la rotación la impulsa hacia la periferia en un plano perpendicular al del eje de rotación. El agua es conducida a través de los álabes hacia la voluta de la bomba y de allí al tubo de descarga. El impulsor o rotor está montado en el extremo de un eje, controlando la fuga de líquido entre éste y el estátor, a través de una empaquetadura "p" dispuesta a tal fin.

La velocidad absoluta “V” se compone de la suma vectorial entre la velocidad relativa al impulsor “v” y su velocidad tangencial propia “u”.

Se establecen distintas relaciones entre las velocidades a la entrada y salida siendo:

$v_1$  = velocidad relativa del impulsor en el ingreso de los álabes

$v_2$  = velocidad relativa del impulsor en el egreso de los álabes

$u_1$  = velocidad propia del impulsor al ingreso de los álabes

$u_2$  = velocidad propia del impulsor al egreso de los álabes

$V_1$  = velocidad absoluta al ingreso de los álabes

$V_2$  = velocidad absoluta al egreso de los álabes

La dirección de la velocidad “v” es siempre alejándose del eje de rotación y tangencial al álabe del impulsor en el punto que se analiza. La dirección de “u” será siempre perpendicular al eje de rotación y además tangencial a la trayectoria circular que describe el movimiento de rotación.

Aplicando el teorema del coseno, observando la **Figura 3** se obtiene:

$$V_1^2 = v_1^2 + u_1^2 - 2 \cdot v_1 \cdot u_1 \cdot \cos \beta_1$$

$$V_2^2 = v_2^2 + u_2^2 - 2 \cdot v_2 \cdot u_2 \cdot \cos \beta_2$$

$\beta_1$  = ángulo entre el vector de la velocidad  $v_1$  y la trayectoria de la velocidad  $u_1$

$\beta_2$  = ángulo entre el vector de la velocidad  $v_1$  y la trayectoria de la velocidad  $u_2$

Las componentes de la velocidad en la dirección radial y tangencial serán:

$V_{r1} = v_1 \cdot \sin \beta_1$  = componente de la velocidad  $v_1$  en la dirección radial

$V_{r2} = v_2 \cdot \sin \beta_2$  = componente de la velocidad  $v_2$  en la dirección radial

$V_{t1} = S_1 = V_1 \cdot \cos \beta_1 = u_1 - v_1 \cdot \cos \beta_1$  = componente de la velocidad  $v_1$  en la dirección tangencial

$V_{t2} = S_2 = V_2 \cdot \cos \beta_2 = u_2 - v_2 \cdot \cos \beta_2$  = componente de la velocidad  $v_2$  en la dirección tangencial

El estudio se centrará sobre las componentes tangenciales de la velocidad  $S_1$  y  $S_2$  por ser las que generan una variación en la cantidad de momento cinético.

La masa de agua bombeada por unidad de tiempo será:

$M = Q \cdot \gamma / g$  = masa por unidad de tiempo

$\gamma$  = peso específico

A la entrada del rotor la componente de la cantidad de movimiento por unidad de tiempo será “ $M \cdot S_1$ ”, que es equivalente a una fuerza que actúa en la dirección tangencial a la rotación y produce un momento cinético de “ $M \cdot S_1 \cdot r_1$ ”.

Lo mismo sucede con las componentes a la salida del impulsor. La diferencia entre estos dos momentos cinéticos representa el momento resultante de la acción del rotor sobre el agua y será:

$$T = M \cdot (S_2 \cdot R - S_1 \cdot r_1) = \text{momento cinético suministrado por el impulsor.}$$

El trabajo realizado por el impulsor surge de la multiplicación entre el momento cinético por el desplazamiento angular. Para una revolución completa resulta:

$$W = 2 \cdot \pi \cdot T = 2 \cdot \pi \cdot M \cdot (S_2 \cdot R - S_1 \cdot r_1) = \text{trabajo angular}$$

La potencia suministrada por el impulsor esta dada por el trabajo por revolución, multiplicado por el número de revoluciones por unidad de tiempo.

$$P = (2 \cdot \pi \cdot N / 60) \cdot T = w \cdot T = M \cdot (S_2 \cdot R \cdot w - S_1 \cdot r_1 \cdot w) = \text{potencia suministrada}$$

$N$  = número de revoluciones por minuto

$$w = 2 \cdot \pi \cdot N / 60 = \text{velocidad angular}$$

$$u = w \cdot r = \text{velocidad del impulsor}$$

$$P = M \cdot (S_2 \cdot u_2 - S_1 \cdot u_1)$$

La potencia aplicada al 100 % sin pérdidas será:

$$P = \gamma \cdot Q \cdot H$$

$$H = P / (\gamma \cdot Q) = M \cdot (S_2 \cdot u_2 - S_1 \cdot u_1) / (\gamma \cdot Q) = \text{altura de presión de la bomba}$$

$$H = 1 / g \cdot ((S_2 \cdot u_2 - S_1 \cdot u_1)$$

Analizando la ecuación anterior, “ $H$ ” será máxima cuando el término “ $S_1 \cdot u_1 = 0$ ”, es decir cuando el impulsor se diseñe de manera tal, que el agua ingrese en forma radial y la componente tangencial  $S_1 = 0$ . Esto se cumple en la mayoría de los diseños de bombas cuya expresión se ve reducida a:

$$P = M \cdot (S_2 \cdot u_2)$$

$$H = 1 / g \cdot (S_2 \cdot u_2)$$

Estas dos expresiones son básicas para describir el comportamiento de una bomba centrífuga.

Las relaciones anteriores permiten conocer las curvas teóricas altura caudal ( $H - Q$ ) de las electrobombas centrífugas de acuerdo a la conformación de los álabes.

De las expresiones anteriores se desprende:

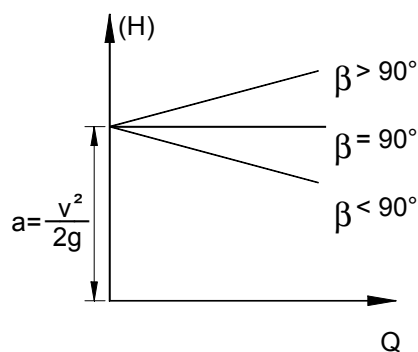
$$H = (u_2 / g) \cdot S_2 = (u_2 / g) \cdot (u_2 - v_2 \cdot \cos \beta_2)$$

La velocidad  $v_2$  varía directamente con el caudal. En consecuencia para una velocidad fija, “H” aumentará o disminuirá de acuerdo a la dirección que adopte el vector de velocidad “ $v_2$ ”.

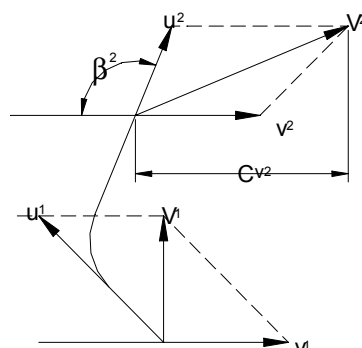
Si los álabes son radiales  $\beta_2 = 90^\circ$  y “H” no varía teóricamente con “Q”. Si el rotor tiene álabes inclinados hacia adelante con respecto a la dirección de rotación, “H” aumenta con “Q” porque  $\beta_2 > 90^\circ$  y su coseno es negativo, por lo que el término,  $(- v_2 \cdot \cos \beta_2 = 0)$  aumenta con el caudal.

Si los álabes son inclinados hacia atrás con respecto a la dirección del movimiento, la altura “H” decrece con el “Q”.

En la **Figura 4** se presentan las curvas teóricas para las distintas relaciones “H-Q”.



**Figura 4.** Curvas teóricas “H-Q”



**Figura 5.** Álabes curvados hacia delante  $B_2 > 90^\circ$

La condición  $\beta_2 > 90^\circ$ , que es cuando las paletas se encuentran curvadas hacia adelante en el sentido de rotación, no tiene sentido porque implicaría que la velocidad absoluta del líquido superaría a la velocidad del rotor (ver **Figura 5**). El fluido adquirirá una velocidad superior que las paletas, cuando prácticamente puede sólo igualarlas.

Es decir que las bombas son construidas para ángulos menores a  $90^\circ$  y experimentalmente se han encontrado mejores rendimientos para ángulos de  $22^\circ 30'$ .

## 2.2. CURVAS CARACTERÍSTICAS

Los rotores producen pérdidas de energías internas para las distintas condiciones de funcionamiento "H-Q", entre ellas las pérdidas por frotamiento " $H_f$ ", pérdidas por falta de coincidencia entre la velocidad relativa de contorno definido por la paleta que da lugar a una disipación de energía por choque " $H_{ch}$ ".

$H_m = H - H_f - H_{ch}$  = altura manométrica de la bomba

$H_f = f \cdot L / D \cdot v^2 / (2 \cdot g)$  = pérdidas por fricción turbulenta

$H_{ch}$  = pérdidas por choque

Las pérdidas por choque se producen por la variación de la velocidad absoluta de entrada a causa del cambio en la dirección del flujo. Cuando las velocidades relativas se apartan de las normales, el ángulo  $\beta_2$  cambia y el rendimiento disminuye en forma proporcional al gasto de acuerdo a la siguiente relación:

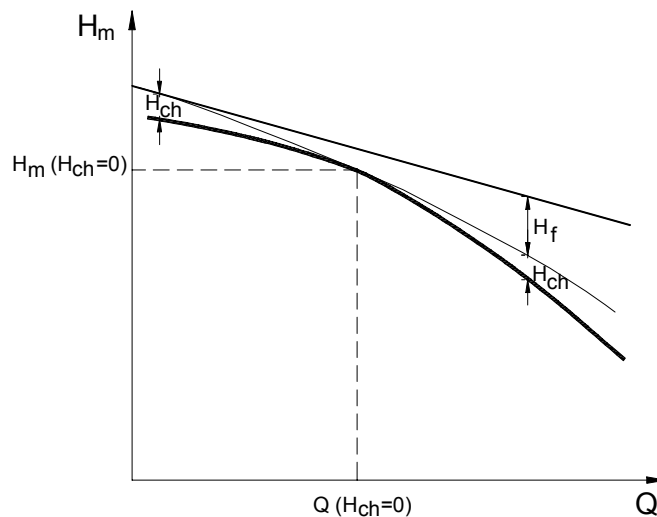
$H_{ch} = f_2 \cdot (\Delta Q^2)$

$\Delta Q$  = variación entre caudal de funcionamiento normal y de servicio.

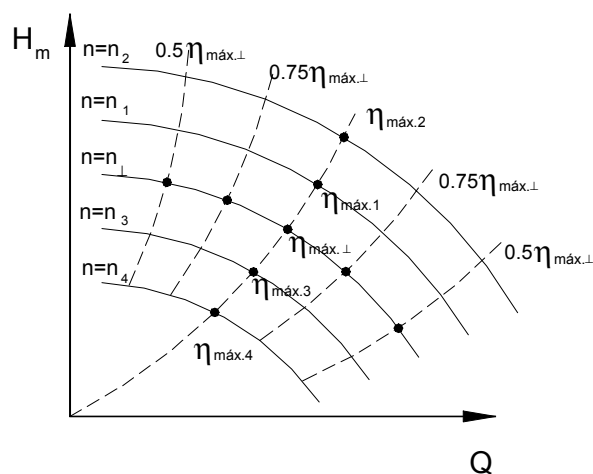
Esta relación nos indica que para un funcionamiento normal  $\Delta Q = 0$  no existen pérdidas de energía, en cambio, cuando esta relación aumenta se incrementan en forma cuadrática.

Si se representa gráficamente la curva " $H_m$ -Q" se obtiene un gráfico como el de la **Figura 6**.

Existe un par de valores " $H_{m1}$ - $Q_1$ " en donde las pérdidas de choque se anulan y el rendimiento de la bomba es máximo. Apartándose de los mismos, el rendimiento decrece, como lo muestra la **Figura 6**.

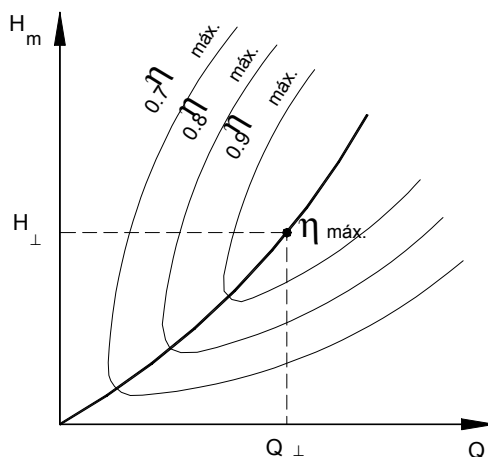


**Figura 6.** Curva de la bomba



**Figura 7.** Curvas de las bombas para distintas velocidades de rotación

Si se cambian las velocidades de funcionamiento a  $n_1$ ,  $n_2$ ,  $n_3$  y  $n_4$ , se obtiene una familia de curvas como las indicadas en la **Figura 7** y si en esta se establecen los puntos de rendimiento máximo para cada variación de velocidad, se obtiene la curva de máximo rendimiento. Si se adoptan pares de valores " $H_m - Q$ " diferentes de manera de obtener distintos rendimientos para un determinado porcentual del rendimiento máximo, se obtienen curvas de igual rendimiento. Teóricamente las curvas de isorrendimiento adquieren la forma de parábolas de segundo grado, que pasan por el centro de coordenadas (0,0). En la práctica la colina de rendimiento se obtiene de acuerdo a lo que indica la **Figura 8**.



**Figura 8.** Curvas de rendimiento

De las curvas de isorrendimientos se puede obtener para cada velocidad la curva de rendimiento “ $\eta$ ” en función de caudal “ $Q$ ” y de ambas obtener la de Potencia mediante la siguiente relación:

$$N = \gamma \cdot Q \cdot H_m / \eta = \text{Potencia}$$

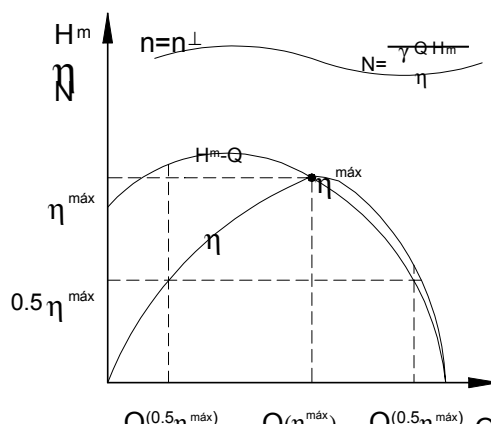
$\gamma$  = peso específico del agua

$H_m$  = altura manométrica de la bomba

$Q$  = caudal de la bomba

$\eta$  = rendimiento de la bomba

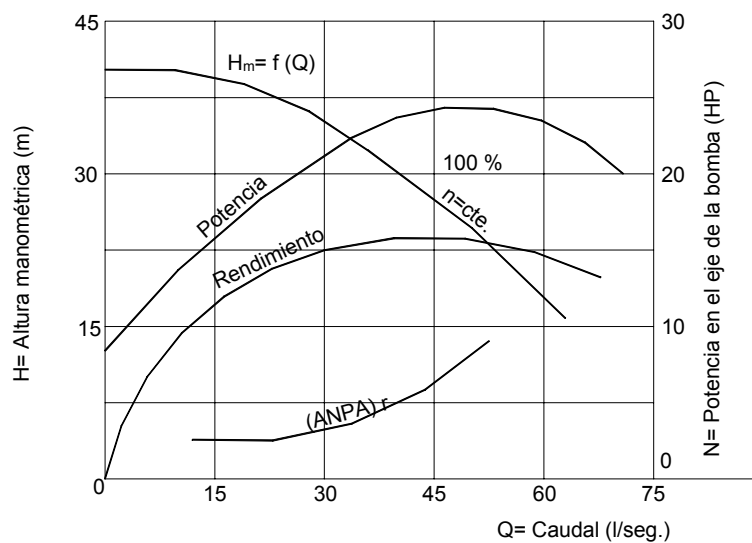
En la **Figura 9** se establece la relación mencionada y se adicionan los puntos de funcionamiento para un rendimiento  $\eta = 0,50 \eta_{\text{máx.}}$



**Figura 9.** Curvas “ $H_m - Q$ ”, “ $N - Q$ ” y “ $\eta - Q$ ”

Para seleccionar adecuadamente una bomba es necesario conocer sus curvas características. Tal como fue mencionado anteriormente en una bomba centrífuga, la variación en la altura de elevación es función del caudal  $H_m = f(Q)$ . Las curvas se obtienen experimentalmente a través de una bomba que tiene una válvula a la salida, que a medida que varía su apertura, cambian las características generales de funcionamiento, es decir, el caudal, la altura manométrica, el rendimiento, la potencia consumida y el (ANPA)r (Altura neta positiva de aspiración requerida).

Todos estos parámetros graficados forman las curvas características de las bombas como las muestra la **Figura 10**.



**Figura 10.** Curvas características de las bombas

Si se varía el número de vueltas de una bomba, se generan nuevas curvas  $H_m = f(Q)$  como se analizó anteriormente. La experimentación práctica confirma lo obtenido teóricamente en cuanto a que al variar el número de vueltas, varía la altura de elevación, el caudal y la potencia absorbida de acuerdo a las siguientes relaciones dadas por las leyes de la semejanza hidráulica:

$$Q_2 / Q_1 = n_2 / n_1$$

$$Q_2 = Q_1 \cdot n_2 / n_1$$

$$H_2 / H_1 = (n_2 / n_1)^2$$

$$H_2 = H_1 \cdot (n_2 / n_1)^2$$

$$N_2 / N_1 = (n_2 / n_1)^3$$

$$N_2 = N_1 \cdot (n_2 / n_1)^3$$

$n_1$  = número de revoluciones por unidad de tiempo para una situación inicial

$n_2$  = número de revoluciones por unidad de tiempo para una situación final

$Q_1$  = caudal de la bomba para una situación inicial

$Q_2$  = caudal de la bomba para una situación final

$H_1$  = altura manométrica de la bomba para una situación inicial

$H_2$  = altura manométrica de la bomba para una situación final

$N_1$  = Potencia absorbida para una situación inicial

$N_2$  = Potencia absorbida para una situación final

Estas expresiones demuestran que el caudal de una bomba varía en forma proporcional con respecto a la relación entre el número de revoluciones de una situación futura o final con respecto a una actual o inicial. La altura manométrica lo hace en forma cuadrática al mismo; y la potencia al cubo de esta relación. Es decir que se puede predecir cual será el caudal, la altura manométrica y la potencia absorbida para distintas velocidades rotacionales.

Teóricamente a cada punto de cada parábola “H – Q”, le correspondería el mismo rendimiento, aunque en la práctica se demuestra que esto no es así, variando a lo largo de ellas. En la **Figura 11**, se representan las curvas características de una electrobomba para distintas velocidades de rotación y las curvas de rendimiento asociadas, y la correspondiente a su máxima eficiencia. Además se presenta la curva de la potencia absorbida en el eje de la bomba, para las distintas velocidades de rotación.

Si no se puede cambiar la velocidad de rotación de las electrobombas para variar las características de funcionamiento, se debe recurrir a la disminución del diámetro exterior del rotor, que hace variar la velocidad de salida y consecuentemente el caudal.

Las relaciones teóricas en este caso, tendrán la siguiente forma de acuerdo a las leyes de semejanza hidráulica:

$$Q_2 / Q_1 = D_2' / D_2$$

$$Q_2 = Q_1 \cdot D_2' / D_2$$

$$H_2 / H_1 = (D_2' / D_2)^2$$

$$H_2 = H_1 \cdot (D_2' / D_2)^2$$

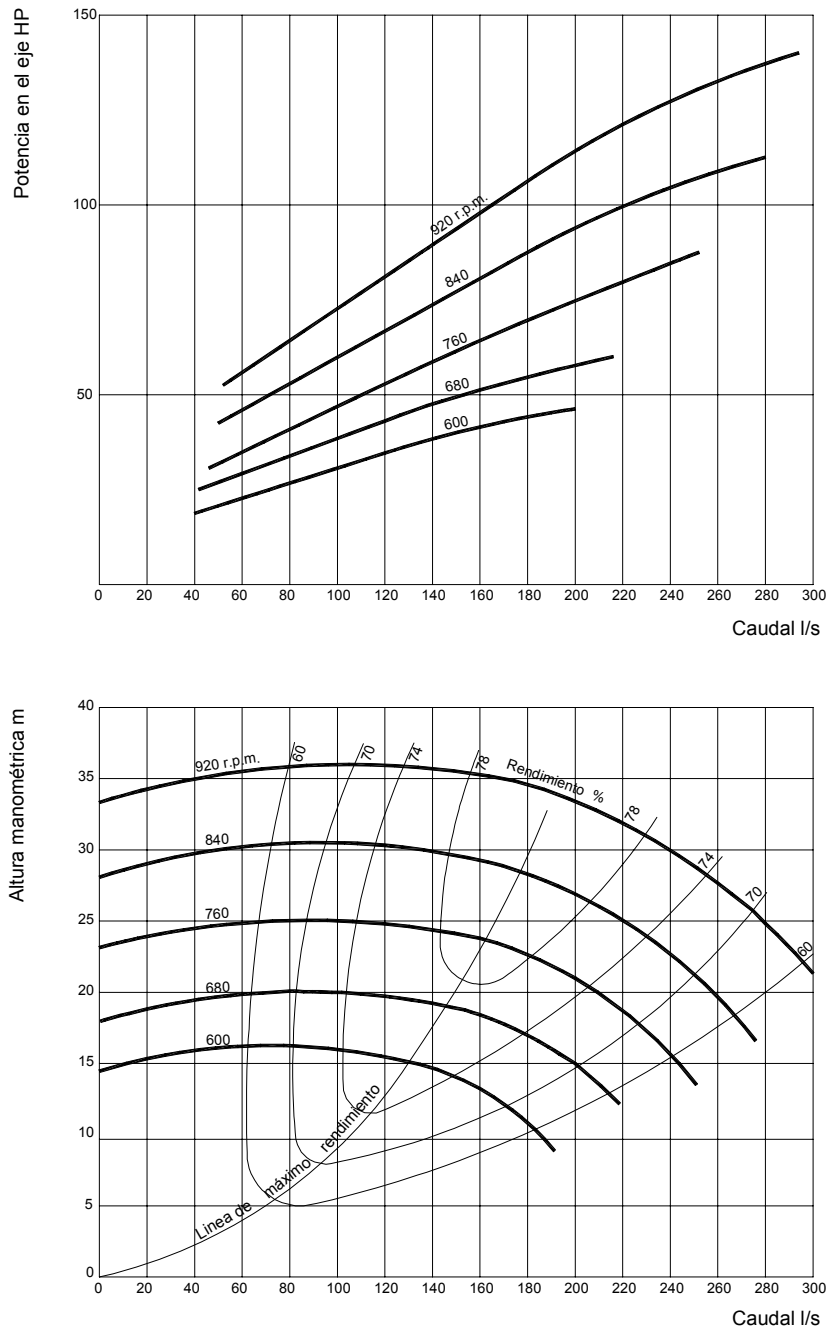
$$N_2 / N_1 = (D_2' / D_2)^3$$

$$N_2 = N_1 \cdot (D_2' / D_2)^3$$

$D_2$  = diámetro inicial del rotor

$D_2'$  = diámetro final del rotor

Se demuestra experimentalmente, que las leyes de semejanza no son muy concordantes con los resultados prácticos, siendo influenciado además, por la forma de los rotores de las bombas.



**Figura 11.** Curvas características “H – Q”, “N – Q” y “ $\eta$ – Q”

## 2.3. SEMEJANZA DE LAS TURBOMÁQUINAS

En las bombas existen diferencias entre los valores teóricos y prácticos debido a que intervienen una serie de factores desconocidos. Lo que se trata de lograr, es un modelo a escala reducida que conserve las relaciones de semejanza con el prototipo de bomba buscada.

Esto permite mediante estudios de laboratorio predecir el comportamiento de las máquinas. Este método práctico es el único más confiable, debido a que no es posible calcular con certeza todos los parámetros intervinientes en forma teórica.

Un fabricante de equipamiento, podrá producir un tipo de bomba bien diseñada y por similitud, construir una serie de tamaños que guarden cierta proporción de escala. Estas bombas geoméricamente semejantes se las suele denominar unidades homólogas.

Cuando éstas son operadas de manera de conservar constante la relación entre las velocidades  $V_2$ ,  $v_2$  y  $u_2$  (ver **Figura 3**), es posible clasificar a toda la serie basándose en las pruebas realizadas en un solo tamaño, o en un pequeño número de tamaños típicos.

Los factores fundamentales que intervienen en el diseño de una bomba son el caudal "Q", su altura manométrica " $H_m$ " y el número de revoluciones por minuto "n".

Si el caudal del modelo es  $Q_s$ , su altura  $H_s$  y su velocidad angular  $n_s$ , la relación entre el mismo y otro modelo, debe ser una semejanza geométrica y mecánica, a través de la relación entre sus respectivos diámetros de rodets  $D / D_s$ .

Para que sean semejantes es necesario que se cumplan las siguientes relaciones:

$$Q / Q_s = D^3 \cdot n / (D_s^3 \cdot n_s)$$

$$H / H_s = D^2 \cdot n^2 / (D_s^2 \cdot n_s^2)$$

Dividiendo entre sí las expresiones anteriores se obtiene:

$$n_s = n \cdot (Q / Q_s)^{1/2} / (H / H_s)^{3/4}$$

Si en la expresión anterior se adoptaran valores unitarios para  $H_s = 1,00$  m y  $Q_s = 1,00$  m<sup>3</sup>/s quedaría definido  $n_s$  como:

$$n_s = n \cdot Q^{1/2} / H^{3/4} = \text{número específico de revoluciones}$$

Este parámetro permite determinar el tipo de bomba a utilizar y la forma favorable que debe tener el rotor.

El valor de  $n_s$  debe oscilar entre ciertos límites para cada tipo de bomba de manera de no sobrepasar los valores que hagan trabajar a los equipos dentro de rangos mal proporcionados y de bajo rendimiento.

Se desprende de la relación anterior, que el número específico depende del número de revoluciones con que gira la bomba, y si el motor es eléctrico, se vincula a través de la siguiente relación:

$n = 50 \cdot f / p$  = número de revoluciones del motor

$f$  = frecuencia

$p$  = número de pares de polos

El número específico no es un valor adimensional, por lo tanto adquiere importancia conocer con que unidades se trabaja. Para el sistema de unidades métrico “n” y “ $n_s$ ” se expresan en revoluciones por minuto (rpm) y el caudal “Q” en (m<sup>3</sup>/s) y la altura manométrica “H” en (m).

En Inglaterra se utiliza como unidad el galón por minuto (1 galón americano = 3,785 litros) y para las alturas el pie (1 pie = 0,3048 m).

En nuestro país se utiliza el sistema métrico y la diferencia con el sistema inglés surge de las siguientes relaciones:

$$1 \text{ Gal/s} = 0,003785 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$1 \text{ m}^3/\text{s} = 264,2 \text{ Gal/s}$$

$$1 \text{ m}^3/\text{s} = 15852,05 \text{ Gal/min}$$

$$1 \text{ pie} = 0,3048 \text{ m}$$

$$1 \text{ m} = 3,28 \text{ pie}$$

$$n_s \text{ (sistema métrico)} = n \text{ (rpm)} \cdot (Q \text{ (m}^3/\text{s)})^{1/2} / (H \text{ (m)})^{3/4}$$

$$n_s \text{ (sistema inglés)} = n \text{ (rpm)} \cdot (Q \cdot 15852,05 \text{ (Gal / min)})^{1/2} / (H \cdot 3,28 \text{ (pie)})^{3/4}$$

Relacionando ambos términos, se obtiene:

$$n_s \text{ (sistema métrico)} = 51,65 n_s \text{ (sistema inglés)}$$

## 2.4. CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS

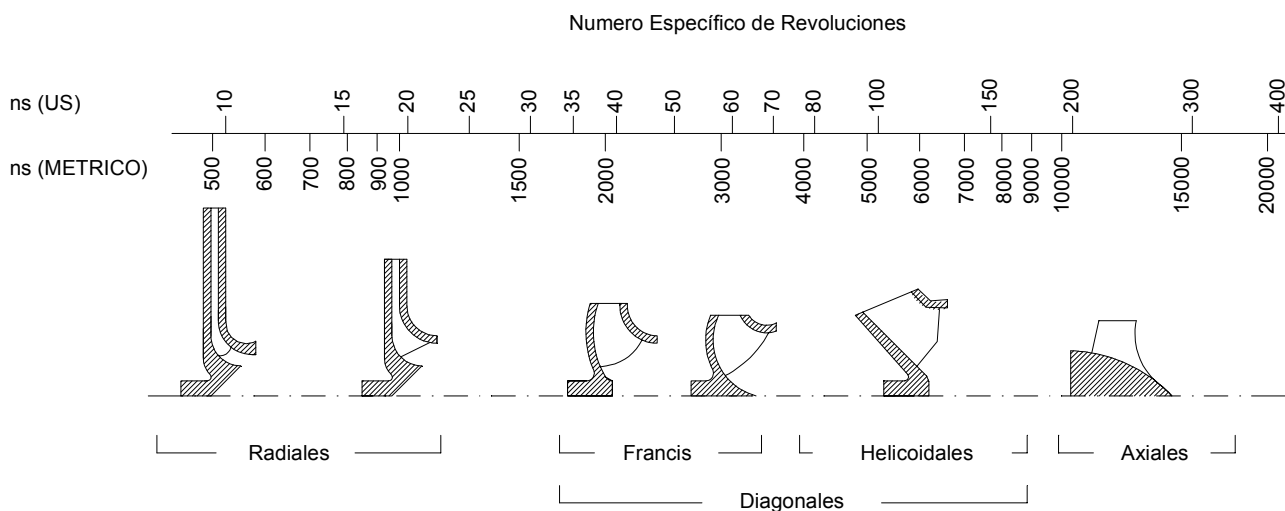
### 2.4.1. Clasificación de las Bombas Por su Número Específico

De acuerdo al número específico de las bombas, se puede conocer el tipo a utilizar en función de la forma que tendrá el rodete. Una primera gran clasificación permite separarlas en axiales y centrífugas. Estas últimas tienen un “ $n_s$ ” que varía entre 50 y 400, con un rendimiento manométrico entre 0,45 y 0,85 y una altura máxima de elevación entre 20,00 y 200,00 m.

Las axiales presentan un “ $n_s$ ” alto hasta 10.000 o más, con una altura de elevación baja y rendimiento generalmente alto.

Valores intermedios se encuentran en los rotores de flujo mixto.

En la **Figura 12** se presenta el tipo de bombas a utilizar según su número específico.



**Figura 12.** Tipo de rotores o rodetes de bombas de acuerdo al número específico

Lo anterior permite inferir que los rodetes radiales permiten elevar bajos caudales a grandes alturas manométricas y los axiales grandes flujos a bajas alturas.

#### 2.4.2. Clasificación de las Bombas de Acuerdo a la Dirección del Flujo

De acuerdo a la forma de sus rodetes las bombas se clasifican en:

- 1). Bombas de flujo radial
- 2). Bombas de flujo mixto
- 3). Bombas de flujo axial

Las bombas de rodetes radiales son las más difundidas en abastecimiento de agua y constituyen las bombas centrífugas propiamente dichas. El agua ingresa por la parte central del rodete por un orificio situado junto al eje de rotación del mismo y sale despedida como consecuencia de la fuerza centrífuga hacia el exterior del álabe. Esta energía cinética al salir del rotor e ingresar a la caja de espiral en su camino de salida a la cañería de impulsión, se transforma en energía de presión.

Las paletas en este tipo de rodete se presentan en forma radial, pudiendo construirse de distintas formas y materiales. Los rodetes abiertos son los que carecen de paredes laterales; los de una sola, se los denomina semicerrados; y a los que disponen de dos, cerrados.

Si el caudal que se desea elevar es importante, se les da a los rodetes una forma diagonal apartándose de la radial. A estos rodetes se los denomina usualmente como Francis, por su semejanza con las turbinas hidráulicas del mismo nombre.

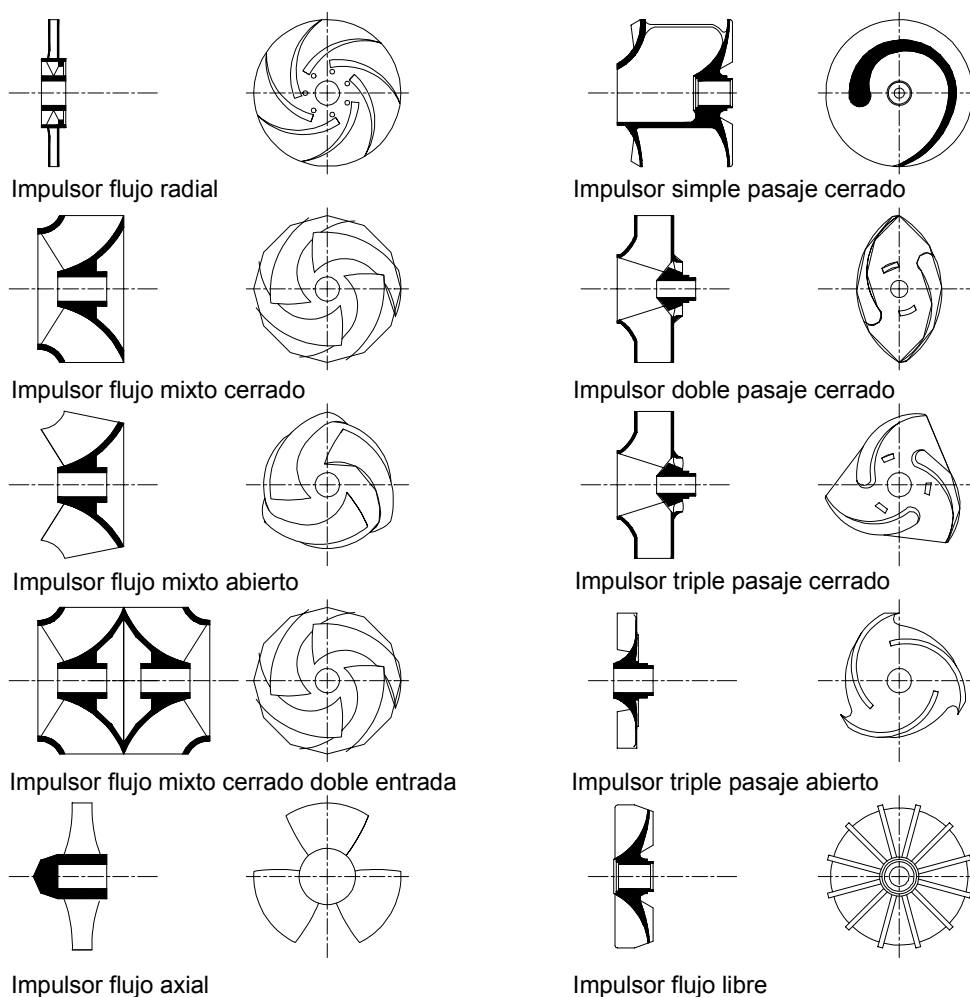
A medida que se necesita incrementar el caudal con menores alturas manométricas, las paletas se transforman en helicoidales. En este tipo de bomba no es usual la utilización de la caja espiral, contándose únicamente con paletas fijas directrices.

Estas bombas se las denomina de flujo mixto pues el agua recibe una combinación de fuerza centrífuga e impulsión directa de las paletas del rodete sobre el líquido.

Cuando el caudal de bombeo es muy grande con pequeñas alturas a elevar, es conveniente la utilización de bombas axiales, donde toda la energía es transmitida al agua directamente por los rodetes, siendo el flujo paralelo al eje de rotación de la bomba.

Existen variantes a los impulsores mencionados para brindar un mejor servicio por presencia de sólidos en el líquido a bombear. Los rendimientos obtenidos en este tipo de bombas son menores, pero permiten un mejor pasaje de los elementos que producirían atascamientos en las que tienen rotores formas convencionales.

En la **Figura 13** a la izquierda se presentan los impulsores tradicionales y a la derecha los utilizados para casos especiales, como líquidos con presencia de sólidos que obstruyen las bombas convencionales.



**Figura 13.** Tipos de impulsores

### 2.4.3. Clasificación de la Bomba de Acuerdo a su Presión de Salida

Se las puede clasificar de acuerdo a la presión de salida de la siguiente manera:

- 1). Bombas de baja presión.
- 2). Bombas de media presión.
- 3). Alta presión.

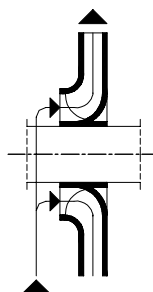
Las bombas de baja presión son las que bombean con alturas manométricas hasta los 15,00 m aproximadamente. Las de media presión alcanzan alturas hasta 50,00 m y a partir de ese valor, se consideran que son de alta presión.

### 2.4.4. Clasificación de la Bomba de Acuerdo a la Entrada de Agua

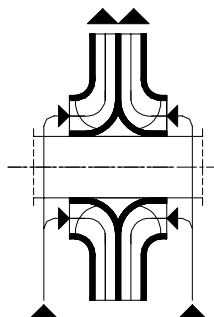
Estas bombas se clasifican en:

- 1). De entrada o succión única.
- 2). De entrada o succión múltiple.

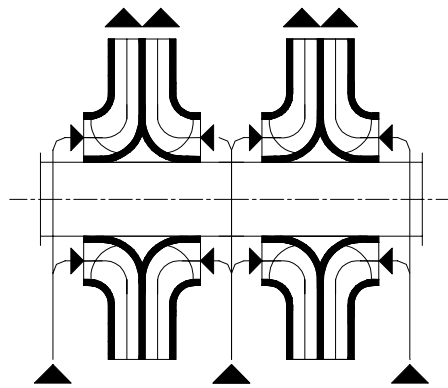
Las primeras aspiran por una única cañería de aspiración, mientras que las segundas lo hacen de dos o más cañerías diferentes e impulsan por una única tubería. Se concluye que una bomba doble, trabaja con los rodetes de aspiración unidos al mismo eje, funcionando como bombas de simple rodete en paralelo, bombeando sobre una única cañería de impulsión.



**Figura 14.** Rodete de succión de entrada única

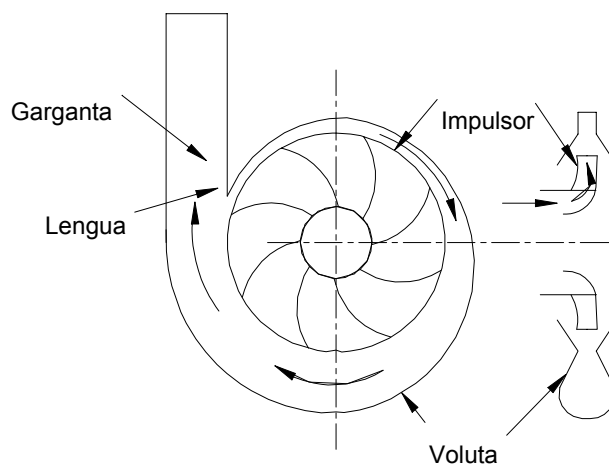


**Figura 15.** Rodete de succión doble



**Figura 16.** Rodete de succión triple

En la **Figura 14** se representa un rodete de entrada única y en las **Figura 15** y **Figura 16** rodetes dispuestos para succionar en forma múltiple.



**Figura 17.** Carcasa tipo voluta

#### **2.4.5. Clasificación de las Bombas en Función a su Carcasa**

La función de la carcasa de una bomba centrífuga, es transformar la energía cinética impulsada por los rotores, en energía de presión. Esto se produce como consecuencia de la reducción de la velocidad por un aumento gradual del área de la voluta.

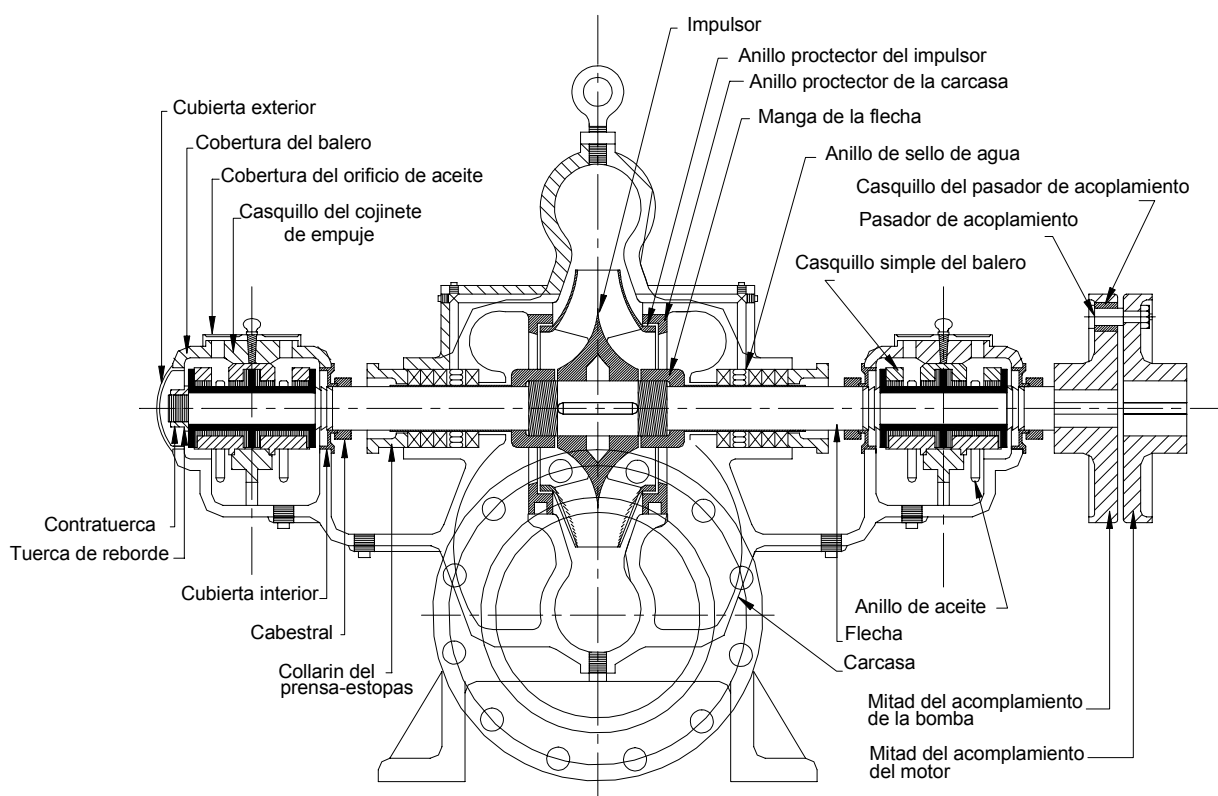
Según la manera de transformar la energía, la carcasa se clasifica en:

- 1). Voluta simple o doble
- 2). Difusor

La carcasa de tipo voluta es llamada así por su forma espiral, y el área es incrementada gradualmente alrededor de los 360° que rodean al impulsor, hasta llegar a la garganta de la carcasa donde se conecta con la descarga. En la **Figura 17** se presenta un esquema de este tipo de carcasa.

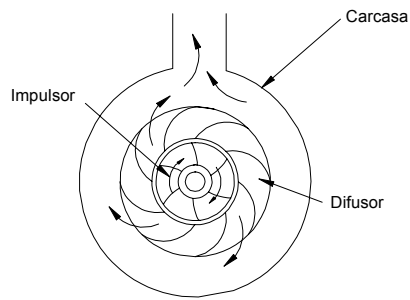
Existe un desbalanceo de presiones por no ser simétrica la voluta, lo cual origina una fuerza radial muy apreciable, sobre todo si la bomba trabaja con caudales y alturas manométricas alejadas de su mejor rendimiento.

La fuerza radial generada es función de la altura manométrica, diámetro del impulsor, ancho del mismo y forma de la carcasa. Para eliminar ese empuje radial se utilizan bombas de doble voluta, en la cual cada una de ellas toma la mitad del caudal y cada una tiene la garganta distante 180° entre sí. Se utiliza esta variante únicamente en bombas grandes, para eliminar la gran fuerza radial generada. La **Figura 18** representa este tipo de bombas.



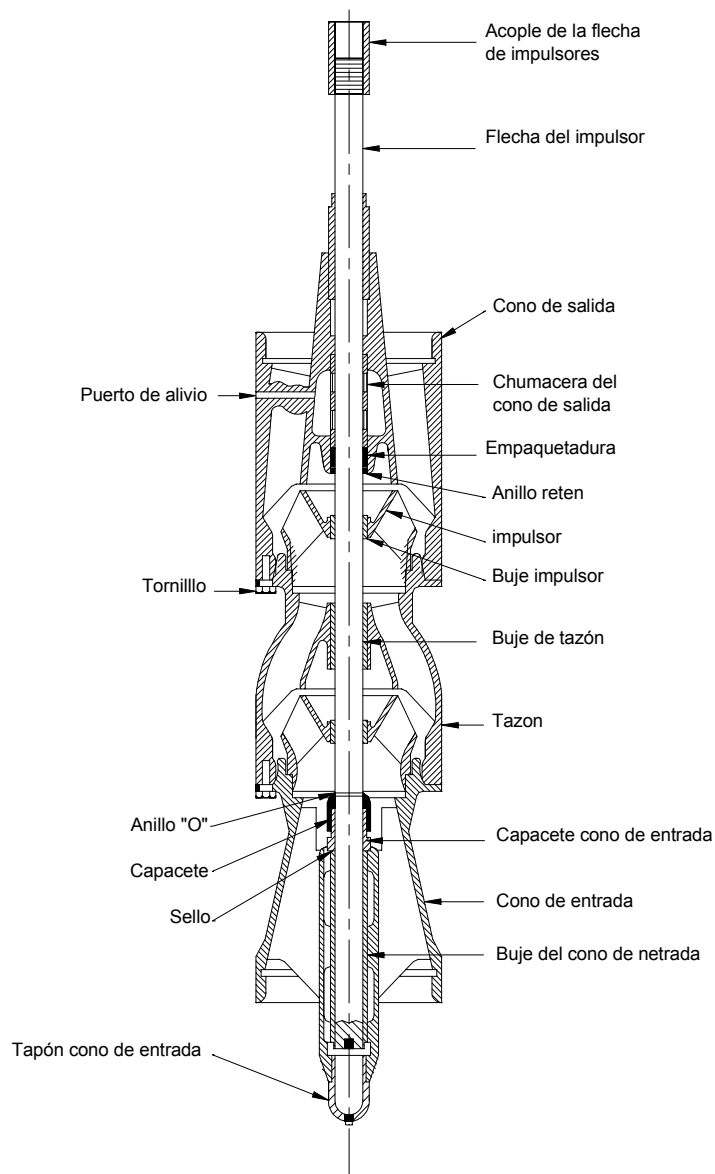
**Figura 18.** Bomba de doble succión para condiciones de operación continua y período de vida prolongado

La carcasa tipo difusor consiste en una serie de aspas fijas a la misma, que permiten transformar la energía cinética en presión y guiar el líquido de un impulsor a otro. En la **Figura 19** se presenta un corte esquemático de este tipo de bomba.



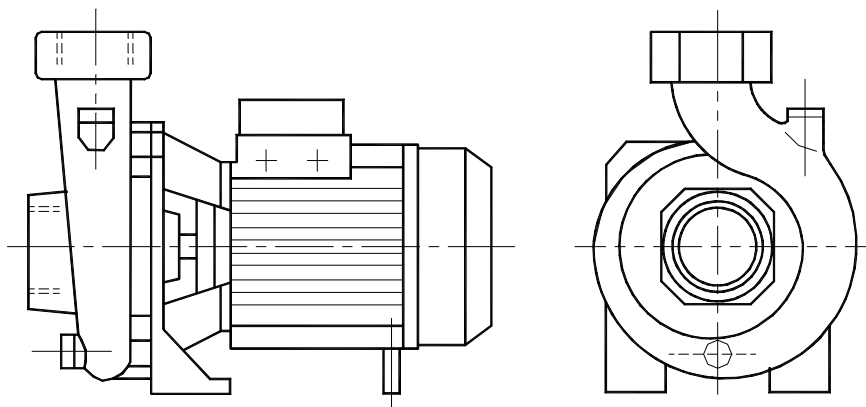
**Figura 19.** Carcasa tipo difusor

Su aplicación más importante es en el caso de los pozos profundos, en donde las bombas están constituidas por varios impulsores en serie. (ver **Figura 20**).



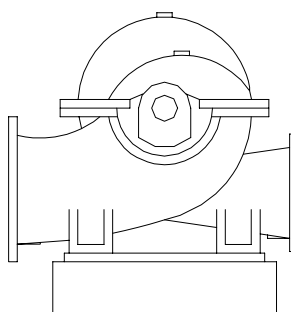
**Figura 20.** Corte seccional de una bomba de pozo profundo

Según su posibilidad de acceso a los impulsores, las carcasas pueden ser inaccesibles, sin desarmar todo el conjunto bomba – motor, o accesibles de piezas partidas. En el primer caso, para acceder a los rotores es necesario desacoplar el motor y la bomba de las instalaciones, lo que produce mayores tiempos cuando se los quiere reparar o inspeccionar (**Figura 21** y **Figura 22**). Por esa razón, para poder acceder rápidamente al rotor es necesario que la carcasa esté partida. Esto puede materializarse a través de un plano vertical, horizontal o inclinado. (ver **Figura 21** y **Figura 22**).



**Figura 21.** Carcasa inaccesible al impulsor, sino se desarma el conjunto

Las carcasas que están partidas por un plano horizontal tienen la ventaja que pueden ser inspeccionadas en su interior sin necesidad de desarmar las cañerías, siendo designadas como bombas de caja partida. Son utilizadas para grandes caudales. Las bombas con carcasa inclinada se utilizan más para procesos industriales, que en estaciones elevadoras de agua.



**Figura 22.** Carcasa partida por un plano horizontal

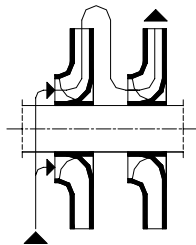
La carcasa puede ser de uno o varios pasos según contenga uno o más impulsores. Las bombas de pozo profundo son de este tipo pero en ella cada tazón está construido para alojar a un solo impulsor. (ver **Figura 20**).

#### 2.4.6. Clasificación de las Bombas Según el Número de Rotores en Serie

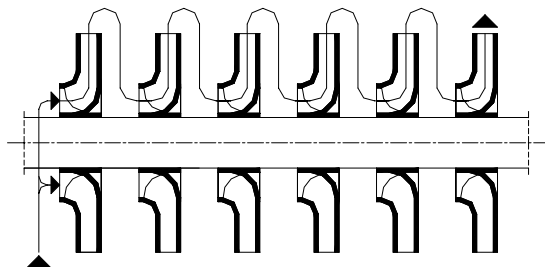
Se clasifican de la siguiente manera:

- 1). Bombas de una etapa
- 2). Bombas de varias etapas en serie

Las primeras funcionan con un único rodete, mientras que las segundas están conformadas por varios en serie, constituyendo el grupo de las denominadas multicelulares. Estas bombas al presentar sus álabes en serie, permiten alcanzar altas presiones porque se suman las alturas de elevación de cada uno de ellos. Estos equipos vienen provistos con ruedas directrices, con el objeto de conducir la vena líquida desde la salida de un rodete al ingreso del otro. En la **Figura 14** se representa el álabe de una bomba de simple etapa y en la **Figura 23** y **Figura 24** la ubicación de los rodetes para varias etapas.

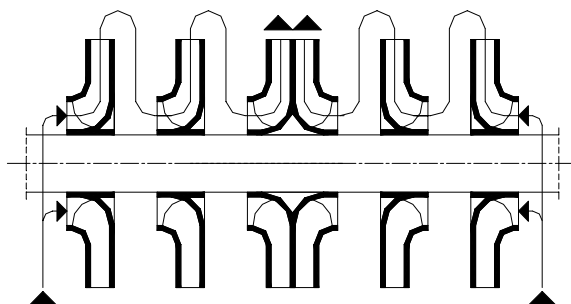


**Figura 23.** Bomba doble etapa

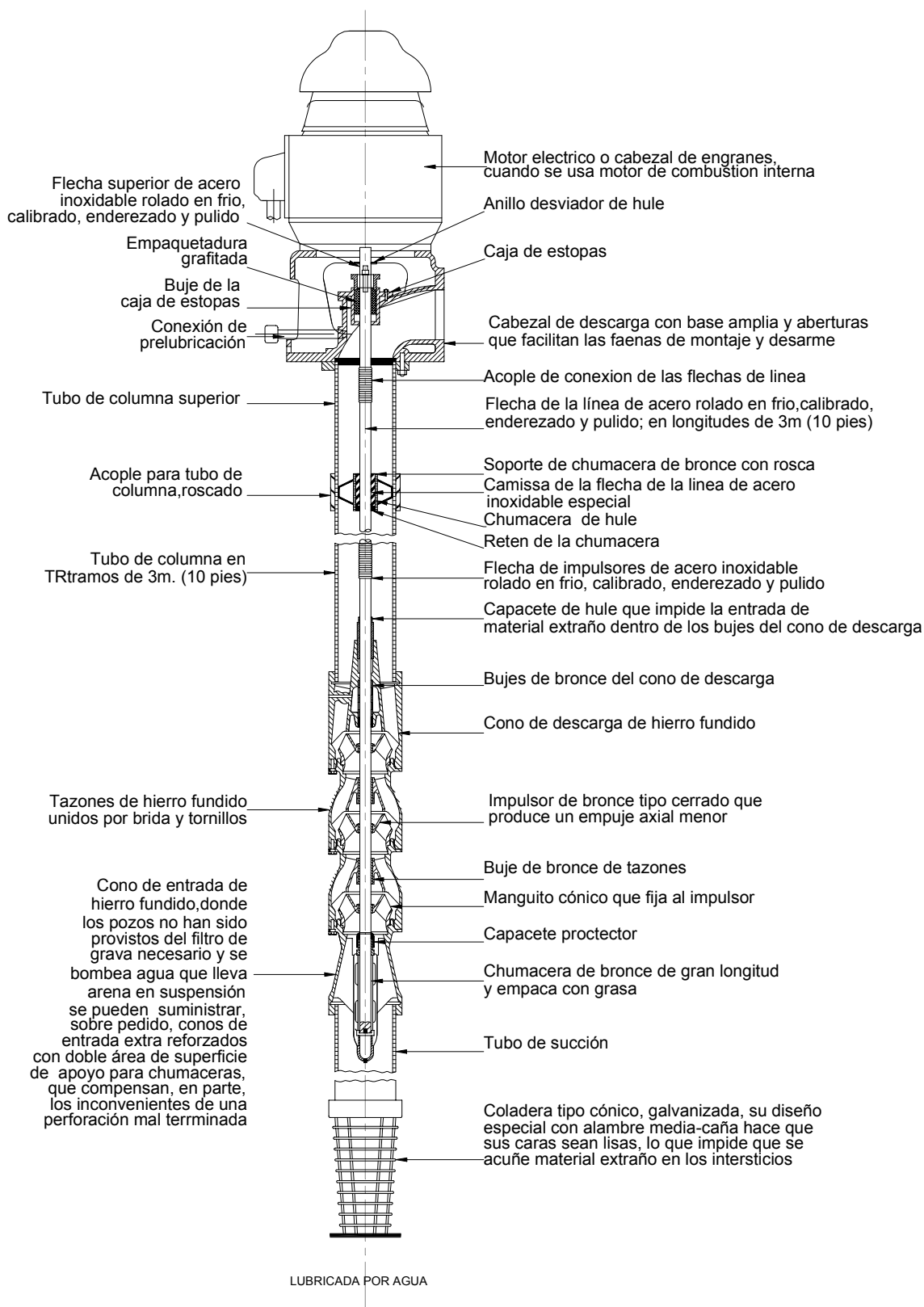


**Figura 24.** Bomba múltiples etapas

También las bombas de múltiple etapa pueden a su vez presentar múltiples cañerías de succión. (ver **Figura 25**).



**Figura 25.** Bombas de doble succión y múltiples etapas de impulsión



**Figura 26.** Bomba de pozo profundo lubricada por agua, mostrando todas sus partes constructivas

#### **2.4.7. Clasificación Según el Posicionamiento de la Bomba**

- 1). Bombas sumergidas y motores no sumergidos
- 2). Bombas no sumergidas y motores no sumergidos
- 3). Bombas sumergidas y motores sumergidos

Este tema es tratado con más detalles a continuación en el numeral 3.1 del presente Capítulo.

### 3. ESTACIONES DE BOMBEO PARA BOMBAS CENTRÍFUGAS

Se denominan estaciones de bombeo a todas las unidades destinadas a la elevación de agua cruda o tratada de cualquier parte de un sistema de abastecimiento, hacia otro sitio en donde sea necesario suministrar o incrementar el caudal y la presión.

De acuerdo a esta definición a las estaciones de bombeo se las puede clasificar como:

- Primarias, cuando captan el agua de un depósito de almacenamiento (cámara de aspiración) y la elevan a otro (cámara de distribución).
- Secundarias, cuando mejoran las condiciones de bombeo de una estación primaria, elevando la presión o aumentando el caudal hacia un sector.

Las estaciones de bombeo secundarias pueden ser a su vez de dos tipos:

- Convencionales, cuando captan el agua de otro sistema de bombeo y lo almacenan en una cámara de aspiración para luego ser impulsada, al igual que las estaciones primarias.
- Estaciones de Rebombeo o Refuerzo (En inglés, Boosting) que captan el agua directamente de una cañería del sistema de distribución, incrementando el caudal y la presión de acuerdo a las condiciones de servicio que se deseen alcanzar.

En el presente numeral se fijan los lineamientos generales de diseño para las instalaciones, las bombas, las cañerías de aspiración e impulsión y otros accesorios (dispositivos antiariete y de cebado, válvulas de cierre, válvulas de retención, válvulas de aire, etc.)

#### 3.1. CARACTERÍSTICAS GENERALES DE LAS INSTALACIONES

Las estaciones pueden construirse de un compartimento o dos. El primer caso se utiliza para bombas de eje vertical o para bombas sumergibles y consiste en un único compartimento denominado “cámara húmeda”, donde ingresa el agua y se la almacena y desde donde aspiran las bombas, también denominado “cámara de aspiración o succión”. La impulsión se realiza a través de bombas ubicadas dentro de estas cámaras, existiendo varias alternativas como se ha indicado en el numeral 2.4.7.

En el segundo caso se tendrán dos compartimentos, uno con el agua almacenada (cámara de aspiración) desde donde succionan las bombas, y otro compartimento o estanque denominado “cámara seca” en donde se ubican las bombas y motores.

De lo expuesto existen cuatro casos posibles de estaciones de bombeo de acuerdo a la ubicación de las bombas: cámaras secas adosadas al pozo de aspiración con motores y bombas no sumergidos, cámaras húmedas con bombas sumergidas y motores no sumergidos, cámaras húmedas con bombas y motores sumergidos, y cámaras secas sobre el nivel del líquido con bombas y motores no sumergidos.

Se presentan a continuación de cada uno de los casos indicados y las ventajas y desventajas respectivas:

***Cámara seca adosada a la cámara húmeda con bombas y motores no sumergidos***

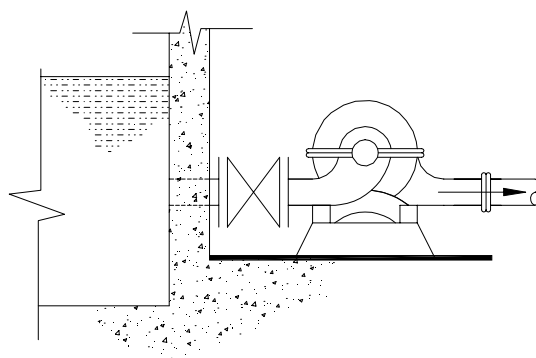
En la **Figura 27** se indica un sistema de cámara seca adosada a la cámara húmeda.

*Ventajas:*

- a* - La bomba se encuentra acoplada al motor mediante un eje de transmisión corto, lo que permite una instalación más fácil con menores posibilidades de vibraciones.
- b* - No se necesitan sistemas de cebado porque las bombas están siempre por debajo del nivel líquido.
- c* - Fácil accesibilidad al motor y la bomba.
- d* - No existe posibilidad de contaminación por lubricación de bombas y motores.

*Desventajas:*

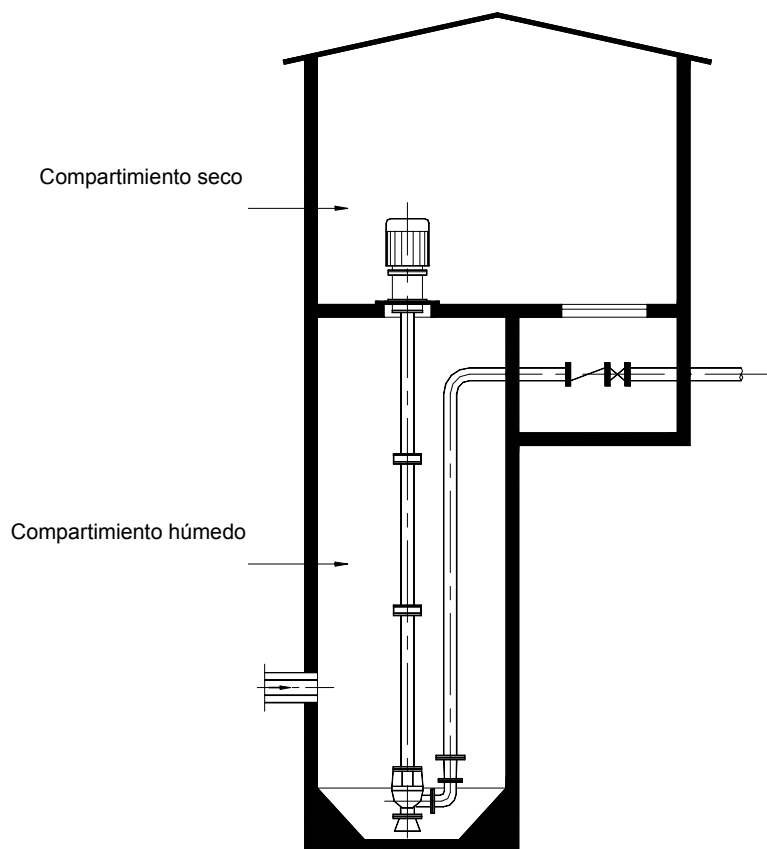
- a* - Posibilidad de inundación del pozo seco. Se debe construir una cámara de achique que permita captar y evacuar el agua que infiltre dentro del mismo.
- b* - Presencia de válvulas de cierre en la cañería de aspiración. Si se encuentran mal instaladas producen generación de burbujas de aire. Es necesaria la colocación de las mismas para poder desarmar las instalaciones.
- c* - Obra civil de mayor envergadura y por lo tanto más costosa.
- d* - Se debe vaciar la cámara húmeda en caso de reparación o reemplazo de las válvulas de cierre de la cañería de aspiración.



**Figura 27.** Cámara con carga de succión

***Cámara húmeda con bombas sumergidas y motores no sumergidos***

En la **Figura 28** se presenta un tipo de instalación con bombas sumergidas y motores no sumergidos para situaciones diferentes de servicio.



**Figura 28.** Bomba sumergida y motor superior no sumergido

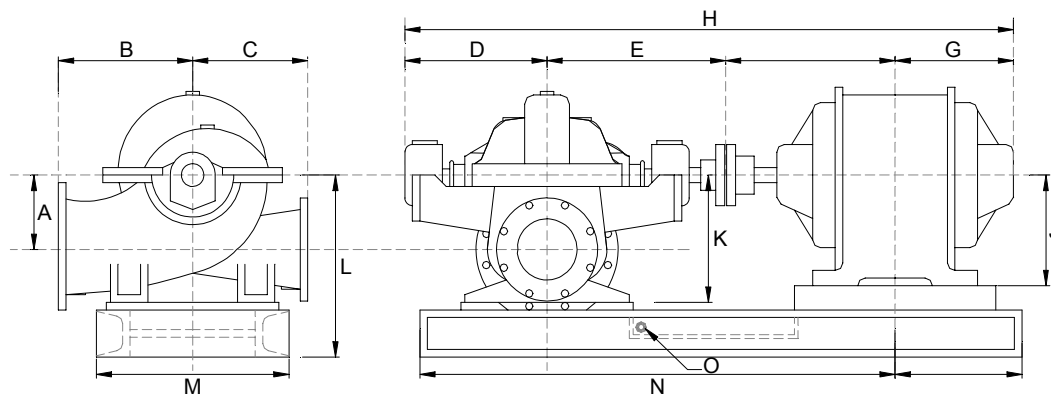
*Ventajas:*

- a* - No se necesitan sistemas de cebado porque las bombas están siempre por debajo del nivel líquido.
- b* - Facilidad de acceso para reparación de motores y válvulas.
- c* - La posibilidad de inundación en la sala en donde se encuentran instaladas las bombas y motores, es baja por encontrarse instaladas por encima del nivel líquido máximo de la cámara de aspiración.

*Desventajas:*

- a* - Las bombas se encuentran acopladas al motor mediante un eje de transmisión largo, lo que ocasiona mayor mantenimiento y alineación del mismo para evitar vibraciones.
- b* - Es necesario el desmontaje completo de la instalación para acceder a la reparación de las bombas.
- c* - Se necesitan mayores alturas en los edificios para el montaje y desmontaje de las instalaciones.
- d* - Mayor probabilidad de contaminación del agua por la lubricación de las máquinas.

En la **Figura 29** se representa una bomba con su motor acoplado horizontalmente, la cual puede trabajar con bomba sumergida y motor no sumergido ubicada en una cámara seca adosada a la cámara húmeda, o con bomba y motor no sumergidos, si se colocan ambos en una cámara seca por sobre el nivel líquido de aspiración.



**Figura 29.** Dibujo esquemático del conjunto bomba – motor

### ***Cámara húmeda con bombas y motores sumergidos***

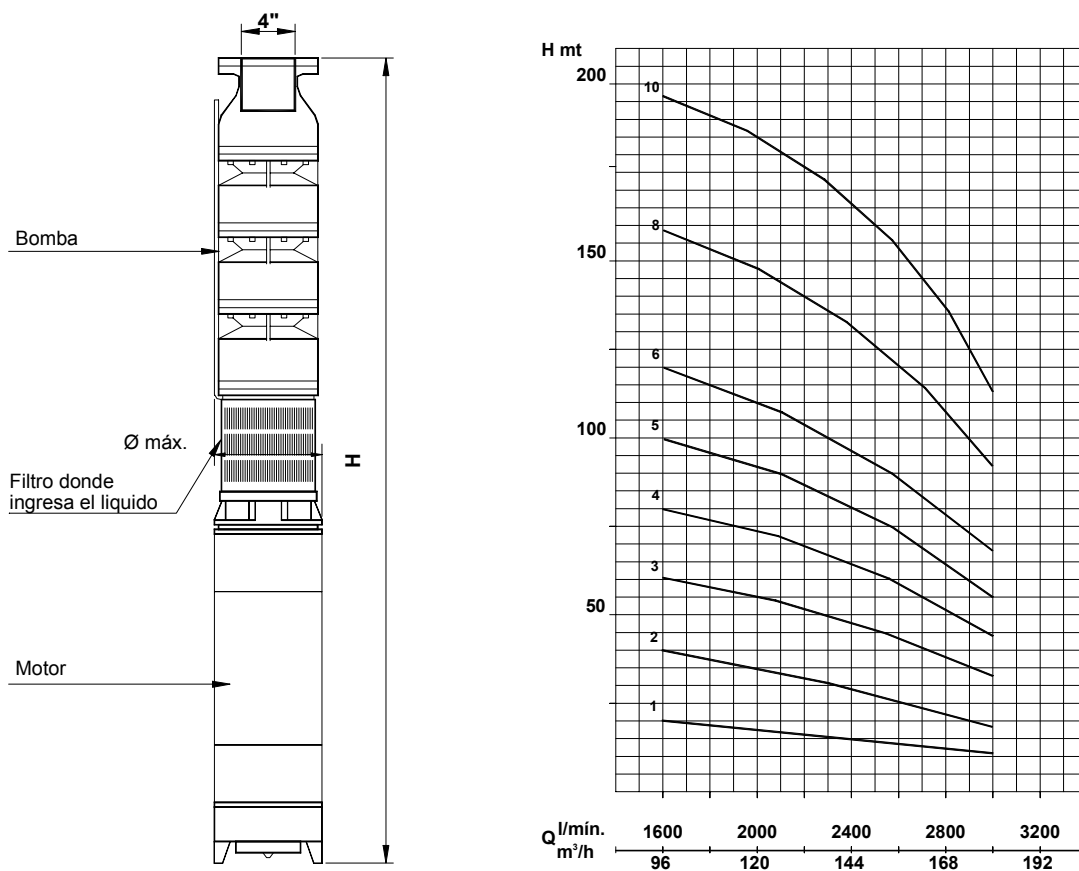
Es el caso del ejemplo de la **Figura 30**.

#### ***Ventajas:***

- a* - No se necesitan sistemas de cebado porque las bombas están siempre por debajo del nivel líquido.
- b* - En general son sistemas de fácil montaje.
- c* - La bomba y el motor constituyen una única pieza lo que las hace muy compactas con poco desgaste del eje de transmisión.

#### ***Desventajas:***

- a* - Mayor probabilidad de contaminación del agua por los lubricantes de las máquinas.
- b* - Se necesita elevar todo el equipamiento fuera del pozo para operaciones de mantenimiento o reparación.
- c* - El equipamiento resulta en general más costoso.
- d* - La cámara húmeda tiene que tener determinadas particularidades para un correcto funcionamiento hidráulico de las instalaciones, lo que lo hace más costosa comparada a otro sistema con motor seco.



**Figura 30.** Bomba de pozo profundo. Motor y bomba sumergidos

***Cámara seca ubicada sobre el nivel del líquido de la cámara húmeda con bombas y motores no sumergidos***

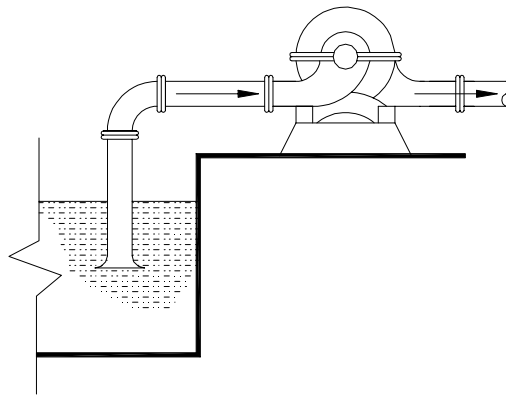
Es el caso de la **Figura 31**. En este caso deberá colocarse un dispositivo para el cebado o utilizarse bombas autocebantes.

***Ventajas:***

- a - Facilidad de acceso para reparación de motores y válvulas.
- b - No existe posibilidad de inundación en la sala en donde se encuentran instaladas las bombas y motores.
- c - La bomba se encuentra acoplada al motor mediante un eje de transmisión corto, lo que permite una instalación más fácil con menores posibilidades de vibraciones.
- d - Fácil accesibilidad al motor y la bomba.

**Desventajas:**

- a - Se necesitan sistemas de cebado porque las bombas están siempre por encima del nivel del líquido.
- b - Pueden producirse problemas de cavitación si la altura de aspiración es elevada.
- c - Existe una limitante teórica a la posición de la bomba, debida a la presión atmosférica (10.33 m.c.a. a 760 mmHg). En la práctica la bomba, debido a la imperfección de las instalaciones y al peligro de cavitación indicado, puede aspirar como máximo 7.50 a 8.00 m)
- d - Si se colocan válvulas de retención de pie, se incrementan en forma considerable las pérdidas de energía en la cañería de aspiración, aumentando la posibilidad de cavitación e incrementando el consumo de energía.



**Figura 31.** Cámara con altura de succión

Como complemento a lo indicado, se destaca que en las estaciones elevadoras de pozo profundo donde no existen en realidad cámaras húmedas, porque la aspiración se realiza directamente del pozo. En general, para este caso, se pueden presentar tres tipos: bombas y motores sumergidos (**Figura 30**), bombas sumergidas y motores no sumergidos, y bombas y motores no sumergidos. Estas últimas son muy poco utilizadas en estos sistemas por la limitación en la altura de aspiración, por lo que suelen ser acompañadas con dispositivos eyectores complementarios como se analizará más adelante.

La ventaja de tener el motor en la parte superior del pozo es su fácil acceso para las tareas de mantenimiento y reparación. La desventaja fundamental está en los sistemas de transmisión que deben ser largos, lo que obligan a montajes y desmontajes más cuidadosos y complicados.

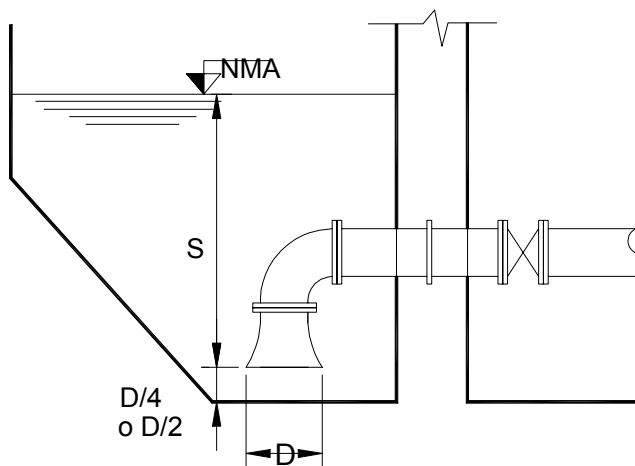
Otra ventaja de este tipo de equipamiento es su mayor vida útil frente a las sumergibles aunque su costo inicial suele ser mayor.

La ventaja de los motores sumergidos en pozos profundos es la transmisión directa entre bomba y motor y el fácil montaje del equipo. Como desventaja se presenta que para realizar las tareas de mantenimiento del motor debe ser extraído por completo el equipamiento y la cañería de elevación.

Las dimensiones mínimas de las cámaras secas deberán albergar todas las unidades a colocar y además todos sus accesorios (válvulas; controles eléctricos; amortiguadores de golpe de ariete; apoyos y anclajes; el múltiple de impulsión que puede ir dentro o fuera de la cámara, etc.). En esta cámara la distribución de los elementos deben permitir una fácil circulación, ocupando el mínimo espacio.

El pozo húmedo debe dimensionarse considerando las alternativas de aspiración positiva (ver **Figura 27**) o negativa (ver **Figura 31**). En el primer caso, se deberá asegurar preferentemente una altura de succión de + 0,50 m de agua por encima del eje de las bombas, para garantizar que las mismas estén siempre cebadas, sin que se produzcan problemas de cavitación. En el caso de instalaciones con bombas grandes, es conveniente tener como mínimo + 0,50 m por encima de la parte más alta de las carcasas de las mismas.

En la **Figura 32** se establecen las sumergencias mínimas necesarias para evitar la formación de vórtices, dadas por la velocidad de ingreso del líquido a la campana de aspiración, aunque siempre conviene adoptar una sumergencia mínima de 0,50 m.



S = Sumergencia

NMA = Nivel mínimo de agua

**Figura 32.** Sumergencia mínima

**Sumergencia requerida para prevenir vórtices**

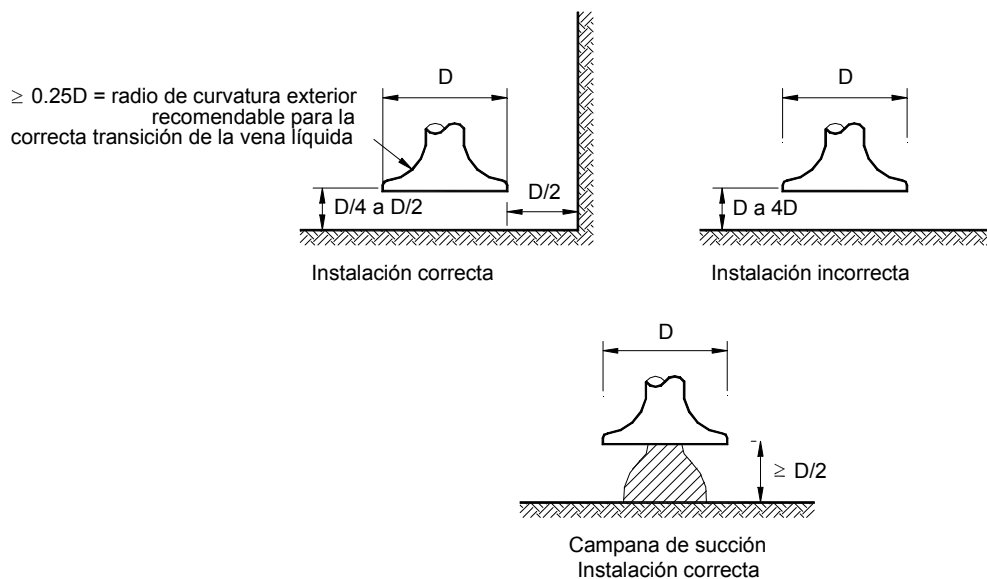
Velocidad en la entrada a la bocina m/s	Sumergencia m
0,6	0,3
1,0	0,6
1,5	1,0
1,8	1,4
2,1	1,7
2,4	2,15
2,7	2,6

Se define como sumergencia al tirante líquido que existe sobre la boca de aspiración. En el caso de que el área de ingreso sea paralela al fondo del pozo de aspiración (**Figura 32**) la sumergencia “S” estará definida por la diferencia entre el nivel líquido en la cámara de aspiración y el plano de ingreso de la boca de succión.

Si el área de la boca de captación es perpendicular al fondo del pozo, la sumergencia “S” estará definida por la diferencia entre el nivel líquido dentro del pozo de aspiración y el nivel superior de la boca de succión.

La longitud de la cámara húmeda es generalmente la misma que la de la cámara seca, encontrándose adosadas con un muro común a ambas o separadas de acuerdo al proyecto que se analice.

Cuando se trata de cámaras húmedas sin carga positiva de aspiración, se deberá tener una altura de succión menor a la que surge de calcular la altura neta positiva de aspiración (ANPA) (ver numeral 2.12) para evitar la cavitación que produce vibraciones y reducción del caudal y eficiencia. En este caso, se deberá tener una altura mínima de agua sobre la boca de succión de + 0,50 m para evitar el ingreso de aire.

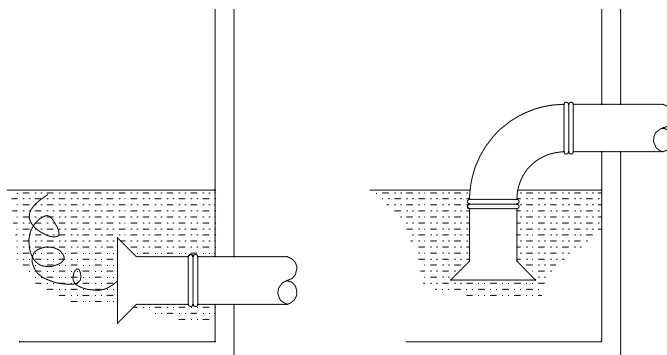


**Figura 33.** Campanas de succión

En la **Figura 33** se encuentra la manera correcta e incorrecta de realizar la campana de aspiración con las distancias mínimas recomendadas a las paredes laterales y fondo. Cuando se supere la separación máxima “D” entre la boca de ingreso de la campana y el fondo del pozo, se deberá reconstruir un cono guía que permita encaminar los filetes líquidos sin formación de vórtices.

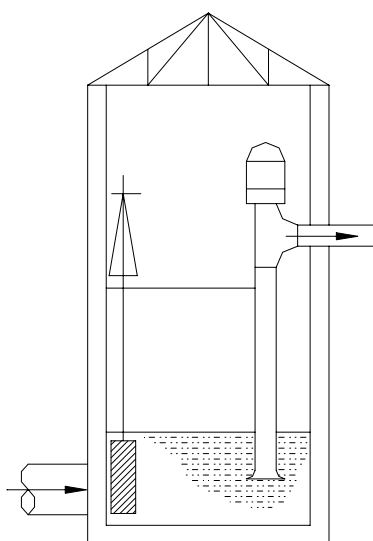
El ingreso del líquido a la cañería de aspiración, conviene hacerlo con la campana de aspiración para minimizar las pérdidas de energía. Es conveniente adoptar un esquema como el de la derecha de la **Figura 34**, aún cuando la pérdida de energía sea mayor,

porque minimiza la posibilidad de ingreso de aire, succionando del fondo de la cámara de aspiración.



**Figura 34.** Posición campana de succión

Para cámaras secas superiores a la cámara húmeda con bombas de eje vertical, la mínima sumergencia a adoptar es la recomendada por el fabricante del equipamiento.

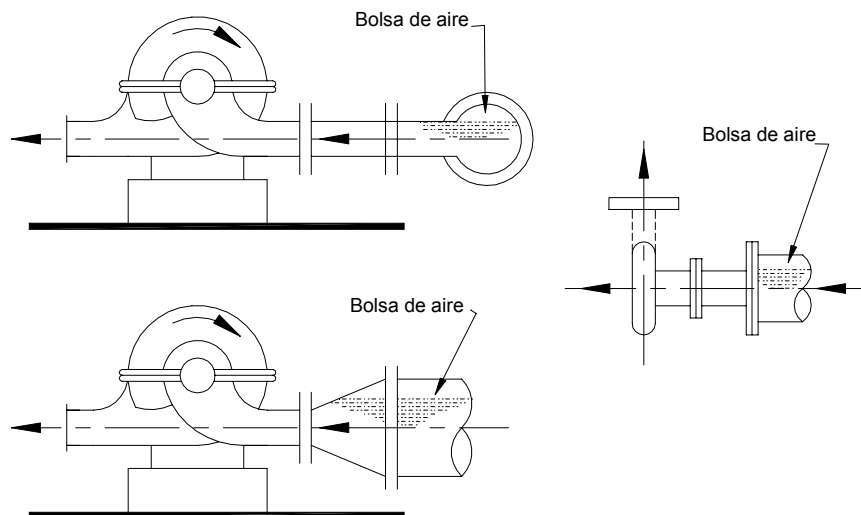


**Figura 35.** Cámara con altura de succión

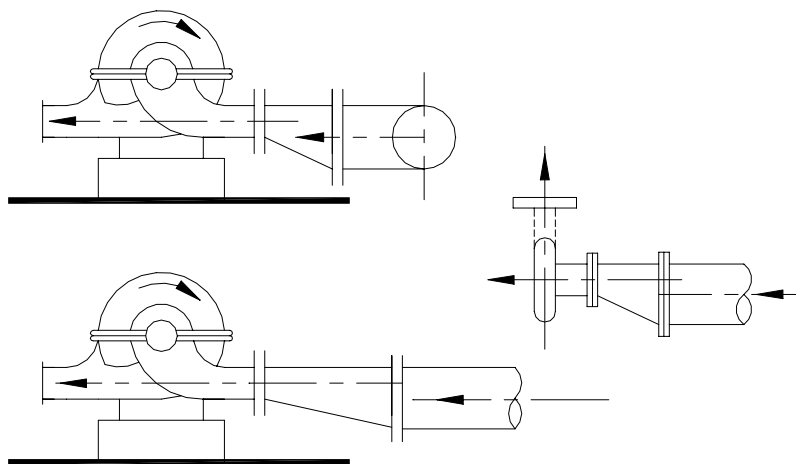
Una estación de bombeo puede estar mal dimensionada cuando existan consumos de energía innecesarios, debido a las pérdidas por fricción con altas velocidades que afectan la eficiencia de las bombas. Además no es deseable la presencia de vórtices, pérdida por singularidades evitables y entrada de aire en la cañería de succión.

Nunca deberán usarse cañerías de aspiración y de impulsión, menores a las que traiga la bomba. La cañería de succión deberá ser igual o mayor que la tubería de descarga, siendo preferible que tenga un rango de diámetro mayor a la de impulsión.

Se deben colocar cuando sean necesarios, reducciones excéntricas en las cañerías de aspiración para evitar la formación de burbujas de aire perjudiciales para las bombas. En la **Figura 36** se encuentra la forma incorrecta de realizar la instalación y en la **Figura 37** la correcta.



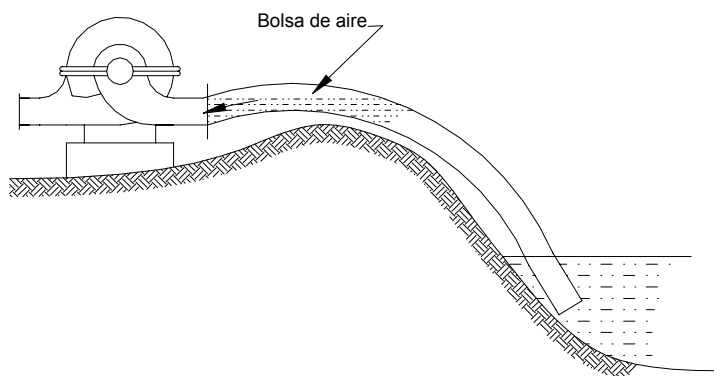
**Figura 36.** Instalación incorrecta de tuberías



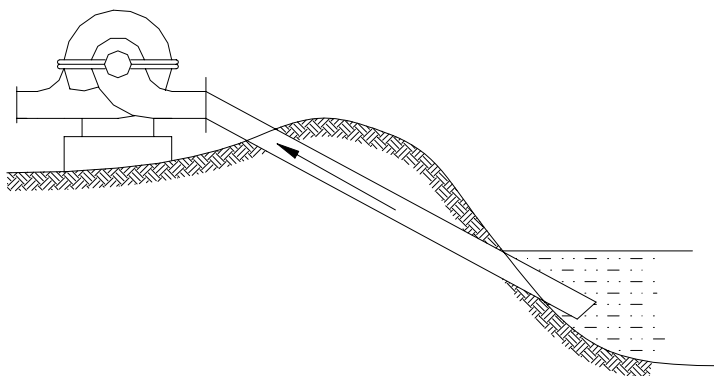
**Figura 37.** Instalación correcta de tuberías

Los aumentos y disminuciones de diámetros en las cañerías de aspiración e impulsión, deben ser graduales para evitar pérdidas de energía por cambios bruscos. Además se debe estudiar correctamente el trazado de las tuberías para minimizar la cantidad de codos y piezas especiales que producen el mismo efecto.

La tubería de succión deberá colocarse en forma horizontal o con pendiente uniforme, evitando la formación de bolsas de aire en tramos elevados. En la **Figura 38** y **Figura 39**, se indica la forma correcta e incorrecta de instalarla.



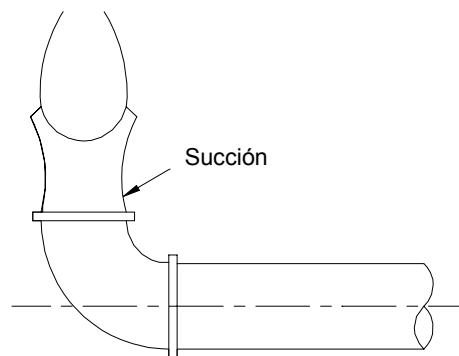
**Figura 38.** Forma incorrecta de instalar la tubería de succión



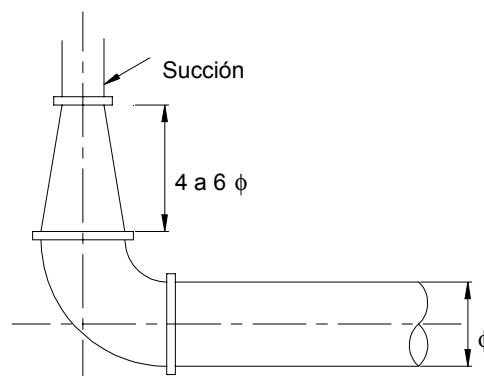
**Figura 39.** Forma correcta de instalar la tubería de succión

No deberá colocarse en la cañería de aspiración un codo en un plano horizontal directamente sobre la brida de succión de la bomba. Entre éste y la cañería de aspiración, se debe utilizar un tramo recto de por lo menos 4 a 6 veces el diámetro del tubo. En la **Figura 40** y **Figura 41**, se muestran la forma correcta e incorrecta de realizar esa transición. Un codo mal ubicado generará un empuje desigual y pérdidas hidráulicas, ingresando el líquido por el ojo del impulsor recostado sobre un lateral de la cámara de aspiración de la bomba.

Es conveniente que la reducción o aumento en las cañerías de aspiración y descarga se ubiquen directamente sobre las bridas de la bomba, dado que esto producirá una mejor conversión de la velocidad, con menores pérdidas de energía hidráulicas y mejores rendimientos en las bombas.



**Figura 40.** Instalación incorrecta de codo en plano horizontal



**Figura 41.** Instalación correcta de codo en plano horizontal

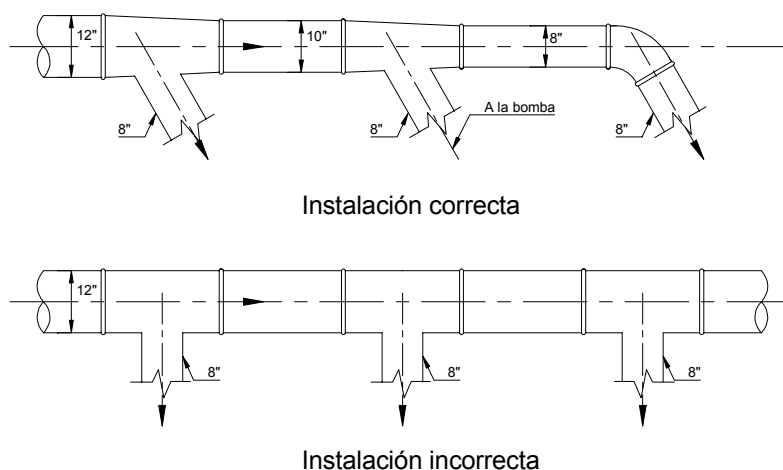
La línea de succión deberá garantizar una perfecta estanqueidad, para evitar el ingreso de aire. El mismo puede reducir la capacidad de bombeo o detenerla totalmente.

Cuando se tenga carga de aspiración negativa, es conveniente utilizar válvulas de pie para minimizar el cebado del equipo. En este caso, el extremo de la cañería deberá estar - 0,90 m por debajo del nivel mínimo de agua. Si no se usara la válvula de pie, el extremo de la succión debe acampanarse para disminuir la velocidad de entrada de agua.

Se debe evitar el uso de válvulas esclusas en las cañerías de aspiración, y de utilizarse, deben colocarse con el vástago horizontal o hacia abajo. En el caso de tubos de succión con carga positiva de aspiración y cámara seca, deben utilizarse válvulas para poder desarmar las instalaciones.

Si el agua contiene materia suspendida, deberá colocarse un cedazo en la boca de succión, cuya área neta sea de por lo menos cuatro veces el área del tubo de aspiración.

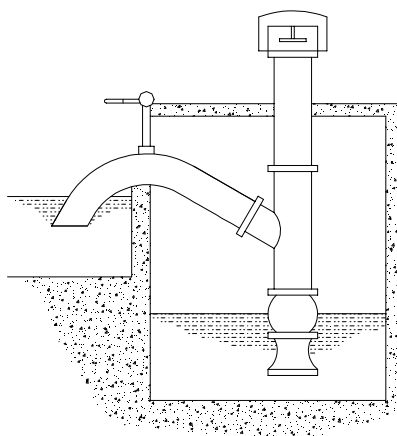
Siempre que sea posible es conveniente que cada bomba tenga su cañería de aspiración individual. Cuando esto no sea factible, la tubería debe presentar la menor cantidad de singularidades posibles. En la **Figura 42** se muestra la forma correcta e incorrecta de realizar la succión sobre un múltiple común.



**Figura 42.** Instalación de succión mediante múltiple

En la cañería de impulsión debe colocarse la válvula de retención antes de la de cierre, aguas arriba con respecto al sentido de escurrimiento del líquido bombeado. De esta manera se puede desarmar la misma, que tiene un mantenimiento más frecuente, sin que el líquido en la cañería retroceda. Las ampliaciones en la descarga deben ser concéntricas y las conexiones a los múltiples similares a la **Figura 42** pero con el líquido circulando en sentido inverso.

En la descarga de las bombas verticales tipo sifón, debe colocarse una válvula de alivio y entrada de aire. (Ver **Figura 43**).



**Figura 43.** Válvula de alivio y entrada de aire en la descarga de la bomba

Los múltiples son realizados generalmente en acero por las dificultades de montaje que presenta la colocación de otro tipo de material, cuyas piezas tienen establecidas sus medidas estándares de fabricación.

Para facilitar el montaje y desmontaje de las instalaciones, es conveniente colocar juntas de desarme que permitan absorber adicionalmente los movimientos de las cañerías, provocados por la variación de temperatura y/o vibraciones. Las juntas mayormente utilizadas en el pasado fueron las Gibault y las Dresser. Actualmente existen una gran variedad de juntas comerciales que cumplen una función similar a las mencionadas. Generalmente se basan en un fuelle de ajuste sintético o metálico que absorben las vibraciones y permiten un fácil desmontaje de la cañería.

Otro dispositivo complementario que puede colocarse en las estaciones de bombeo, es un aforador sobre las cañerías de impulsión, ya sea sobre la común a todas las bombas, o en cada una de ellas individualmente. Se podrán colocar aforadores diferenciales, a turbina magnéticos, etc., de acuerdo a las características generales de la instalación.

Se deberán ejecutar correctamente los anclajes de las cañerías absorbiendo los esfuerzos generados en los cambios de dirección, reducciones, válvulas etc.

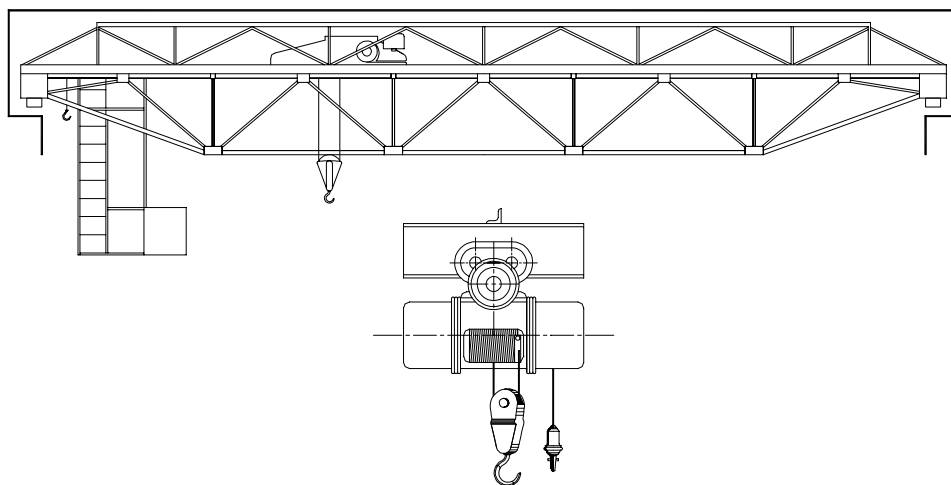
Se deberá prever en las instalaciones el espacio necesario para los dispositivos antiariete.

En la impulsión se deberá colocar válvulas de aire en los puntos elevados, para permitir el escape del mismo y prevenir las depresiones por golpe de ariete.

Las instalaciones internas de la estación elevadora deben ser limpias, secas e iluminadas.

Cuando se coloquen bombas a la intemperie, deberán ser a prueba de agua y polvo.

Las instalaciones deben tener un tamaño suficiente como para permitir el correcto desarme de bombas y accesorios. Cuando sean equipos grandes es conveniente colocar polipastos montados sobre rieles o puentes grúas para movimentar las piezas. (Ver **Figura 44**).



**Figura 44.** Puente grúa

En instalaciones con pozos secos, se debe utilizar un sistema de drenaje con bomba de achique, por eventuales presencias de líquido dentro de los mismos.

Las bases para apoyar las bombas centrífugas operadas con motores eléctricos, deben ser estructuras lo suficientemente pesadas para proporcionar un soporte rígido a la placa de apoyo y absorber cualquier esfuerzo y vibración. No es necesario hacer un estudio dinámico como en el caso de bombas recíprocas o con motores de combustión. Las bases semienterradas son las más satisfactorias y sus dimensiones dependerán del tamaño del equipo y del tipo de suelo a fundar.

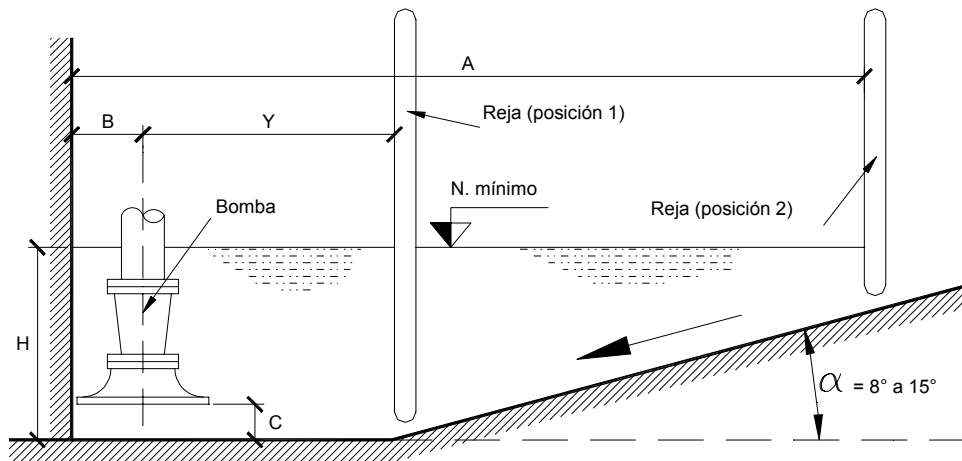
En las estaciones de bombeo de agua potable, se deberá minimizar el riesgo de contaminación evitando el ingreso de agua desde el exterior a la cámara húmeda proveniente de lluvias. Además, disponer de las medidas de seguridad que eviten el ingreso de objetos contaminantes provenientes del exterior.

### **3.2. RECOMENDACIONES DEL HYDRAULIC INSTITUTE PARA EL DISEÑO DE CÁMARAS DE ASPIRACIÓN**

El Hydraulic Institute propone una serie de recomendaciones para el correcto funcionamiento de las electrobombas sumergidas. Se mencionan los siguientes:

- 1). La zona de entrada de las cámaras de bombeo deben permitir una equitativa distribución del flujo hacia cada bomba.
- 2). Se deben evitar velocidades de aproximación elevadas a las electrobombas, para no formar vórtices, que con bajos tirantes líquidos, puedan producir introducción de aire en las cañerías de aspiración, situación que produce ruidos y vibraciones (cavitación).
- 3). Para evitar los problemas mencionados en el numeral anterior, no basta con reducir la velocidad de aproximación, sino que también debe dimensionarse la cámara de aspiración de manera de evitar la formación de vórtices. La solución ideal sería que cada bomba tenga un canal largo e independiente tal que minimice el problema mencionado. Si no es posible su realización y las bombas deben ser colocadas en un recinto único, es conveniente disponer de pantallas divisorias entre las mismas para romper e impedir la formación de los vórtices.

Para el caso del funcionamiento de una sola bomba en operación cuyo caudal esté comprendido entre 680 m<sup>3</sup>/h y 68000 m<sup>3</sup>/h, el Hydraulic Institute recomienda las disposiciones geométricas de las **Figura 45** y **Figura 46**.



**Figura 45.** Disposiciones geométricas recomendadas

La dimensión “C” de la **Figura 46** es un valor promedio de diferentes instalaciones para una velocidad  $U_c = 0,61 \text{ m/s}$  y debe servir solamente como guía para definir el proyecto. Cada fabricante de equipamiento puede recomendar la dimensión mínima a adoptar.

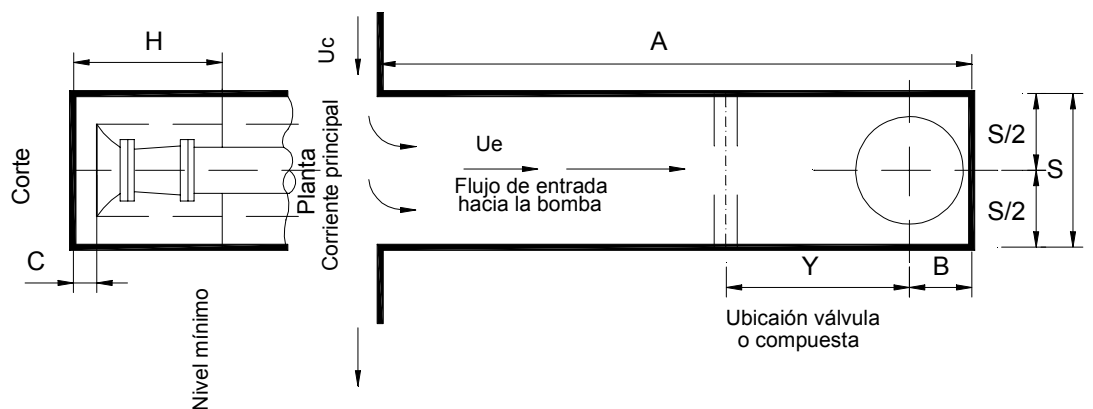
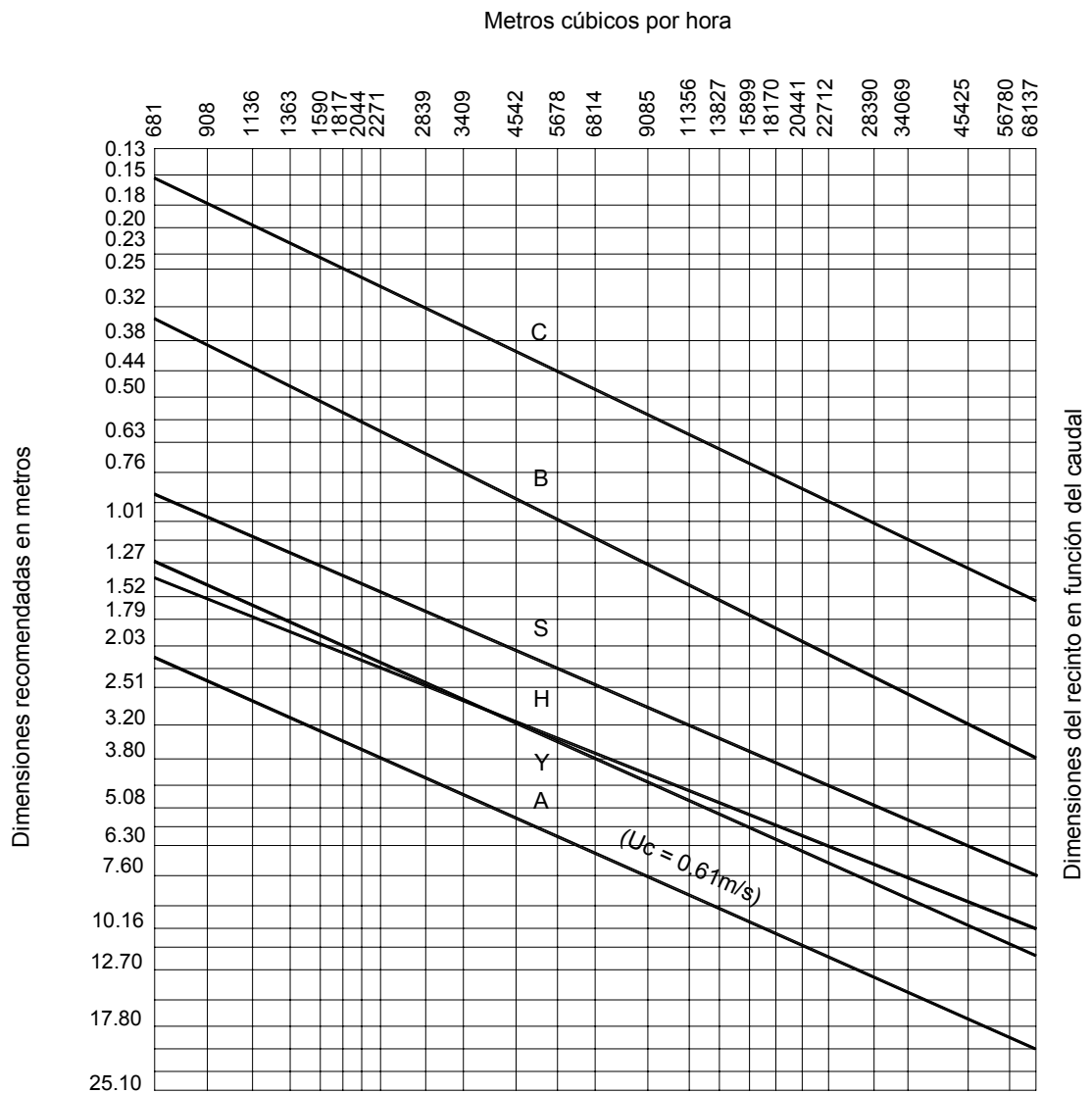
La dimensión “B” representa al máximo admisible y la “S” al mínimo. “H” debe considerarse como una dimensión mínima normal.

La sumergencia de la bomba, surge de la diferencia entre “H - C” que es la altura del líquido por encima de la entrada de la cañería de succión. Los valores de “H” presentados, son los recomendados solamente para evitar la formación de vórtices. En cuanto a la sumergencia mínima deben ser consideradas las recomendaciones de los fabricantes de equipamientos.

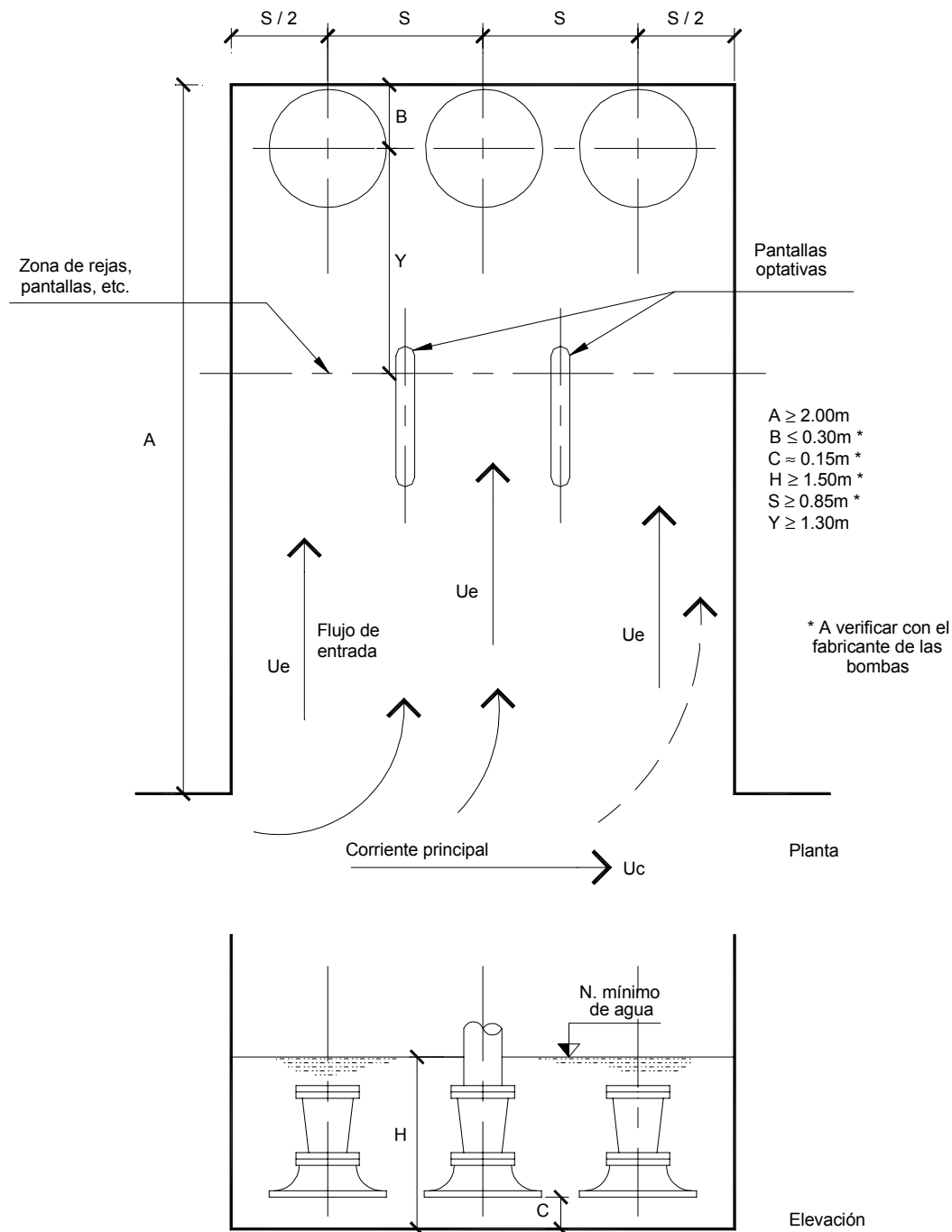
Las dimensiones “Y” y “A” son las mínimas recomendadas y si no se colocan rejillas, “A” deberá ser mayor.

La velocidad media de la corriente principal deberá ser menor a  $0,60 \text{ m/s}$ , y la velocidad media en el canal de la bomba, no mayor a  $0,30 \text{ m/s}$ .

Cuando sea imposible reducir la velocidad de aproximación, deberá incrementarse la magnitud “A” y colocar pantallas guías rectas en la dirección del flujo. En estos casos, se torna necesario realizar ensayos sobre modelos, para estar seguros de un correcto funcionamiento hidráulico de las instalaciones.



**Figura 46.** Disposiciones geométricas recomendadas por el Hidraulic Institute



**Figura 47.** Disposiciones geométricas recomendadas por el Hidraulic Institute

En las **Figura 47** y **Figura 48** se encuentran otras recomendaciones adicionales a considerar para el diseño de los pozos de bombeo.

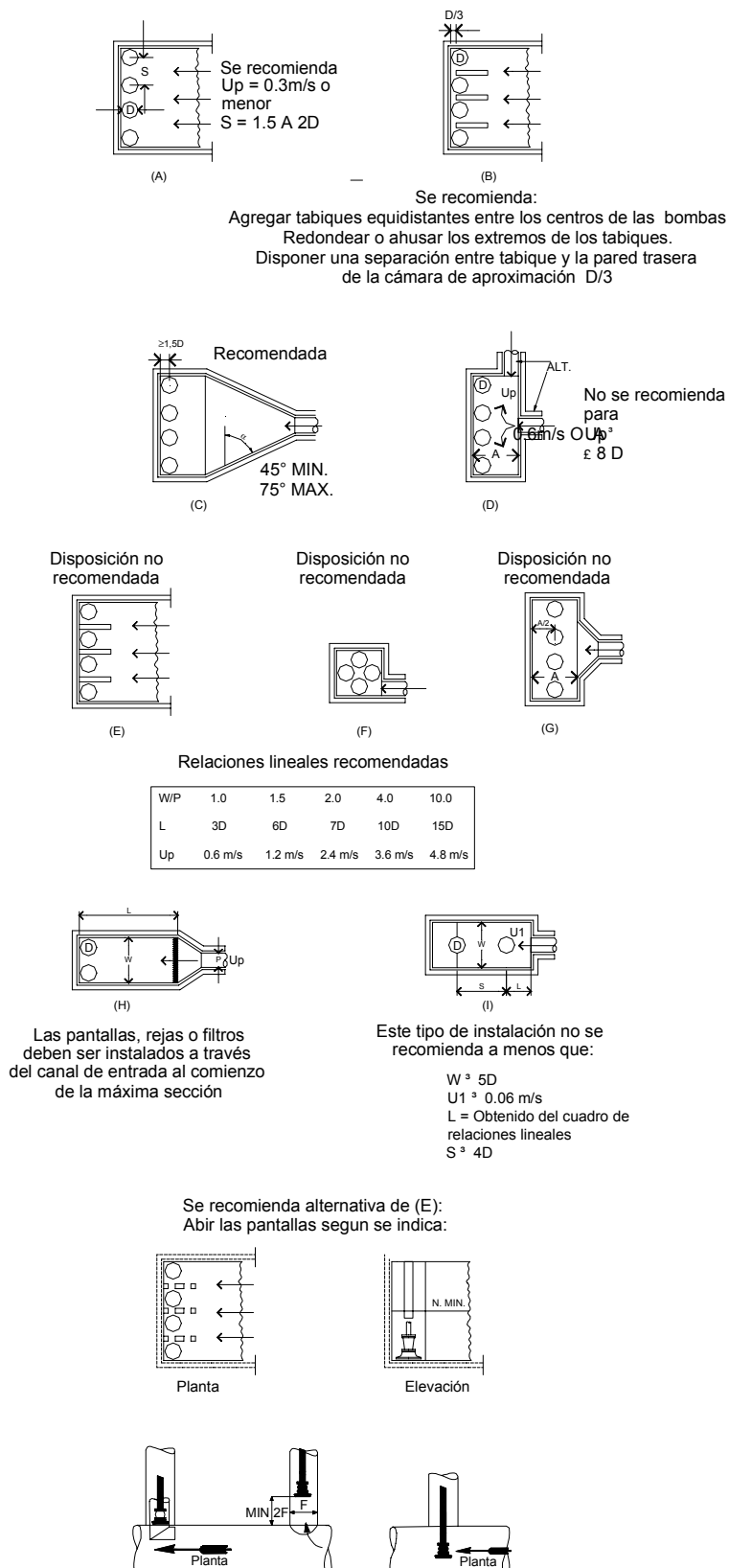


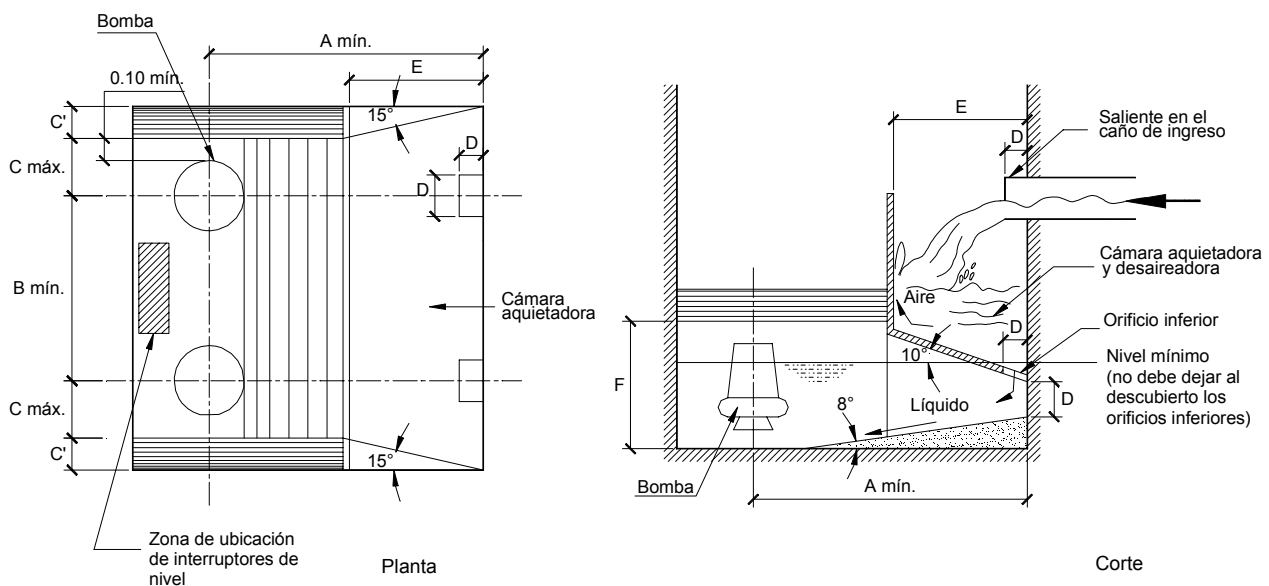
Figura 48. Disposiciones geométricas recomendadas por el Hidraulic Institute

### 3.3. RECOMENDACIONES DE LA UNIVERSIDAD DE NOTTINGHAM

Si bien las bombas sumergibles dentro de cámaras húmedas, en nuestro país son utilizadas con frecuencia para bombear líquidos cloacales y no para agua potable, se presentan las recomendaciones de la Universidad de Nottingham para este tipo de instalaciones.

Las cámaras húmedas de bombeo deberán tener frente al caño de ingreso una cámara aquietadora formada por un tabique vertical y un fondo con una inclinación de  $10^\circ$  con respecto a un plano horizontal, que contiene orificios alineados con respecto a cada bomba (ver **Figura 49**). Esta disposición permite que el chorro de agua choque con el muro antes de ingresar a la cámara húmeda, evitando que el líquido caiga directamente sobre las bombas y forme burbujas de aire. El mismo será liberado en la cámara y ascenderá hacia la atmósfera desplazándose por el tabique vertical. La inclinación del fondo, permitirá que cualquier partícula decantable, pueda caer dentro del pozo a través de los orificios, evitando la acumulación de sedimentos dentro de la cámara de ingreso.

Para evitar la formación de las burbujas de aire, es recomendable que los orificios inferiores se encuentren siempre ahogados. En el caso de instalaciones que trabajen con bajos caudales y bajo nivel, es recomendable tener una saliente “D” igual a las dimensiones del orificio inferior de la cámara aquietadora (ver **Figura 49**).



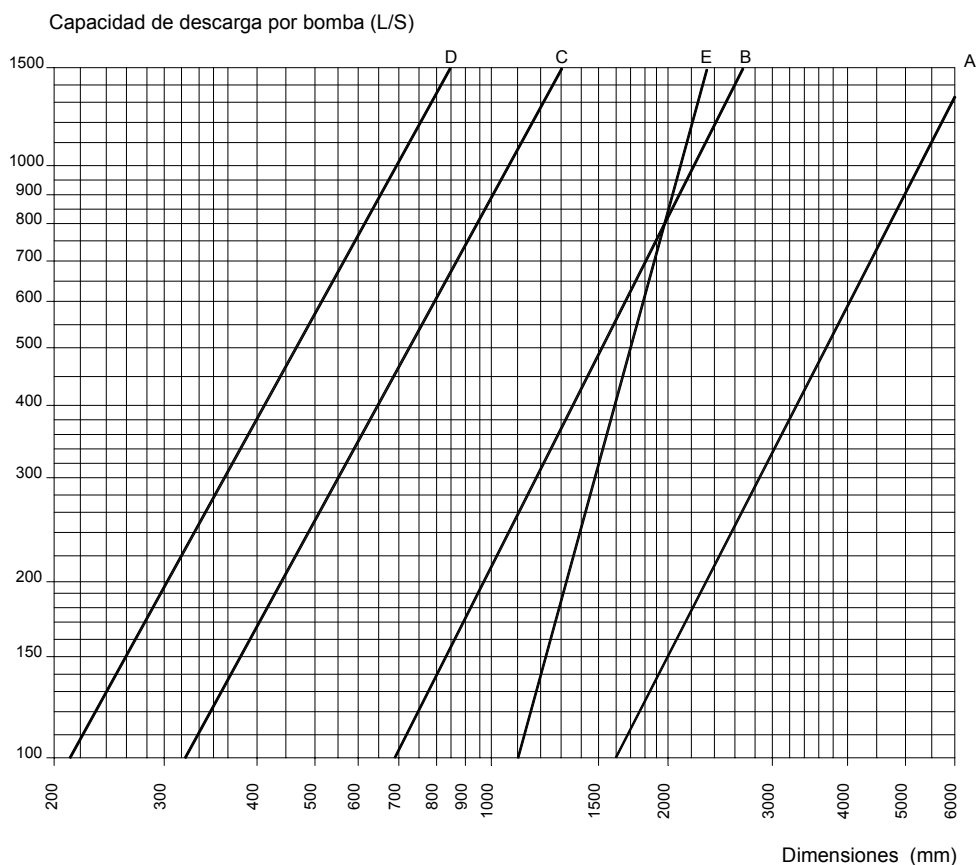
**Figura 49.** Disposiciones geométricas recomendadas por la Universidad de Nottingham, bombas sumergibles

El fondo de la cámara de aspiración deberá tener un ángulo igual o mayor a  $8^{\circ}$  con respecto a un plano horizontal.

No es conveniente colocar tabiques verticales de guía entre el fondo de la cámara de bombeo y el fondo de la aquietadora, para que no se generen turbulencias y remolinos.

Además, para evitar este último efecto, se deberá colocar a las bombas extremas, lo más próximo posible a las paredes laterales. Para ello, puede construirse un relleno de espesor "C". La distancia mínima entre el cuerpo de la bomba y la pared lateral deberá ser mayor a 0,10 m.

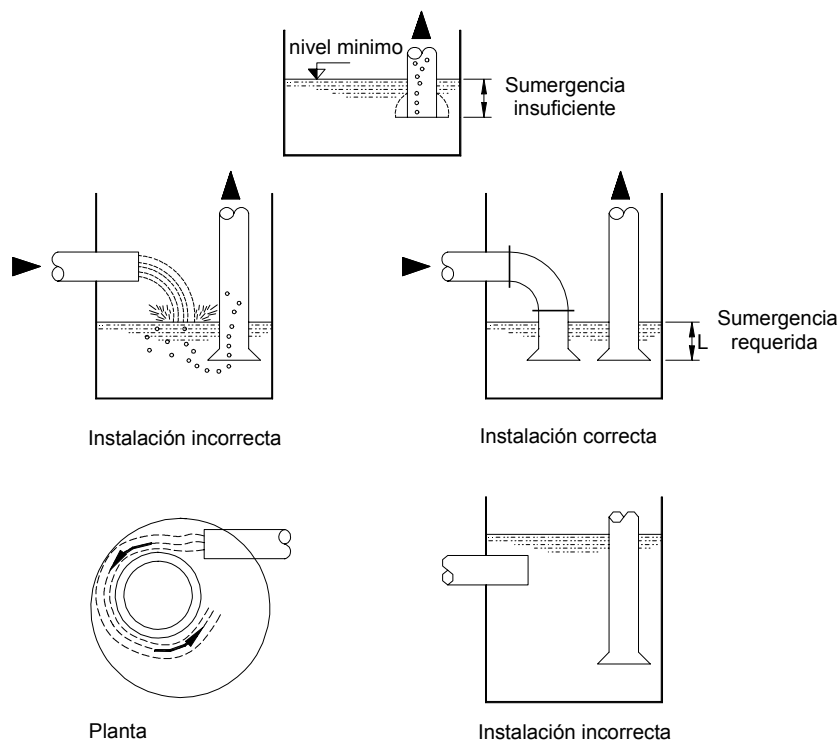
Si se necesita incrementar el volumen de la cámara de aspiración, es conveniente aumentar la dimensión de " $A_{\min}$ ". En el gráfico de la **Figura 50**, se presentan las dimensiones mínimas recomendadas para un buen funcionamiento hidráulico del pozo de bombeo.



**Figura 50.** Dimensiones mínimas para el pozo de bombeo. Según la Universidad de Nottingham

### 3.4. RECOMENDACIONES GENERALES PARA EL DISEÑO DE PEQUEÑAS CÁMARAS DE BOMBEO

En el diseño de pequeñas instalaciones, además de las recomendaciones indicadas en los numerales anteriores (2.5 a 2.7), se deberán considerar las siguientes. (Ver **Figura 51**).



Nota:

La instalación es incorrecta ya que el agua tiende a rotar, lo cual interfiere con el escurrimiento dentro del tubo de succión.

Puede corregirse parcialmente instalando una mampara frente al tubo de alimentación.

**Figura 51.** Recomendaciones generales de la OPS (Organización Panamericana de la Salud) para pequeñas cámaras de bombeo

La entrada del líquido a la cámara deberá realizarse por debajo del nivel mínimo de la misma y deberá hallarse lo más lejos posible de las bombas. No es recomendable que ingrese lateralmente, porque puede generar un movimiento de rotación del líquido.

Las paredes laterales de la cámara y posteriores a las bombas deben acercarse lo más posible a las mismas (mínimo de 0,10 m entre pared y carcasa).

La aspiración debe estar lo más próxima posible al piso de la estación de bombeo, de acuerdo a lo especificado por el fabricante.

Los interruptores de nivel deben colocarse en zonas con bajas alteraciones de nivel, para evitar un funcionamiento errático de las máquinas.

### 3.5. DIMENSIONAMIENTO DEL VOLUMEN DE LA CÁMARA DE ASPIRACIÓN CUANDO LAS BOMBAS ARRANCAN Y PARAN DE ACUERDO AL NIVEL LÍQUIDO DENTRO DE LAS MISMAS

Se presentan tres casos para el dimensionamiento de la cámara de aspiración cuando las bombas arrancan y paran de acuerdo al nivel líquido dentro de las mismas:

- 1). Cuando el caudal que pueda abastecer a la cámara de aspiración sea superior a la máxima capacidad de bombeo y las bombas funcionen con velocidades rotacionales constantes. En este caso el dimensionamiento debe respetar los lineamientos generales presentados en los numerales 2.5, 2.6, 2.7 y 2.8. Un ejemplo de esto lo constituye una cisterna de almacenamiento en donde el caudal ingresante puede ser regulado mediante un dispositivo de control que impide el desborde de los mismos. Otro caso es el de la aspiración de bombas directamente de una fuente de provisión de agua cruda inagotable, cuya extracción garantiza el funcionamiento permanente de las electrobombas.
- 2). Cuando el caudal que ingresa a la cámara de aspiración es menor que la capacidad de las bombas, pero algunas de éstas o todas trabajan con velocidad variable. En el primer caso se tendrán bombas con tableros eléctricos tradicionales funcionando con velocidades constantes y otras que lo hacen con caudales de bombeo variables para amortiguar los picos de demanda. El dimensionamiento de la cámara de aspiración debe hacerse siguiendo los lineamientos generales del punto 3 para las bombas de base que trabajen tradicionalmente, no considerando un volumen adicional para las que funcionan con velocidad variable.

En el segundo caso todas las bombas funcionarán con variadores electrónicos de velocidad, debiendo respetar para el dimensionamiento del pozo de aspiración lo expresado en los numerales 2.5, 2.6, 2.7 y 2.8.

- 3). Cuando el caudal que ingresa a la cámara de aspiración es menor que la capacidad de las bombas y las mismas trabajan con velocidades rotacionales constantes. En este caso, la cámara deberá dimensionarse con el criterio de máximas frecuencias de arranques consecutivos de los equipamientos, siendo este valor normalmente recomendado por los fabricantes de bombas.

En este último caso, el volumen mínimo de la cámara dependerá básicamente de la cantidad de bombas que participen activamente del proceso (sin considerar las de reserva) y la máxima cantidad de arranques consecutivos de los equipamientos adoptados en el diseño. En este caso, para la determinación del volumen mínimo de la cámara de aspiración se consideran los siguientes casos:

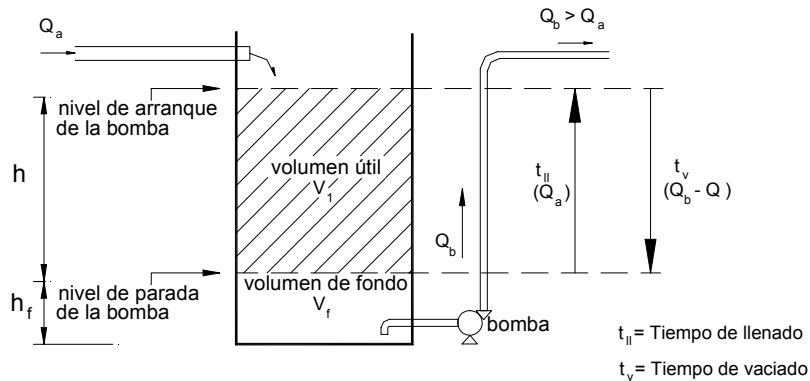
#### 3.5.1. Caso I: Una Sola Bomba en Operación

Cuando se dispone de una sola bomba, cuya capacidad de impulsión supera al caudal que ingresa a la cámara, el dimensionamiento del pozo se realizará considerando la máxima frecuencia admisible de arranque del motor de la electrobomba.

Si se observa la **Figura 52** se puede establecer gráficamente los volúmenes siguientes:

- Volumen de fondo  $V_f$  que representa el volumen mínimo necesario para garantizar una buena sumergencia de la cañería de aspiración.

- Volumen útil  $V_1$  que debe cumplir con un tamaño mínimo que garantice un arranque adecuado de los motores eléctricos.



**Figura 52.** Volumen del pozo de bombeo para una bomba

Conociendo el área del pozo y con los volúmenes mencionados, se podrán determinar las distintas alturas componentes de cada sector.

Un ciclo completo entre arranques consecutivos, se producirá cuando la bomba arranque en el nivel superior, se detenga en el inferior y vuelva a arrancar en el superior.

Cuando la bomba se detiene comienza a llenarse el pozo, siendo:

$$t_{ll} = V_1 / Q_a = \text{tiempo de llenado}$$

$V_1$  = volumen útil

$Q_a$  = caudal afluente

Cuando se llene y comience el bombeo el tiempo que tarda en vaciarse será:

$$t_v = V_1 / (Q_b - Q_a) = \text{tiempo de vaciado.}$$

$Q_b$  = caudal de bombeo

Un ciclo completo durará:

$$t_c = t_{ll} + t_v = V_1 / Q_a + V_1 / (Q_b - Q_a) = \text{tiempo total del ciclo}$$

La expresión anterior puede escribirse como:

$$t_c = V_1 / (Q_b \cdot Q_a / Q_b) + V_1 / (Q_b \cdot (1 - Q_a / Q_b))$$

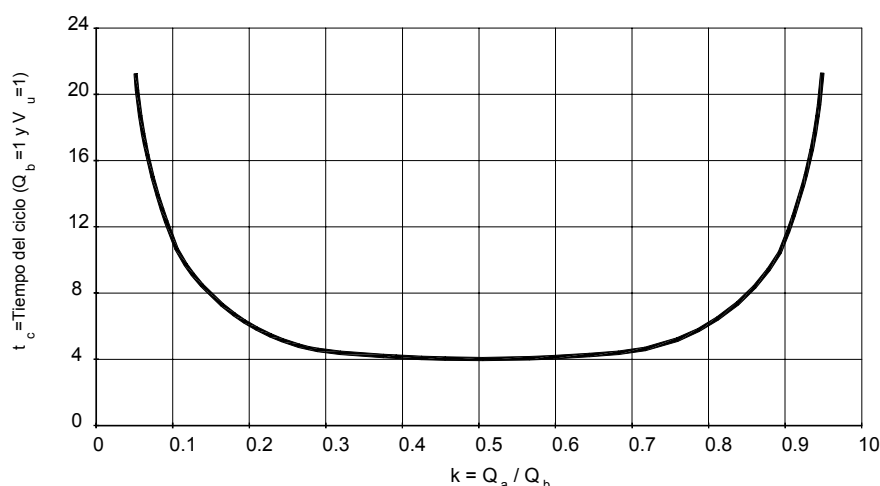
Haciendo  $k = Q_a / Q_b$  se obtiene:

$$t_c = V_1 / (k \cdot Q_b) + V_1 / (Q_b \cdot (1 - k))$$

$$t_c = V_1 / Q_b \cdot (1 / k + 1 / (1 - k)) \quad (1)$$

La expresión (1) representa el tiempo que dura un ciclo completo entre arranque y parada de una electrobomba. El mínimo valor de esta expresión se cumplirá para cualquier par de valores de  $V_1$  y  $Q_b$ , cuando la expresión  $(1 / k + 1 / (1+k))$  sea mínima.

Graficando la expresión (1) con valores unitarios de  $V_1$  y  $Q_b$  para distintas relaciones entre  $k = Q_a / Q_b$ , se obtiene la curva de la **Figura 53**. En la misma se observa que el mínimo valor de la expresión (1) se encuentra cuando la relación  $k = Q_a / Q_b = 0,50$ .



**Figura 53.** Volumen mínimo  $V_1$  para la cámara de aspiración. Método para una sola bomba

El volumen útil mínimo reemplazando en (1) será:

$$V_1 = t_{c\min1} \cdot Q_b / (1 / 0,5 + 1 / (1 - 0,5)) = t_{c\min1} \cdot Q_b / 4 = Q_b / (4 \cdot f_{cm\acute{a}x1}) = \text{volumen m\acute{a}ximo del pozo de bombeo.}$$

$t_{c\min1} = 1 / f_{cm\acute{a}x1}$  = tiempo de arranque m\acute{a}ximo consecutivo de las electrobombas recomendadas por el fabricante del equipamiento.

$f_{cm\acute{a}x1}$  = frecuencia m\acute{a}xima de arranque consecutivos de las electrobombas recomendadas por el fabricante del equipamiento.

Es decir, el volumen m\acute{a}ximo que debe tener el pozo de aspiraci3n depende de la frecuencia de arranques consecutivos m\acute{a}ximos de las electrobombas recomendadas por el fabricante para la protecci3n de sus motores el\acute{e}ctricos.

Se puede tambi\acute{e}n encontrar el valor m\acute{a}ximo anal\acute{i}ticamente. Es necesario para ello determinar la derivada primera con respecto a  $k$  de la expresi3n (1) e igualarla a cero.

$$dt_c / dk = V_1 / Q_b \cdot (- 1 / k^2 + (1 / (1-k)^2)) = 0$$

Despejando se obtiene:

$$k = 1 - k$$

$$k = 0,5$$

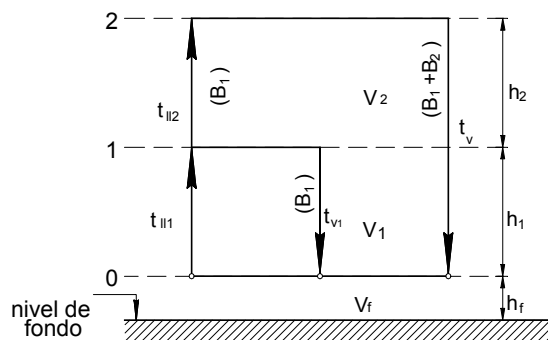
Reemplazando en (1) el valor de  $k = 0,5$  resulta:

$$V_1 = t_{cmin1} \cdot Q_b / 4 = Q_b / (4 \cdot f_{cmáx1})$$

Se concluye además que las bombas arrancarán con mayor frecuencia, cuando el caudal de bombeo sea igual al doble del afluente a la cámara de aspiración de las electrobombas.

### 3.5.2. Caso II: Dos Bombas en Paralelo en Operación

En el caso de dos bombas trabajando en paralelo se establecen los siguientes niveles de arranque y parada de acuerdo a lo indicado en la **Figura 54**.



**Figura 54.** Niveles de arranque y parada para dos bombas

Nivel 0: Nivel de parada general de las dos bombas. Este se encuentra por encima del nivel inferior del pozo, para permitir una buena altura de succión de las cañerías de aspiración de las electrobombas.

Nivel 1: Arranque de la bomba 1, mientras la 2 permanece parada.

Nivel 2: Arranque de la bomba 2, mientras la 1 continúa en funcionamiento.

El volumen útil estará constituido por el volumen de la bomba 1 y el de la bomba 2.

$$V_u = V_1 + V_2 = \text{volumen útil total}$$

$V_1$  = Volumen útil mínimo de la bomba 1 para operar dentro del rango de caudal afluente  $0 < Q_a \leq Q_{b1}$ , siendo  $Q_{b1}$  el caudal de bombeo de la primera bomba.

$V_2$  = Volumen útil mínimo adicional para la operación de la bomba 2 para  $Q_{b1} < Q_a < (Q_{bt})$ , siendo  $Q_{bt}$  el caudal de bombeo total cuando funcionan las dos bombas simultáneamente de la segunda bomba.

Se establecen dos funcionamientos posibles:

- 1). Cuando el  $Q_a \leq Q_{b1}$ . En este caso la primera bomba alcanza a evacuar todo el caudal ingresante no superando nunca el nivel 1, por lo que el volumen útil mínimo queda establecido de la misma manera que en el caso de una sola bomba, siendo:

$$V_1 = t_{cmin1} \cdot Q_{b1} / 4 = Q_{b1} / (4 \cdot f_{cmáx1}) = \text{Volumen mínimo útil para la bomba 1.}$$

- 2). Cuando  $Q_a > Q_{b1}$ . En este caso comienza a funcionar la segunda bomba y el volumen  $V_2$ , será determinado de acuerdo al método que se describe a continuación:

Los tiempos de llenado para la primera y segunda bomba serán:

$$t_{l1} = V_1 / Q_a = \text{tiempo de llenado del volumen } V_1$$

$$t_{l2} = V_2 / (Q_a - Q_{b1}) = \text{tiempo de llenado del volumen } V_2$$

$$t_{ll} = t_{l1} + t_{l2} = V_1 / Q_a + V_2 / (Q_a - Q_{b1}) = \text{tiempo de llenado total}$$

Los tiempos de vaciado serán:

$$t_v = (V_1 + V_2) / ((Q_{b1} + Q_{b2}) - Q_a) = \text{tiempo de vaciado}$$

El tiempo total del ciclo para la bomba 2 será:

$$t_{c2} = t_{ll} + t_v = V_1 / Q_a + V_2 / (Q_a - Q_{b1}) + (V_1 + V_2) / ((Q_{b1} + Q_{b2}) - Q_a) \quad (2)$$

donde  $t_{c2}$  = tiempo del ciclo para dos bombas.

Para encontrar el valor mínimo de la función anterior, es necesario determinar la derivada primera e igualarla a cero. Como este proceso de cálculo es bastante complicado debido a que las derivadas de funciones que poseen variables en el denominador resultan complejas, Pincence propuso un método que simplifica la solución (Wet-well volume for fixed - speed pumps, Journal of the WPCF, Enero de 1.970). Para ello, utilizó la siguiente relación auxiliar:

$$\Delta Q = Q_a - Q_{b1}$$

Reemplazando en (2) se obtiene:

$$t_c = V_1 / (Q_{b1} + \Delta Q) + V_2 / \Delta Q + (V_1 + V_2) / (Q_{b1} - \Delta Q) \quad (3)$$

Haciendo:

$$\beta = \Delta Q / Q_1$$

$$\mu = Q_2 / Q_1$$

$$V' = V_2 / V_1$$

La expresión (3) se expresa de la siguiente manera:

$$t_{c2} = V_1 / Q_{b1} \cdot (1 / (1+\beta) + V' / \beta + (1+V') / (\mu - \beta)) \quad (4)$$

Para que el tiempo del ciclo sea mínimo, es necesario que el  $V_1$  lo sea, por lo tanto:

$$V_1 / Q_{b1} = t_{cmin1} / 4$$

Reemplazando en (4) se obtiene:

$$4 \cdot t_{c2} / t_{cmin1} = 1 / (1+\beta) + V' / \beta + (1+V') / (\mu - \beta) \quad (5)$$

Adoptando el mismo tiempo de ciclo mínimo en el caso de una bomba o dos, se obtiene que la relación  $t_{c2} / t_{cmin} = 1$ .

Derivando la expresión (3) e igualando a cero, se tiene:

$$dt_{c2} / d(\Delta Q) = - V_1 / (Q_{b1} + \Delta Q)^2 - V_2 / \Delta Q^2 + (V_1 + V_2) / (Q_{b2} - \Delta Q)^2 = 0$$

Esta expresión se transforma en:

$$- 1 / (1 - \beta)^2 - V' / \beta^2 + (1 + V') / (\mu - \beta)^2 \quad (6)$$

Resolviendo (5) y (6) para  $t_{c2} / t_{cmin} = 1$  se tiene:

$$X = \mu - \beta = (4 \cdot \beta^3 + 8 \cdot \beta^2 + 5 \cdot \beta + 1) / (4 \cdot \beta^2 + 8 \cdot \beta + 3)$$

$$V' = 3 \cdot X \cdot \beta + 4 \cdot X \cdot \beta^2 - \beta - \beta^2 / (\beta + \beta^2 + X + X \cdot \beta)$$

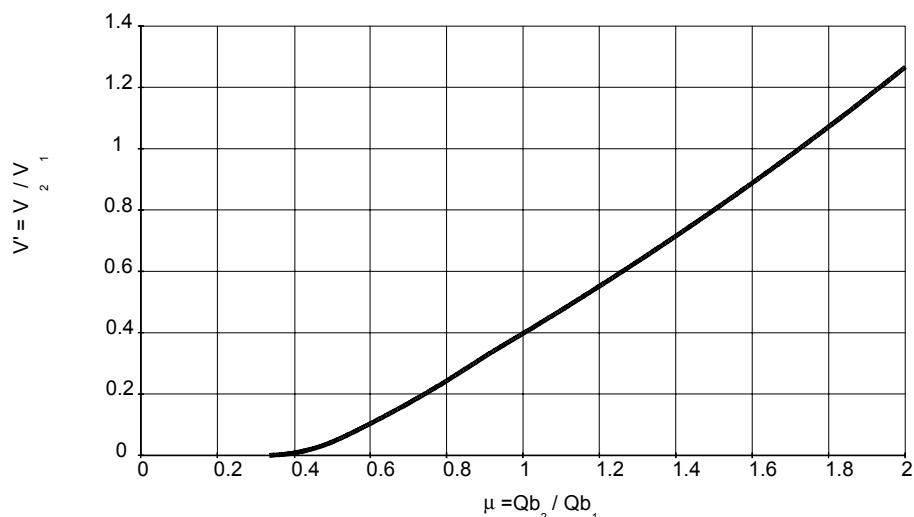
Asignando distintos valores a  $\beta = \Delta Q / Q$ , se obtiene  $\mu = Q_{b2} / Q_{b1}$  y  $V' = V_2 / V_1$ , que permiten determinar la curva representada en la **Figura 55**. Ingresando a la misma con la abscisa  $\mu$ , se obtiene la relación que existe entre  $V_2$  y  $V_1$ . Este último valor se determina de la misma manera que en el caso 1, cuando funciona solamente una bomba, y con la relación encontrada, se establece finalmente el volumen mínimo  $V_2$ .

El volumen útil mínimo total será:

$$V_{umin} = V_1 + V_2$$

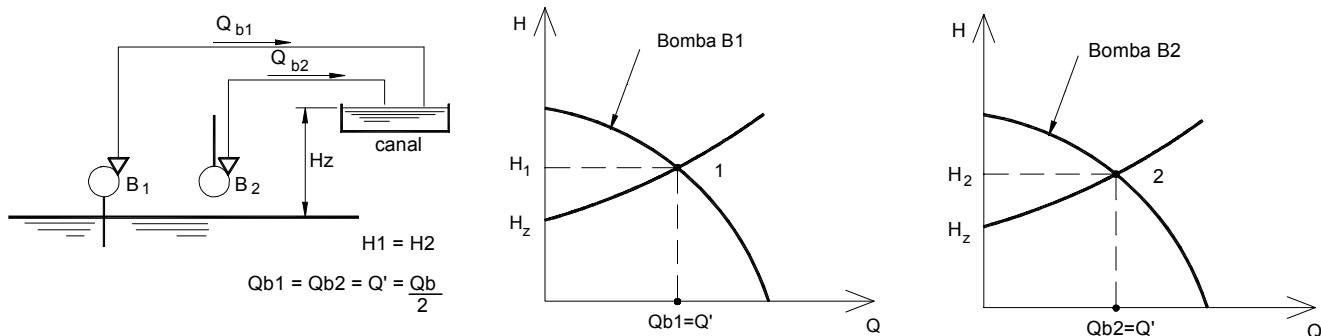
$V_1 = Q_{b1} \cdot t_{cmin} / 4$  = Volumen útil mínimo para el funcionamiento de la primera bomba

$V_2$  = Volumen útil mínimo para el funcionamiento de la segunda bomba, obtenido a partir del gráfico de la **Figura 55**.



**Figura 55.** Volumen mínimo  $V_2$  para la cámara de aspiración. Método de Pincince para dos bombas

El caudal a impulsar por cada electrobomba, dependerá no solamente de las características individuales de cada equipo, sino también de la manera que se encuentren bombeando sobre la cañería de descarga. Si impulsan individualmente, el caudal de bombeo de cada equipo permanecerá invariable, tanto cuando bombee uno solo de ellos o ambos. Por el contrario, si impulsaran sobre un múltiple común, el caudal individual de cada equipo funcionando en forma simultánea, será menor a cuando lo hagan en forma independiente.



**Figura 56.** Curvas de la instalación y bombas, para impulsión separadas

Para cañerías con impulsiones independientes y dos bombas iguales (**Figura 56**), se tiene:

$$(Q_{b1} + Q_{b2}) / 2 = Q' = Q_b / 2$$

$Q_{b1}$  = caudal de bombeo individual de la bomba 1

$Q_{b2}$  = caudal de bombeo individual de la bomba 2

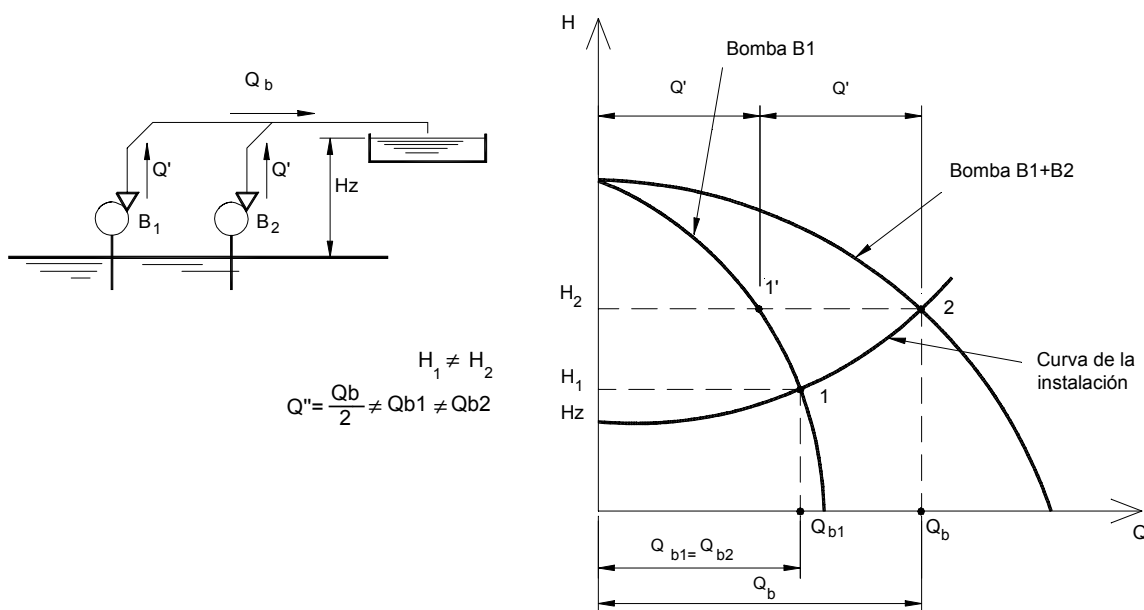
$Q_b = Q_{b1} + Q_{b2} =$  Caudal total de bombeo

$Q' =$  caudal de bombeo de cada bomba cuando funcionan ambos equipos en forma simultánea.

Para cañerías con impulsión única y dos bombas iguales (**Figura 57**), se tiene:

$$Q_b < (Q_{b1} + Q_{b2})$$

Al igual que en el caso I, sino cumple con los volúmenes mínimos calculados, las bombas arrancarán con una frecuencia mayor a la máxima deseable.



**Figura 57.** Curvas de la instalación y bombas, para impulsión única

### 3.5.3. Caso III: Tres Bombas en Paralelo en Operación

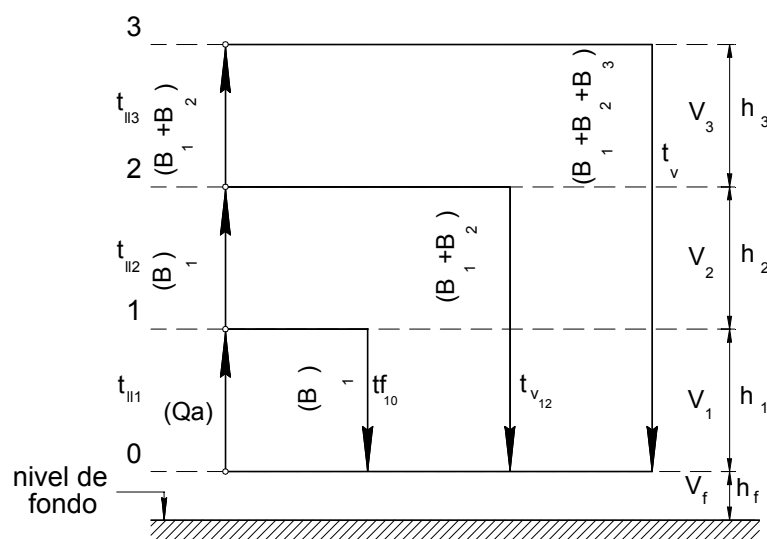
En la **Figura 58** se observan los distintos niveles de una instalación con tres bombas. Se definen los siguientes:

Nivel 0: Nivel de parada general de las bombas. En este se detienen las tres electrobombas.

Nivel 1: Es el nivel de arranque de la bomba 1.

Nivel 2: Es el nivel de arranque de la bomba 2

Nivel 3: Es el nivel de arranque de la bomba 3



**Figura 58.** Niveles de arranque y parada para tres bombas

En este caso:

$$V_{II} = V_1 + V_2 + V_3 = \text{volumen \u00fasil total}$$

$V_1$  = Volumen útil mínimo de la bomba 1 para operar dentro del rango de caudal afluente  $0 < Q_a \leq Q_{b1}$ , siendo  $Q_{b1}$  el caudal de bombeo de la primera bomba.

$V_2$  = Volumen útil mínimo adicional para la operación de la bomba 2 para  $Q_{b1} < Q_a < Q_{bt}$ , siendo  $Q_{bt}$  el caudal de bombeo total de la primera y segunda bomba trabajando simultáneamente.

$V_3$  = Volumen útil mínimo adicional para la operación de la bomba 3 para  $Q_{bt} < Q_a < Q_{bt1}$ , siendo  $Q_{bt1}$  el caudal de bombeo total de la primera, segunda y tercera bomba trabajando simultáneamente.

En este tipo de instalaciones pueden acontecer tres situaciones diferentes en función del caudal afluente:

- 1). Cuando el  $Q_a \leq Q_{b1}$ . En este caso el caudal de la primera bomba alcanza a evacuar todo el caudal ingresante no superando nunca el nivel 1, por lo que el volumen útil mínimo queda establecido de la misma manera que en el caso de una sola bomba siendo:

$$V_1 = t_{cm1} \cdot Q_{b1} / 4 = Q_{b1} / (4 \cdot f_{cm\acute{a}x1}) = \text{Volumen m\'ınimo \'util para la bomba 1.}$$

- 2). Cuando  $Q_{b1} < Q_a \leq Q_{bt}$ . En este caso comienza a funcionar la segunda bomba y el volumen  $V_2$  puede ser determinado con el gráfico de la **Figura 55**.
- 3). Cuando  $Q_{bt1} < Q_a \leq Q_{bt1}$  En este caso comienza a funcionar la tercera bomba y el volumen  $V_3$  se determina de acuerdo al método que se describe a continuación.

El ciclo para tres bombas se establece de acuerdo al tiempo de llenado y vaciado total, siendo:

$$t_{c3} = t_{l1} + t_{l2} + t_{l3} + t_{v1} + t_{v2} + t_{v3} =$$

$$= V_1 / Q_a + V_2 / (Q_a - Q_{b1}) + V_3 / (Q_a - (Q_{b1} + Q_{b2})) + (V_1 + V_2 + V_3) / ((Q_{b1} + Q_{b2} + Q_{b3}) - Q_a)$$

$t_{c3}$  = tiempo de ciclo para la bomba 3

$V_1$  = volumen  $V_1$  establecido entre el nivel 0 y 1

$V_2$  = volumen  $V_2$  establecido entre el nivel 1 y 2

$V_3$  = volumen  $V_3$  establecido entre el nivel 2 y 3

$t_{l1}$ ;  $t_{l2}$ ;  $t_{l3}$  = tiempos de llenado del primero, segundo y tercer volumen respectivamente

$t_{v1}$ ;  $t_{v2}$ ;  $t_{v3}$  = tiempos de vaciado del primero, segundo y tercer volumen respectivamente

$Q_{b1}$  = caudal de bombeo de la primera bomba

$Q_{b2}$  = caudal de bombeo de la segunda bomba

$Q_{b3}$  = caudal de bombeo de la tercera bomba

Utilizando el método de Pincence e introduciendo una variable auxiliar:

$$\Delta Q_2 = Q_a - (Q_{b1} + Q_{b2})$$

se tiene:

$$t_{c3} = V_1 / ((Q_{b1} + Q_{b2}) + \Delta Q_2) + V_2 / (\Delta Q_2 + Q_{b2}) + V_3 / \Delta Q_2 + (V_1 + V_2 + V_3) / (Q_{b3} - \Delta Q_2)$$

$$t_{c3} = V_1 / Q_{b1} \cdot (1 / (1 + Q_{b2} / Q_{b1} + \Delta Q_2 / Q_{b1})) + V_2 / V_1 / (\Delta Q_2 / Q_{b1} + Q_{b2} / Q_{b1}) + (1 + V_2 / V_1 + V_3 / V_1) / (Q_{b3} / Q_{b1} - \Delta Q_2 / Q_{b1}) \quad (7)$$

Para la primera bomba se tiene:

$$V_1 / Q_{b1} = t_{cmin} / 4$$

Haciendo:

$$\mu = Q_{b2} / Q_{b1}$$

$$V' = V_2 / V_1$$

$$\Delta Q_2 = Q_a - (Q_{b1} + Q_{b2})$$

$$Q'' = Q_{b3} / Q_{b1}$$

$$V'' = V_3 / V_1$$

$$\beta' = \Delta Q_2 / Q_{b1}$$

Se tiene:

$$t_{c3} = t_{cmin} / 4 \cdot (1 / (1 + \mu + \beta') + V' / (\mu + \beta') + V'' / \beta' + (1 + V' + V'') / (Q'' - \beta')) \quad (8)$$

Derivando con respecto a  $\beta'$  e igualando a cero se obtiene:

$$-1 / (1 + \mu + \beta')^2 + V' / (\mu + \beta')^2 - V'' / \beta'^2 + (1 + V' + V'') / (Q'' - \beta')^2 = 0 \quad (9)$$

Haciendo  $t_{c3} = t_{cmin}$  se asegura que la bomba 3 no exceda la máxima frecuencia de arranques y de la expresión (7) se obtiene la siguiente relación:

$$1 / (1 + \mu + \beta') + V' / (\mu + \beta') + V'' / \beta' + (1 + V' + V'') / (Q'' - \beta') = 4 \quad (10)$$

Resolviendo las ecuaciones (9) y (10) se obtiene una familia de curvas como las de la **Figura 59** con  $V'' = V_3 / V_1$  como ordenada y  $Q'' = Q_{b3} / Q_{b1}$  como abscisa y  $\mu = Q_{b2} / Q_{b1}$  como parámetro.

Para la construcción de las curvas se ha procedido de la siguiente manera:

$$K_1 = 1 / (1 + \mu + \beta') + V' / (\mu + \beta') = \text{constante para cada } \mu, \beta' \text{ y } V' = f(\mu)$$

$$V'' / \beta' + (1 + V' + V'') / (Q'' - \beta') = 4 - K_1$$

$$K_2 = 4 - K_1$$

$$V'' \cdot Q'' - V'' \cdot \beta' + \beta' + \beta' \cdot V' + \beta' \cdot V'' = K_2 \cdot \beta' \cdot (Q'' - \beta')$$

$$V'' \cdot Q'' + \beta'(1 + V') - K_2 \cdot \beta' \cdot Q'' + K_2 \cdot \beta'^2 = 0$$

$$K_3 = \beta'(1 + V')$$

$$K_4 = K_3 + K_2 \cdot \beta'^2$$

$$V'' \cdot Q'' + K_4 - K_2 \cdot \beta' \cdot Q'' = 0$$

$$V'' = (K_2 \cdot \beta' \cdot Q'' - K_4) / Q'' \quad (11)$$

$$-1 / (1 + \mu + \beta')^2 + V' / (\mu + \beta')^2 - V'' / \beta'^2 + (1 + V' + V'') / (Q'' - \beta')^2 = 0$$

$$K_5 = -1 / (1 + \mu + \beta')^2 + V' / (\mu + \beta')^2$$

$$K_5 - V'' / \beta'^2 + (1 + V' + V'') / (Q'' - \beta')^2 = 0 \quad (12)$$

El valor de  $Q''$  en (11) debe hacer igual a cero la ecuación (12), para conseguir el par de valores  $(Q'', V'')$  buscados, y que a su vez satisfagan a las ecuaciones (9) y (10).

El proceso de cálculo para tres bombas es similar a los anteriores. Primero se determina  $V_1$ , luego  $V_2$  de acuerdo a lo especificado en los numerales precedentes, y finalmente, se establece el  $V_3$  de acuerdo a la relación entre los caudales de bombeo  $Q_{b2} / Q_{b1}$  y  $Q_{b3} / Q_{b1}$ .

$Q_{b1}$ . De esta manera se obtiene la relación  $V'' = V_3 / V_1$  que permite cuantificar finalmente el valor de  $V_3$ .

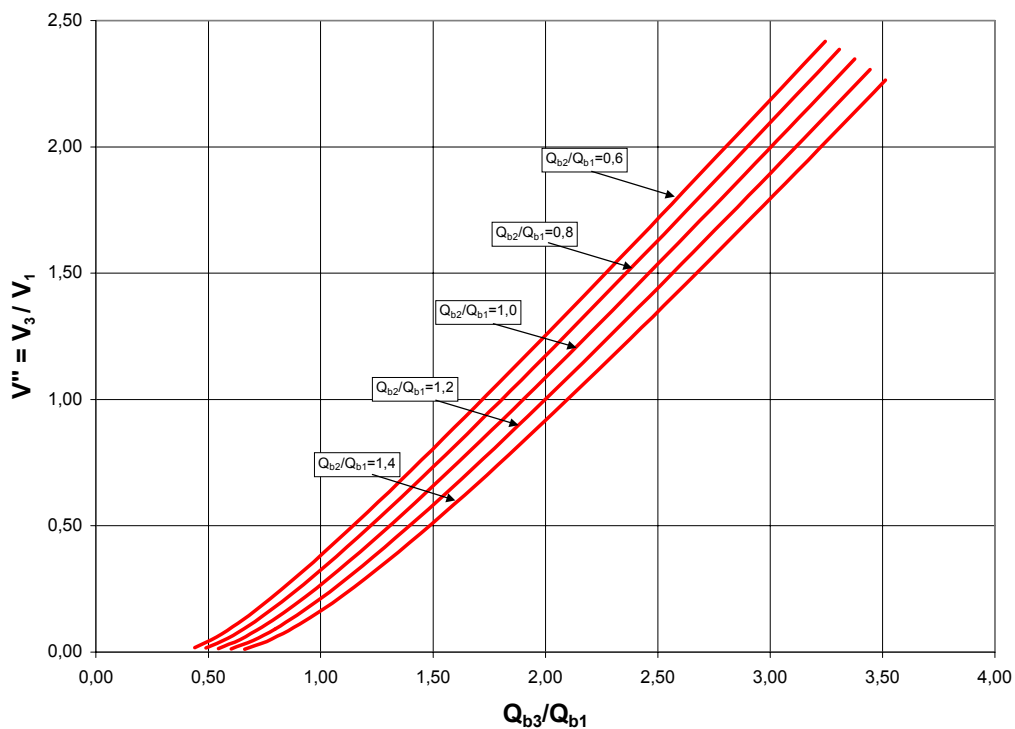
Al igual que en el numeral anterior el caudal de cada bomba variará de acuerdo a si las bombas impulsan individualmente o sobre un múltiple común.

El Volumen mínimo útil total será:

$V_1 = Q_{b1} \cdot t_{c\min} / 4 =$  Volumen útil mínimo para el funcionamiento de la primera bomba

$V_2 =$  Volumen útil mínimo para el funcionamiento de la segunda bomba, obtenido a partir del gráfico de la **Figura 55**.

$V_3 =$  Volumen útil mínimo para el funcionamiento de la tercera bomba, obtenido a partir del gráfico de la **Figura 59**.



**Figura 59.** Volumen mínimo  $V_3$  para la cámara de aspiración. Método de Pincence para tres bombas

Al igual que en los casos anteriores, si el volumen total fuese menor a lo necesario, las bombas arrancarían con una frecuencia no deseable.

### 3.6. DETERMINACIÓN DEL VOLUMEN MÍNIMO DEL TANQUE DE DISTRIBUCIÓN CUANDO LAS BOMBAS DE LA CÁMARA DE ASPIRACIÓN ARRANCAN Y PARAN DE ACUERDO AL NIVEL LÍQUIDO DENTRO DEL MISMO

Un caso particular se presenta cuando existe un tanque de distribución en donde las bombas que succionan de la cámara de aspiración funcionan de acuerdo a los niveles líquidos dentro del mismo y se desea conocer si el volumen es suficiente para no producir arranques sucesivos nocivos para los equipamientos.

Observando el esquema de la **Figura 58** para tres bombas en funcionamiento, que generaliza los otros dos con una y dos bombas, los niveles de arranque y parada quedarán establecidos de la siguiente manera:

Nivel 0: Nivel de arranque de la bomba 3.

Nivel 1: Nivel de arranque de la bomba 2.

Nivel 2: Nivel de arranque de la bomba 1.

Nivel 3: Nivel de parada general de las bombas. En este se detienen las tres electrobombas.

Los volúmenes mínimos quedarán definidos de la siguiente manera:

$$V_1 = Q_{b1} * t_{cmin1} / 4 = Q_{b1} / (4 * f_{cmáx}) = \text{volumen útil mínimo establecido entre el nivel 3 y el nivel 2.}$$

$Q_{b1}$  = caudal de la primera bomba funcionando sola.

$t_{cmin1}$  = tiempo mínimo admisible entre arranques sucesivos para el ciclo de la bomba 1.

$f_{cmáxc1}$  = frecuencia máxima admisible entre arranques sucesivos para el ciclo de la bomba 2.

$V_2$  = volumen útil mínimo establecido entre el nivel 2 y el nivel 1. Surge del gráfico de la **Figura 55**.

$V_3$  = volumen útil mínimo establecido entre el nivel 1 y el nivel 0. Surge del gráfico de la **Figura 59**.

$V_u = V_1 + V_2 + V_3$  = volumen útil total para el caso de tres bombas. Para una bomba se utilizará la expresión de  $V_1$  y para dos, las de  $V_1$  y  $V_2$ .

El volumen de un tanque distribuidor deberá estar siempre por encima del mínimo para toda la vida útil del sistema. En caso contrario, se debe proceder a su reemplazo o a incorporar la tecnología de bombas de velocidad variable.

### 3.7. BOMBAS DE VELOCIDAD ROTACIONAL VARIABLE

Con el advenimiento de nuevas tecnologías, es posible variar las condiciones de funcionamiento de las electrobombas cambiando el caudal de bombeo de las mismas, utilizando variadores electrónicos de velocidad. Estos cambian las condiciones de

funcionamiento a través de la variación de la frecuencia eléctrica de alimentación al motor y por consiguiente la velocidad rotacional del mismo. En el Capítulo XIV Instalaciones Eléctricas y Automatismo de la presente fundamentación, se desarrolla este tema desde el punto de vista electrónico.

Como se analizó anteriormente al variar el número de vueltas de una bomba, se generan nuevas curvas  $H_m = f(Q)$ . Las relaciones obtenidas por las leyes de la semejanza hidráulica son:

$$Q_2 / Q_1 = n_2 / n_1$$

$$H_2 / H_1 = (n_2 / n_1)^2$$

$$N_2 / N_1 = (n_2 / n_1)^3$$

$Q_1$  = caudal de la bomba para una situación inicial

$Q_2$  = caudal de la bomba para una situación final

$H_1$  = altura manométrica de la bomba para una situación inicial

$H_2$  = altura manométrica de la bomba para una situación final.

$N_1$  = Potencia absorbida para una situación inicial

$N_2$  = Potencia absorbida para una situación final

$n_1$  = velocidad rotacional para una situación inicial

$n_2$  = velocidad rotacional para una situación final

Las expresiones teóricas anteriores demuestran que al variar la velocidad rotacional lo hacen también el caudal, la altura manométrica y la potencia absorbida, además del rendimiento de las máquinas.

Toda bomba puede utilizar este tipo de sistema aunque no siempre sea aconsejable. Las mismas deben tener curvas de rendimientos “chatas”, es decir que ante variaciones importantes de caudal, las variaciones de rendimiento deben ser menores.

Para utilizarlas correctamente se debe establecer un rango de funcionamiento de las mismas, que las haga trabajar con una variación de rendimiento que no se aleje del máximo y que evite generar potencias reactivas innecesarias.

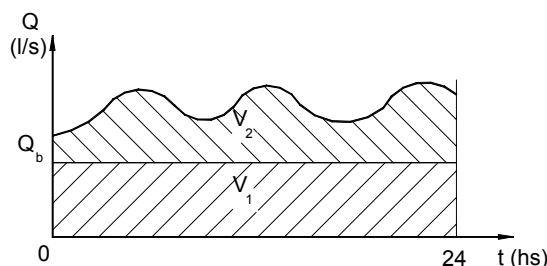
Se pueden utilizar para distintas aplicaciones en sistemas de provisión de agua potable, pudiendo trabajar todas con velocidades variables, o combinadas con bombas que funcionen con tableros eléctricos tradicionales.

En el primer caso si se trata de una sola bomba en operación, la misma deberá responder a algún dispositivo eléctrico que mida presiones o niveles que hagan variar las condiciones de funcionamiento y detengan íntegramente al motor cuando el caudal a elevar produzca rendimientos bajos. Cuando se utilicen dos o más electrobombas, es conveniente la utilización sensores conectados a computadoras que a través de programas permiten controlar las distintas variables intervinientes en el proceso. Por

ejemplo, puede suceder que sea conveniente que funcionen dos bombas simultáneamente y no una sola, porque el rendimiento global del conjunto, sea mayor.

Cuando se dispone de dos o más máquinas, se pueden utilizar bombas de base que bombeen en forma continua un determinado caudal, y de velocidad variable, que amortigüen los picos de demanda.

Como ejemplo se puede citar a una estación de bombeo que debe satisfacer la demanda de agua de una ciudad. En la **Figura 60** se presenta la curva de consumo de la misma, en donde la bomba N° 1 de base, absorberá en forma constante todo el caudal utilizando con la tecnología tradicional ( $V_1$ ), y la bomba N° 2, impulsará todo el caudal siguiendo la forma de la curva ( $V_2$ ).



$Q_b$  = Caudal de bombeo a través de bombas tradicionales.

$V_1$  = Volumen absorbido por bombas de base tradicionales.

$V_2$  = Volumen absorbido por bombas de velocidad rotacional variable.

**Figura 60.** Caudal de base y variable

Este tipo de instalaciones pueden aplicarse en distintos casos como cuando se desea disminuir el volumen de un pozo de aspiración en donde el caudal ingresante es menor a la capacidad de bombeo. Otra aplicación es cuando se necesita bombear en forma directa a una red de distribución, reemplazando al tanque hidroneumático.

En sistemas con grandes variaciones entre los caudales mínimos, medios y máximos, y en los que se desee tener pozos de aspiración pequeños cuando el caudal ingresante sea mayor al bombeado, resulta dificultoso establecer que las bombas de base tradicionales funcionen en forma permanente, por lo que puede ser aconsejable que todas ellas sean variables. En sistemas estables con picos de caudal bien definidos, en donde siempre pueda existir un valor de bombeo fijo, y se desee disminuir el volumen de los pozos de aspiración conviene que las bombas de base sean tradicionales y que los picos sean absorbidos con las de velocidad rotacional variable. Lo mismo sucede en sistemas de bombeo directo a redes de distribución de agua potable.

El Ingeniero encargado del diseño de este tipo de instalaciones, es quien debe dar las directrices generales a los instaladores para ajustar el equipamiento a las necesidades propias de cada sistema.

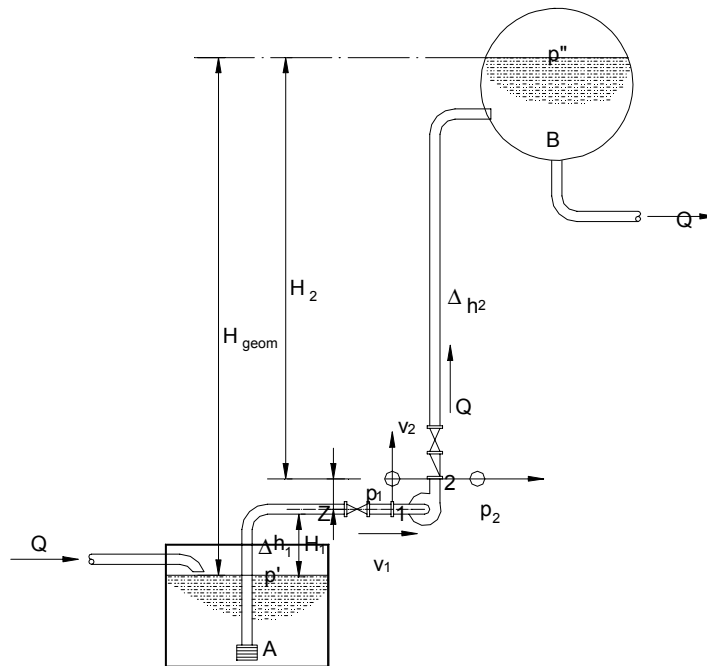
### 3.8. DIMENSIONAMIENTO DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS

#### 3.8.1. Determinación de la Altura Manométrica de Elevación

Se analiza mediante el teorema de Bernoulli, la energía que debe suministrar la bomba para poder vencer la altura geométrica y sus pérdidas de energía. En la **Figura 61** se establecen los parámetros intervinientes en el proceso. La expresión general es:

$$H_{\text{man}} = H_{\text{geom}} + (P_2 - P_1) / \gamma + (u_2^2 - u_1^2) / 2g + \sum H_f = \text{altura manométrica} \quad (1)$$

$H_{\text{geom}}$  = altura geométrica = diferencia entre los niveles líquidos a la entrada de la cañería de aspiración y salida de la cañería de impulsión, con respecto a un mismo plano de comparación topográfico. En muchos casos, el valor de la altura geométrica resulta constante, cuando se capta y descarga en reservorios sin variaciones del nivel líquido. En otros, pueden existir alteraciones importantes, porque la succión y descarga se realizan sobre reservorios con grandes variaciones de niveles.



**Figura 61.** Instalación de bombeo

$(P_2 - P_1) / \gamma$  = término de presión normalmente nulo cuando se trata de un bombeo en donde el reservorio de aspiración y el de llegada, se encuentran bajo la acción gravitatoria. El término adquiere valor, cuando se trata por ejemplo de bombas colocadas para elevar presiones en impulsiones, o cuando deben realizarse bombeos directos a red en donde existe una presión propia del sistema.

$(v_2^2 - v_1^2) / (2g)$  = término de velocidad normalmente nulo, cuando la aspiración y llegada se realizan sobre grandes reservorios. Cuando la aspiración se ejecuta en una tubería (caso de una bomba para elevar la presión) la  $v_1$  no sería nula. La  $v_2$

adquiere valor cuando el ingreso a un reservorio se realiza a descarga libre. De todos modos casi nunca se considera este término por ser muy pequeño.

La altura manométrica puede ser establecida de modo práctico, considerando la diferencia de lectura entre un manómetro colocado en la brida de ingreso de la bomba en la cañería de aspiración y otro en la brida de salida de la bomba.

En la mayoría de los casos la altura manométrica se calcula con la expresión:

$$H_{\text{man}} = H_{\text{geom}} + \sum H_f \quad (2)$$

$\sum H_f$  = sumatoria de las pérdidas de energía

La pérdida de energía total ( $\sum H_f$ ), está constituida por la pérdida de energía por fricción, tanto en la cañería de aspiración como en la de impulsión, y la pérdida de energía por singularidades.

La primera depende del caudal, diámetro, longitud y material de las cañerías de impulsión y aspiración. Para su determinación se debe utilizar la expresión de Darcy y Weisbach, apoyado con el gráfico universal de Rouse, Moody o fórmulas empíricas. También, pueden ser utilizadas fórmulas prácticas simplificadas como las de Hazen - Williams, Colebrook y otras.

Aplicando la fórmula universal de Darcy y Weisbach, se tiene la siguiente relación:

$H_f = f \cdot L / D \cdot v^2 / (2 \cdot g)$  = pérdida de energía por fricción para régimen turbulento según la fórmula universal

$L$  = longitud de la conducción

$D = R_h / 4$  = diámetro de la conducción o diámetro equivalente para conductos no circulares.

$R_h$  = Radio hidráulico

$v = 4 \cdot Q / (\pi \cdot D^2)$  = velocidad de la conducción

$g$  = aceleración de la gravedad

$Q_b$  = caudal de bombeo

$f$  = coeficiente de fricción. Este coeficiente es función de la rugosidad del material de la cañería y del número de Reynolds. Existen varias formas de determinarlo, a través del diagrama Universal de Rouse, diagrama de Moody (para agua) y otras fórmulas empíricas.

Como fórmula práctica para determinar la pérdida por fricción turbulenta, se puede mencionar además la de Williams - Hazen, cuya expresión es la siguiente:

$$H_1 = L \cdot Q_b^{1.85} / ((0,278 \cdot c)^{1.85} \cdot D^{4,87}) = \text{pérdida de energía por fricción}$$

$Q_b$  = caudal de bombeo

L = Longitud de la conducción

D = diámetro de la conducción

c = coeficiente de Williams - Hazen. Valor experimental de acuerdo al material y edad de la cañería analizada.

Para la pérdida de energía por singularidades (ingreso, salida, curvas y codos, válvulas etc.), se utiliza el método de los coeficientes por singularidades que multiplican al término cinético ( $v^2 / 2g$ ), o el de longitudes equivalentes que incrementa la longitud real de la cañería en función de las singularidades analizadas. En el primero de ellos la pérdida de energía se obtiene como la sumatoria de cada constante (valores establecidos por experimentación práctica según la singularidad) por el término cinético  $v^2 / (2 \cdot g)$ , y en el segundo, se establece una longitud equivalente adicional, a incrementarle a cada tramo, expresado como el producto de una constante (valor surgido de la experimentación práctica) por el diámetro de la conducción analizada.

Según los coeficientes k por singularidades será:

$$H_2 = \Sigma (k \cdot v^2 / (2 \cdot g)) = \text{pérdida de energía por singularidades}$$

k = coeficiente por singularidad. Para cada elemento en particular codo, curva, Tes, válvulas etc., adquiere un valor diferente de acuerdo a la experimentación práctica.

g = aceleración de la gravedad

v = velocidad de la conducción. Esta velocidad será función del diámetro, por lo que si este cambia, variará el término cinético  $v^2 / (2 \cdot g)$ .

En este caso la pérdida de energía total, resultará de la suma de  $H_1$  y  $H_2$ .

$$H_T = H_1 + H_2 = \text{pérdida de energía total}$$

$H_1$  = pérdida de energía friccional

$H_2$  = pérdida de energía por singularidades

Según el método de longitudes equivalentes, para calcular la pérdida de energía total, se recurre a la siguiente relación:

$$L_e = c \cdot D = \text{Longitud equivalente}$$

c = coeficiente multiplicador en función de la singularidad

D = diámetro de la conducción

$L_{te} = L + L_e$  = longitud incrementada para considerar el efecto de las pérdidas de energía.

L = longitud real de la cañería.

En este caso la pérdida de energía total, resultará de reemplazar en la fórmula universal o alguna de las empíricas, la longitud real por su equivalente.

Cuando la cañería de impulsión es larga ( $L_t \geq 500 \cdot D$ , siendo  $L_t$  = longitud total cañería de impulsión y  $D$  = diámetro de la conducción), se puede omitir el cálculo de las pérdidas de energía localizadas y considerar únicamente las de fricción.

### 3.8.2. Potencia de las Bombas Centrífugas

Para el dimensionamiento de las electrobombas centrífugas, es necesario conocer la potencia que deben tener las mismas para bombear un determinado caudal, a una altura manométrica de elevación, establecida de acuerdo a la altura geométrica y las pérdidas de energía.

$N = \gamma \cdot Q_b \cdot H_{man} / (K \cdot \eta)$  = Potencia total necesaria del motor de la electrobomba.

$\gamma$  = Peso específico del agua a la temperatura de trabajo y a una determinada altitud y longitud terrestre. Generalmente se adopta el valor de  $1000 \text{ Kg} / \text{m}^3$ .

$Q_b$  = caudal de bombeo

$H_{man}$  = altura manométrica

$K$  =  $75 \text{ Kgm} / \text{sg} / \text{HP}$  = factor de transformación de unidades de potencia

$\eta$  = rendimiento total de la bomba

El rendimiento total ( $\eta = \eta_b \cdot \eta_m$ ) del motor-bomba, surge del de la bomba ( $\eta_b = \eta_{man} \cdot \eta_v$ ) y del rendimiento mecánico.

El primero ( $\eta_b$ ), está constituido por el rendimiento manométrico ( $\eta_{man}$ ) (relación entre la altura manométrica efectiva y la teórica) y el rendimiento volumétrico ( $\eta_v$ ) (relación entre el caudal efectivamente utilizado y el totalmente procesado, por el huelgo existente entre el eje y la carcasa de las bombas).

El rendimiento mecánico ( $\eta_m$ ) es consecuencia de la disipación de energía durante el movimiento por el rozamiento interno de la bomba, y otras causas, como ser las derivadas de la fricción del eje de los cojinetes.

Como se analizó anteriormente, el rendimiento de una bomba se obtiene de manera práctica y estará dado por el punto de funcionamiento de la misma.

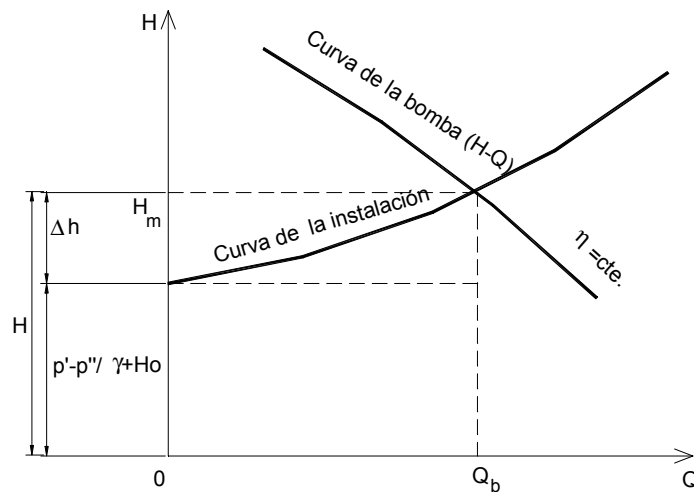
La expresión de la altura manométrica, establece una relación cuadrática con la velocidad, ya sea a través de las pérdidas friccionales y/o las por singularidades. A esta relación " $H_m = f(Q_b)$ " se la denomina curva de la instalación.

Para trazar esta curva se utiliza la expresión (2) del presente numeral 1, en donde se adoptan diferentes caudales arbitrarios que permiten establecer la forma de la misma, de acuerdo al diámetro y material de la cañería y a las singularidades que ésta presente (curvas, codos, válvulas, reducciones, etc.).

De la expresión (2) surge que cuando el caudal sea nulo, la ordenada al origen será la altura geométrica.

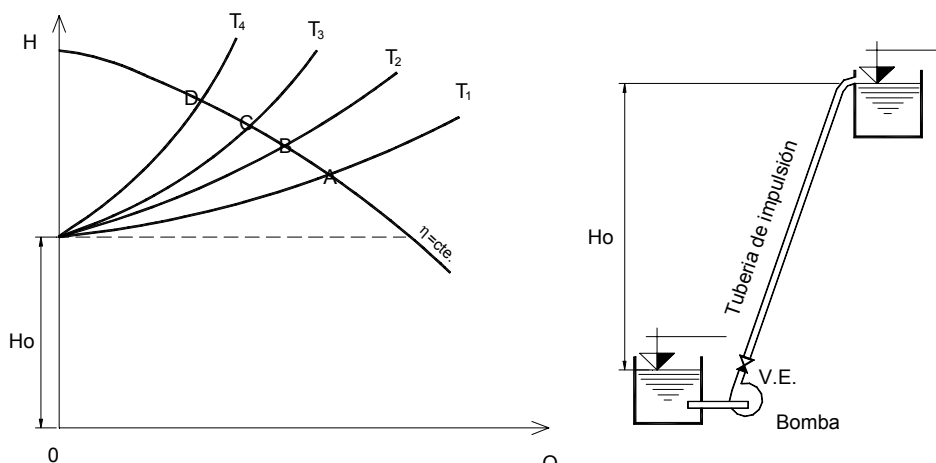
El punto de funcionamiento se establece, en donde la curva de la instalación corte a la de la bomba comercial brindada por el fabricante. De esta manera para una determinada situación, se puede establecer el caudal, altura manométrica, rendimiento y potencia absorbida para una bomba e instalación determinada.

En la **Figura 62** se ha representado esta situación para el funcionamiento de una sola bomba.



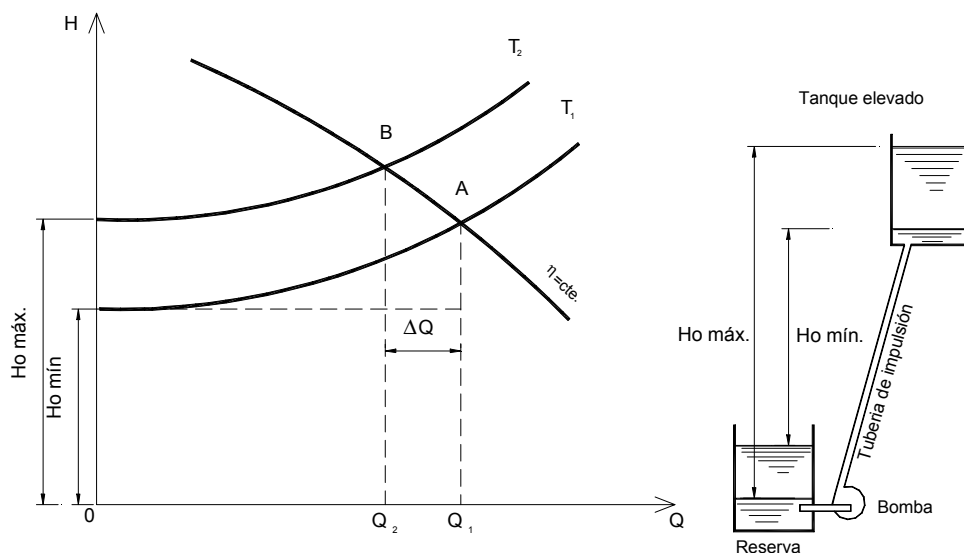
**Figura 62.** Punto de funcionamiento para una sola bomba

Si la instalación tiene colocado a la salida una válvula esclusa la cual se va estrangulando, la curva de la instalación adquiere una forma más parada, disminuyendo el caudal e incrementando su altura manométrica. La situación de máximo gasto y mínima altura, estará dada cuando la válvula se encuentre totalmente abierta. (Ver **Figura 63**).



**Figura 63.** Punto de funcionamiento para distintas pérdidas de energía

Otra alteración del punto de funcionamiento conservando la misma instalación, se obtiene cuando varía altura geométrica " $H_{geom}$ ", desplazando la ordenada de origen en la curva (ver **Figura 64**). En este caso para las distintas configuraciones, las parábolas se conservan paralelas entre sí.



**Figura 64.** Punto de funcionamiento para distintas variaciones de nivel

Por último, si no se conoce la bomba a instalar, ya que las curvas de las mismas dependen de cada fabricante en particular, se puede determinar una potencia aproximada, fijando el caudal de bombeo y la eficiencia esperada. Este último valor puede ser considerado con bastante aproximación en función del tipo de bomba a colocar. Con el caudal, diámetro, longitud, catastro de singularidades y material de la cañería, se establece la altura manométrica de la instalación, y con el rendimiento, la potencia necesaria del motor. Posteriormente se busca una bomba comercial, que se aproxime a los valores de " $Q$ " y " $H_{man}$ " encontrados, para el máximo rendimiento posible.

### 3.8.3. Acoplamiento de Electrobombas

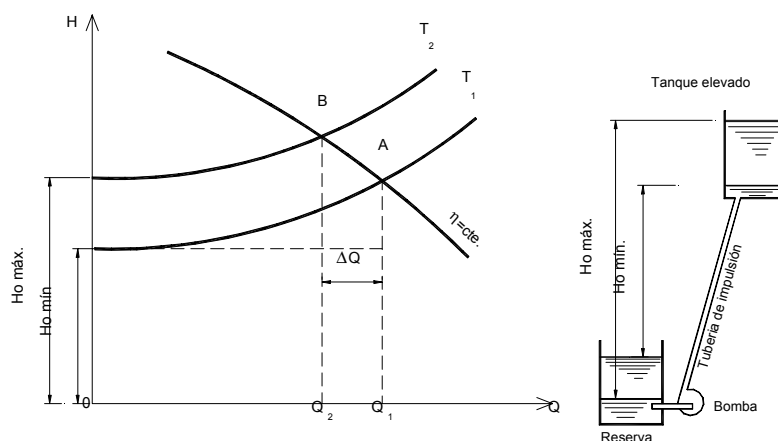
#### 1) Bombas en Paralelo

El acoplamiento de bombas en paralelo se utiliza para incrementar el caudal a bombear.

La curva " $H - Q$ " de dos o más electrobombas en paralelo, resultan de sumar aritméticamente el caudal de cada una de ellas, para iguales alturas manométricas.

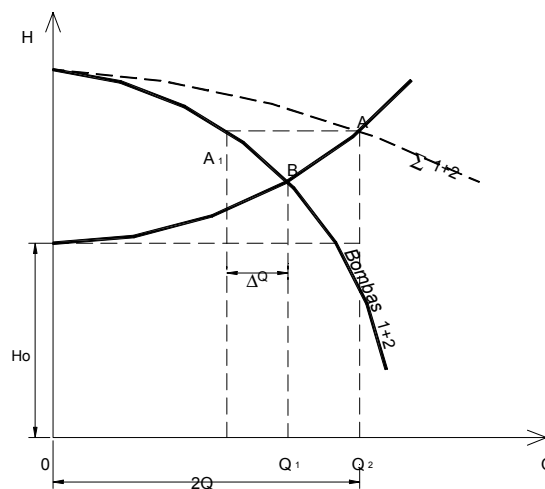
En la **Figura 65**, se representan dos curvas características diferentes, para una bomba menor "1" y otra mayor "2". La curva resultante "1 + 2" surge de la suma entre ambas ( $A = A_1 + A_2$ ).

Si se traza la curva de la instalación se observa que si las bombas funcionaran solas, los puntos de funcionamiento serían “B<sub>1</sub>” y “B<sub>2</sub>” pero si lo hacen en conjunto se establecerían en “A” siendo Q<sub>1</sub> y Q<sub>2</sub> los caudales aportados por cada bomba. Estos caudales son menores que los que correspondería cuando las bombas funcionan solas. Esta disminución es medida por “ΔQ<sub>1</sub>” y “ΔQ<sub>2</sub>”, siendo de mayor importancia porcentual para la bomba menor, que para la mayor. Es decir que si se colocara una bomba grande con otra pequeña y se las hiciera funcionar simultáneamente, puede suceder que esta última trabaje en régimen no conveniente con bajos rendimientos, aunque trabajando sola tenga alta eficiencia.



**Figura 65.** Punto de funcionamiento para las bombas en paralelo

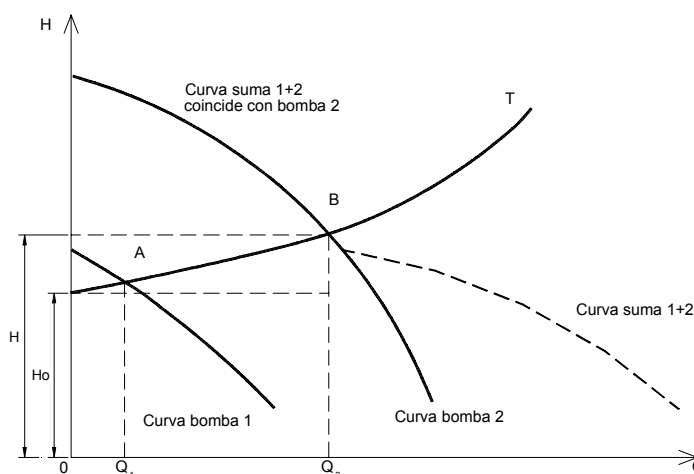
Un caso particular se da cuando las dos bombas son iguales (ver **Figura 66**) en donde la variación “ΔQ” será igual para ambas. De la misma manera, se observa que el caudal de cada electrobomba funcionando sola, será mayor al caudal producido por las dos bombas trabajando simultáneamente.



**Figura 66.** Punto de funcionamiento de dos bombas en paralelo iguales

En conclusión al acoplar dos bombas iguales en paralelo, el caudal aumenta pero no se duplica. Este razonamiento se extiende cuando se trabaja con varias bombas en paralelo.

En la **Figura 67** se presenta el caso de una bomba chica “1” acoplada a otra mayor “2”. Cuando la menor funciona sola se establecerá un caudal “ $Q_1$ ” para una determinada instalación. Cuando comienza a funcionar la más grande, la curva de la instalación no cortará a la suma de ambas curvas características “1 + 2”, sino únicamente a la de la bomba 2. Esto implica que el caudal resultante y la altura manométrica serán iguales, cuando funcione la segunda bomba o ambas juntas. Se concluye en este caso, que la bomba “1” no debe funcionar cuando se acciona la bomba “2”, porque el caudal de aporte de ésta será nulo.



**Figura 67.** Punto de funcionamiento de dos bombas, una menor y otra mayor

Del análisis de las curvas anteriores, se deduce que no siempre se mejora el sistema acoplando bombas, porque pueden anularse entre sí.

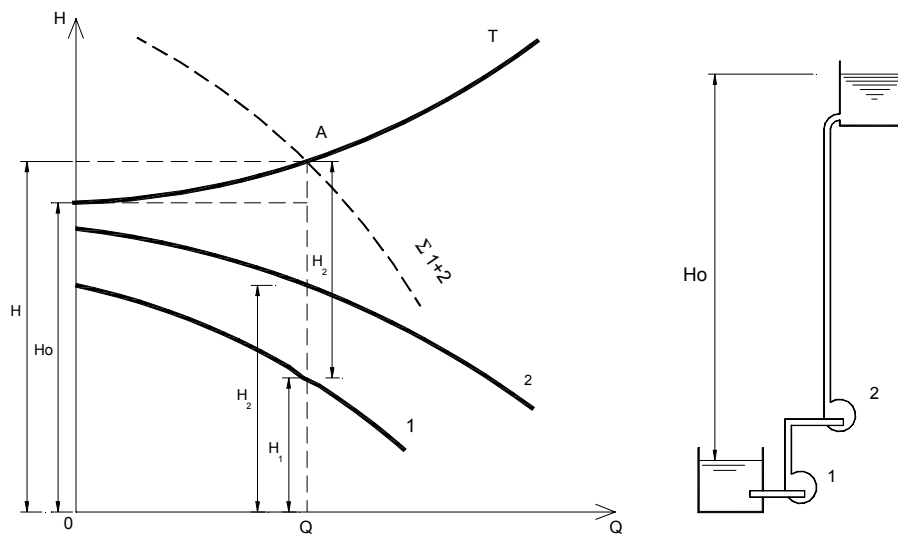
## 2) Bombas en Serie

El acoplamiento de bombas en serie se utiliza fundamentalmente para incrementar la altura manométrica.

Las alturas manométricas de cada bomba, con caudales iguales, se suman aritméticamente, determinando las características del conjunto ( $H = H_1 + H_2$ ).

En la **Figura 68** se presentan dos curvas características para una bomba menor “1” y otra mayor “2”. En este caso, la curva de la instalación no corta a las de las características de las bombas, por lo que no es posible el bombeo, si no se acoplan ambas en serie.

Un caso particular de bombeo en serie, lo constituyen las bombas de pozo profundo, donde los álabes se acoplan dando distintas curvas características y diferentes modelos de bombas sumergibles (ver **Figura 29**).



**Figura 68.** Punto de funcionamiento de dos bombas distintas en paralelo

### 3.9. CAÑERÍAS DE ASPIRACIÓN

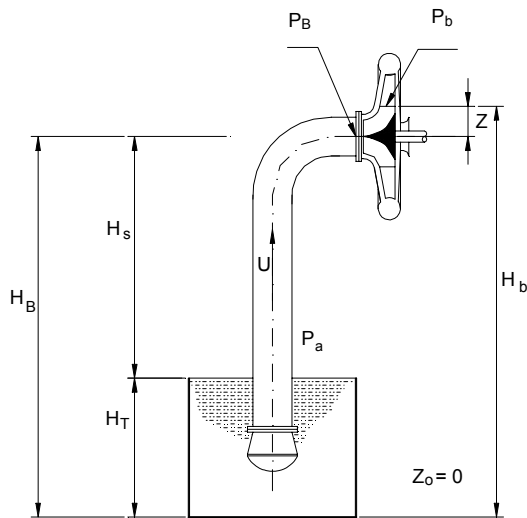
#### 3.9.1. Determinación del $ANPA_d$ (Altura Neta Positiva de Aspiración Disponible) de la Cañería de Aspiración

La cañería de impulsión no produce tantos problemas de funcionamiento como la de aspiración. Cuando el nivel líquido se encuentra por debajo de las bombas, pueden aparecer inconvenientes por presencia de grandes diferencias de altura entre el nivel líquido de aspiración y la bomba.

Las bombas rotativas carecen de autoaspiración, por las que se la debe llenar de agua para su funcionamiento cuando se encuentren por encima del nivel líquido de succión. Es decir, que las bombas centrífugas no funcionan si carecen de agua. Este proceso es lo que se denomina cebado, y en algunos modelos dada la complejidad de esta operación, los equipos de bombeo se diseñan autocebantes.

La presión negativa de ingreso a las bombas, deberá ser menor que la presión de vapor del agua a la temperatura de trabajo para evitar la formación de burbujas de vapor. Este fenómeno produce la cavitación de los álabes de las bombas por implosiones, que al romper la burbuja, lo hace con proyección centrípeta y no centrífuga, como correspondería a una explosión, produciéndose ruidos y vibraciones en la bomba comenzando ésta a apartarse de la curva original “H - Q”.

La **Figura 69** presenta la altura geodésica “ $H_s$ ” como la altura de aspiración, que es la distancia existente entre la superficie libre del líquido en el depósito de aspiración y la brida de succión de la bomba E.



**Figura 69.** Cañería de aspiración

De la **Figura 69** aplicando el teorema de Bernoulli para un plano de comparación  $z_0 = 0$  se tiene:

$$H_t + P_a / \gamma + 0 = H_B + P_a / \gamma + P_B / \gamma + u^2 / (2 \cdot g) + \Sigma \Delta h =$$

$$= H_b + P_a / \gamma + P_b / \gamma + c_1^2 / (2 \cdot g) + \Sigma \Delta h + \Delta h'$$

$P_a$  = Presión atmosférica

$P_B$  = Presión relativa en la brida de entrada de la bomba

$P_b$  = Presión relativa en el borde de entrada del álabe más elevado del rotor

$\Sigma \Delta h$  = sumatoria de pérdidas de energía entre el depósito y entre la brida de entrada de la bomba

$\Delta h'$  = pérdidas de energía entre la brida de entrada de la bomba y el álabe más elevado del rotor.

$u$  = velocidad en la cañería de aspiración

$c_1$  = velocidad de entrada al rotor de la bomba

$z$  = altura entre el eje de la bomba y el álabe más elevado del rotor

Las expresiones anteriores referidas al eje de la bomba serán:

$$- H_s + P_a / \gamma = P_b / \gamma + P_B / \gamma + u^2 / (2 \cdot g) + \Sigma \Delta h =$$

$$= z + P_a / \gamma + P_b / \gamma + c_1^2 / (2 \cdot g) + \Sigma \Delta h + \Delta h' \quad (1)$$

$E_D = P_a / \gamma - H_s$  = energía del fluido en el depósito

$$E_B = P_a / \gamma + P_b / \gamma + u^2 / (2 \cdot g) = \text{Energía en la brida de la bomba}$$

La energía del depósito y en la brida de la bomba deben ser lo suficientemente importantes para que la presión en cualquier punto de la misma, sea mayor o igual a la presión absoluta de vapor " $P_v / \gamma$ " para una temperatura " $T$ " del agua bombeada. Si no ocurriera esto, se produciría vaporización del líquido, produciendo reducción en el rendimiento de la bomba.

Cuando la energía potencial de presión es menor a " $P_v / \gamma$ ", el líquido pasa a estado de vapor con formación de burbujas. La bomba seguirá bombeando porque no existirá un corte total de la columna líquida de aspiración y las burbujas formadas en zonas de menor presión, pasarán a lugares en donde volverán a condensarse por incremento de esta última.

Este es el fenómeno de cavitación presentado anteriormente, y constituye un límite insuperable para la altura de aspiración admisible, ya que si la bomba trabajara en este régimen en forma permanente, sufrirá graves daños. Es decir, que en el borde de los álabes del rotor, es necesario que la presión absoluta sea igual o mayor a la tensión absoluta de vapor del líquido, a la temperatura de bombeo.

La pérdida de energía entre la brida y el borde del álabe más elevado es denominada " $\Delta h$ " y la magnitud " $z$ " inherente a cada bomba pueden ser reunidas en un solo término " $\Delta h_0 = \Delta h + z$ ". Este término representa la energía indispensable para que el líquido escurra desde la brida de ingreso hacia el álabe.

Si a la expresión (1) se le suma la presión de vapor en ambos términos se obtiene:

$$\begin{aligned} P_a / \gamma - H_s - P_v / \gamma &= P_a / \gamma + P_b / \gamma - P_v / \gamma + u^2 / (2 \cdot g) + \Sigma \Delta h = \\ &= P_a / \gamma + P_b / \gamma - P_v / \gamma + c_1^2 / (2 \cdot g) + \Sigma \Delta h + \Delta h_0 \quad (2) \end{aligned}$$

Para que no se genere vapor la presión absoluta en el borde de entrada no debe superar a la tensión absoluta de vapor. Por lo tanto:

$$P_a / \gamma + P_b / \gamma - P_v / \gamma \geq 0$$

Se define la Altura Neta Positiva de Aspiración ANPA (en inglés, NPSH net positive suction head), a la diferencia entre las alturas representativas de la presión absoluta en la brida de la bomba ( $P_a / \gamma + P_b / \gamma$ ) y la tensión absoluta de vapor ( $P_v / \gamma$ ).

De la relación (2) se obtiene:

$$\begin{aligned} P_a / \gamma - H_s - P_v / \gamma &= ANPA + u^2 / (2 \cdot g) + \Sigma \Delta h = \\ &= P_a / \gamma + P_b / \gamma - P_v / \gamma + c_1^2 / (2 \cdot g) + \Sigma \Delta h + \Delta h_0 \end{aligned}$$

Por lo tanto el ANPA será:

$$ANPA = P_a / \gamma + P_b / \gamma - P_v / \gamma + c_1^2 / (2 \cdot g) + \Delta h_0 - u^2 / (2 \cdot g)$$

Si se adopta el caso límite antes de comenzar a producirse el vapor del líquido, se obtiene la altura neta positiva de aspiración mínima requerida (ANPA)<sub>r</sub>:

En este caso:

$$P_a / \gamma + P_b / \gamma - P_v / \gamma = 0$$

$$(ANPA)_r = c_1^2 / (2 \cdot g) + \Delta h_0 - u^2 / (2 \cdot g) = \text{Altura neta positiva de aspiración requerida}$$

Este (ANPA)<sub>r</sub> depende de las particularidades de cada bomba y del caudal que circula por ellas. Este valor debe ser suministrado por el fabricante, conjuntamente con las curvas características de las bombas, siendo todas ellas obtenidas en forma experimental en un banco de pruebas. En realidad el término “altura neta positiva de aspiración” debería ser reemplazado por “presión absoluta neta”, siendo esta última una denominación más correcta.

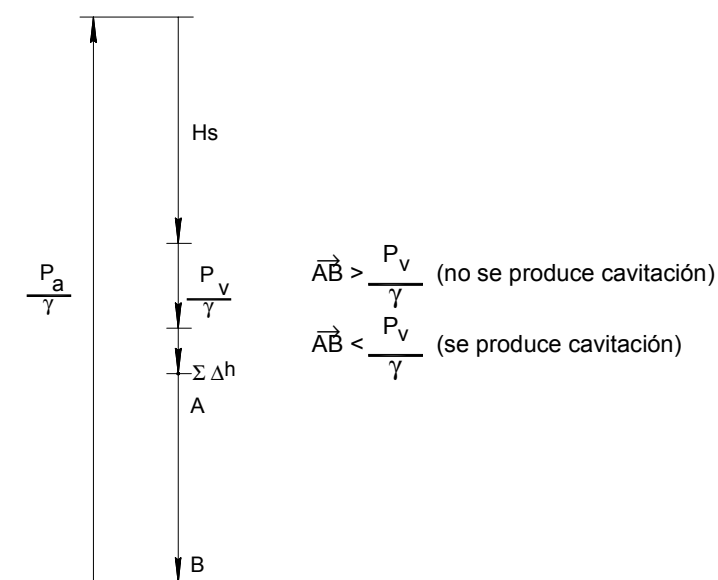
Por otra parte, puede definirse el valor de altura neta positiva de aspiración disponible (ANPA)<sub>d</sub>. El mismo puede ser obtenido para las condiciones de funcionamiento establecidas en la instalación, aguas abajo de la brida de ingreso de la bomba.

Del primer término de la expresión (2) se obtiene:

$$(ANPA)_d = P_a / \gamma - P_v / \gamma - H_s - (u^2 / (2 \cdot g) + \Sigma \Delta h) = \text{altura neta positiva de aspiración disponible. (3)}$$

En conclusión el (ANPA)<sub>r</sub> depende del fabricante y el (ANPA)<sub>d</sub> de la instalación y para evitar cavitación debe ser:

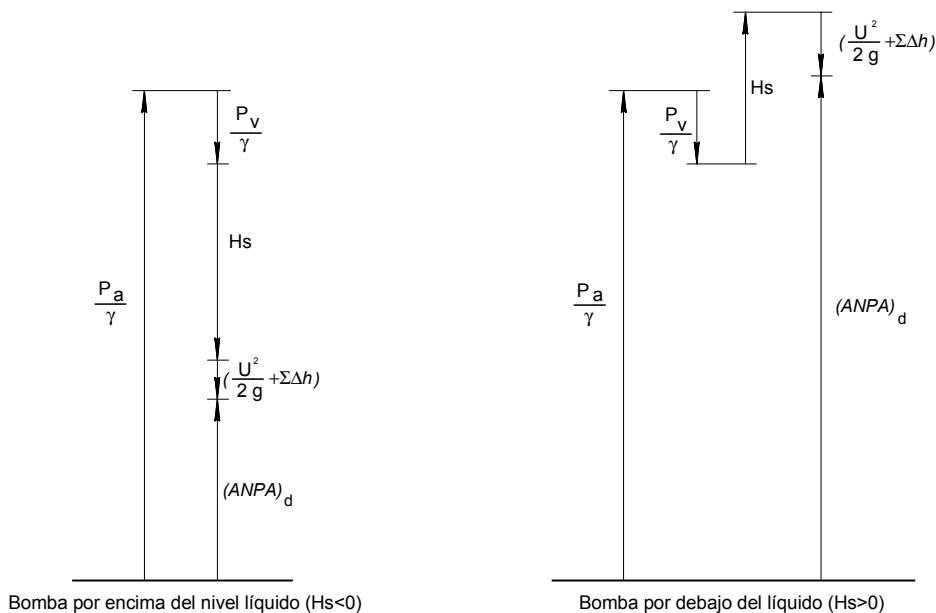
$$(ANPA)_r < (ANPA)_d$$



**Figura 70.** Valores relativos de  $\frac{P_v}{\gamma}$  respecto a la aparición de cavitación

En términos generales, la presión disponible en la brida de aspiración debe ser tal que no se alcance la presión de vapor. La **Figura 70** representa un caso particular más desfavorable, que es cuando la bomba se encuentra por encima del nivel líquido desde donde aspira y en el que el agente motor es la presión atmosférica, a la cual hay que descontarle la altura “ $H_s$ ”, el término cinético “ $u^2 / (2 \cdot g)$ ” y las pérdidas de energía en la tubería de aspiración “ $(\sum \Delta h)$ ”. El vector “A-B” de la figura debe ser mayor a “ $P_v / \gamma$ ”, para que no se produzca el fenómeno de cavitación.

Para observar mejor el significado del  $(ANPA)_d$  se recurre a la **Figura 71**.

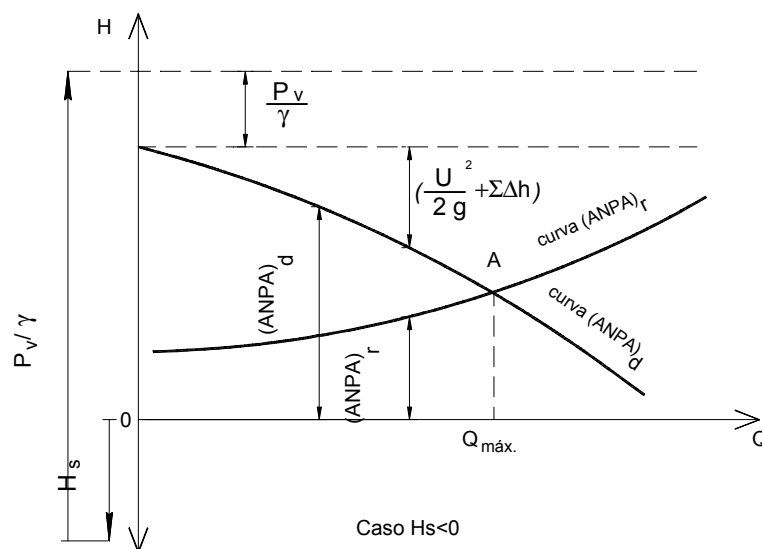


**Figura 71.** Significado gráfico de  $(ANPA)_d$

En el primer caso, se establece una bomba cuyo eje se encuentra por encima del nivel líquido de aspiración. Se observa que si al término de la presión atmosférica  $P_a / \gamma$  se le resta la presión de vapor “ $P_v / \gamma$ ”, la altura “ $H_s$ ”, el término cinético “ $u^2 / (2 \cdot g)$ ” y las pérdidas de energía “ $\sum \Delta h$ ”, se obtiene el  $(ANPA)_d$ . En el segundo caso, la bomba se encuentra por debajo del nivel líquido y a la presión atmosférica, se le suma la “ $H_s$ ” y se le descuentan los restantes términos, al igual que en el caso anterior para obtener el  $(ANPA)_d$ .

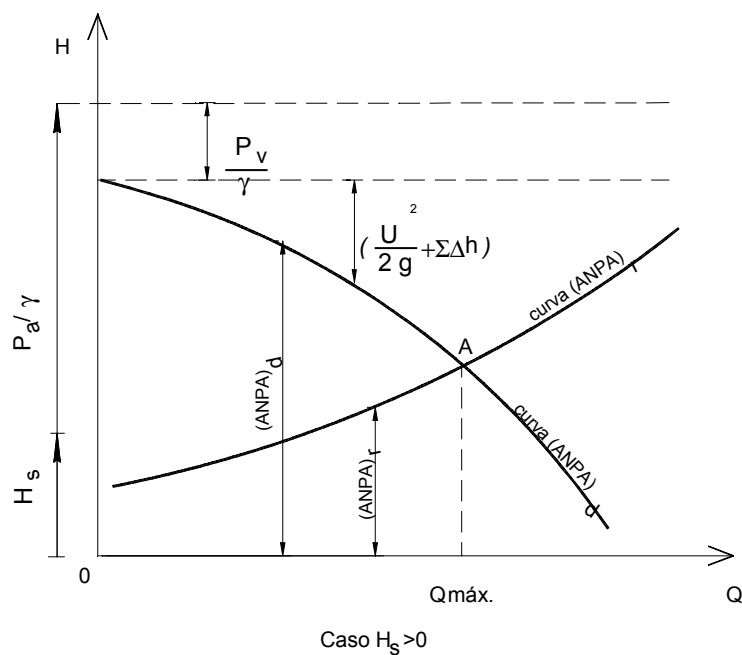
En el primer caso para conocer si una instalación funcionará correctamente, es necesario disponer de la curva del  $(ANPA)_r$  brindada por el fabricante. En la **Figura 72** se traza la curva del  $(ANPA)_d$  de una instalación sobre la anterior para distintos caudales. La presión de vapor permanecerá invariable para una determinada temperatura y presión atmosférica, y la “ $H_s$ ” permanecerá constante si no cambia el nivel líquido de aspiración. Por lo tanto, la variación en la curva del  $(ANPA)_d$  depende del incremento del caudal, aumentando el término cinético y el de las pérdidas de energía. De esta manera se traza

la curva del  $(ANPA)_d$  para distintos caudales, y en donde esta corta al  $(ANPA)_r$ , se obtiene el caudal máximo que se podrá bombear, para no producir cavitación.



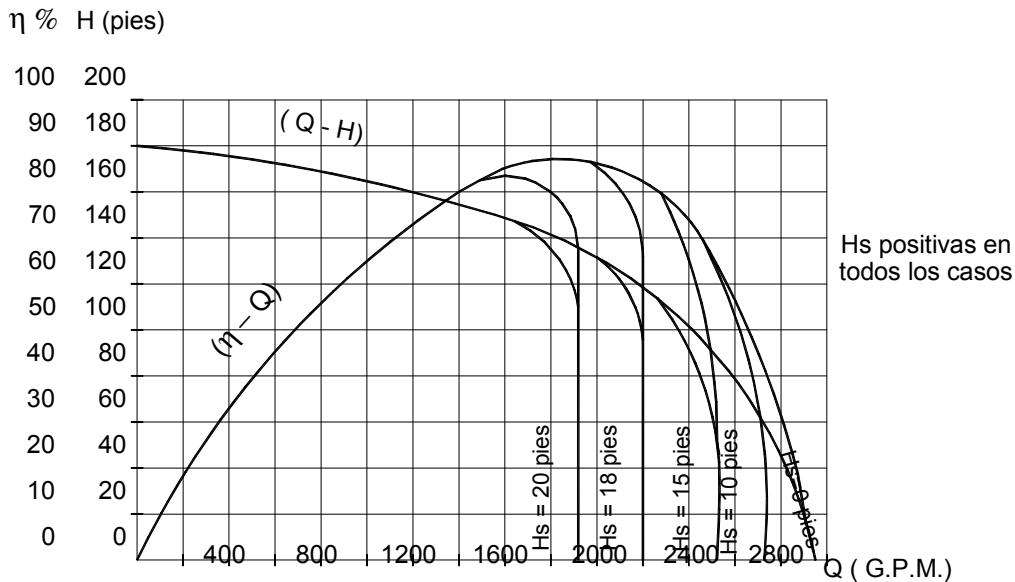
**Figura 72.** Gráficos comparativos  $(ANPA)_d$  y  $(ANPA)_r$

En la **Figura 73** se establece lo mismo que en la figura anterior, pero con la bomba por debajo del nivel líquido.



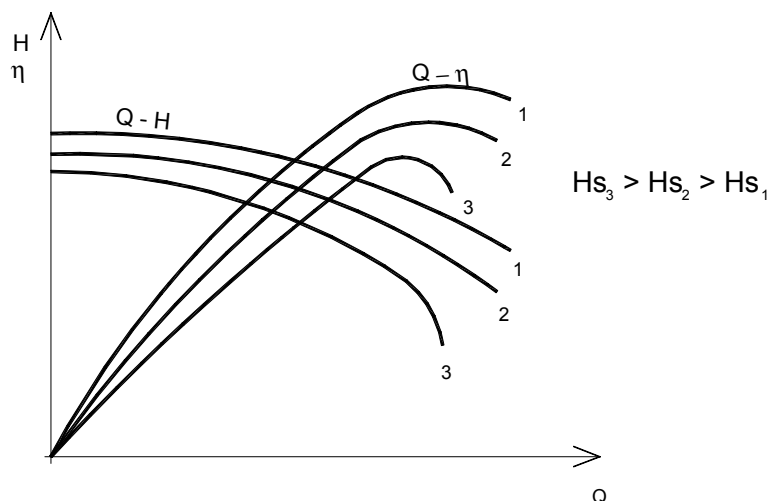
**Figura 73.** Gráficos comparativos  $(ANPA)_d$  y  $(ANPA)_r$

El fenómeno de cavitación es apreciado en forma diferente de acuerdo al tipo de máquina que se analiza. Para bombas con números de revoluciones menores a 1.500 rpm, se nota una caída pronunciada de las curvas “H-Q” y “Q- $\eta$ ” a partir del comienzo de la cavitación, como puede apreciarse en la **Figura 74**.



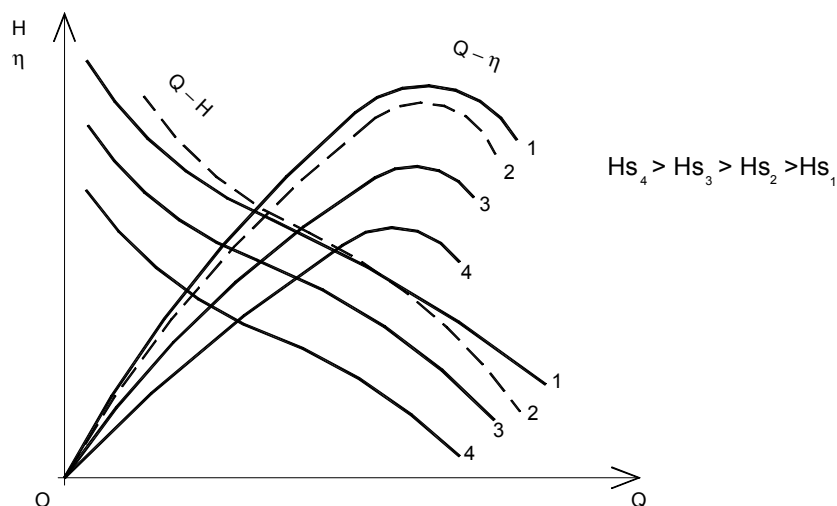
**Figura 74.** Ejemplo de deformación de las curvas de las bombas para velocidades rotacionales hasta 1500 r.p.m.

En las bombas de alto número de revoluciones, por encima de 1.500 rpm hasta 5.000 rpm, las curvas comienzan a tener una caída gradual antes de alcanzar el inicio de la cavitación. La **Figura 75** ilustra este fenómeno.



**Figura 75.** Ejemplo de deformación curvas de las bombas por cavitación para velocidades rotacionales entre 1500 y 5000 r.p.m.

En bombas de muy alto número de revoluciones superiores a 6.000, del tipo a hélice, no existe un punto de caída acentuada como en los casos anteriores, existiendo en realidad una caída de las curvas “Q-H” y “Q- $\eta$ ” a lo largo de todo el rango de variación del caudal, según lo ilustra la **Figura 76**.



**Figura 76.** Ejemplo de deformación curvas de las bombas por cavitación para velocidades rotacionales mayores a 6000 r.p.m.

En nuestro país las velocidades en general son menores a estas últimas dada que la corriente es de 50 ciclos por segundo, lo que genera un campo magnético rotante, de 3.000 rpm para un motor unipolar.

### 3.9.2. Cebado de las Bombas Centrífugas

El cebado de una bomba, es la operación que consiste en la eliminación de todo el aire y gas contenido en la tubería de aspiración y en la carcasa de la misma, reemplazándolo por el líquido a ser bombeado.

Las bombas centrífugas no son autocebantes como las de desplazamiento positivo. Sin embargo en este último caso, cuando las cañerías de aspiración son largas, es conveniente prever de un dispositivo de cebado por si se produce ingreso de aire del exterior en la tubería de aspiración y/o en la bomba.

Cuando el rotor de la bomba centrífuga se encuentre por encima del nivel líquido, la misma no funcionará. En este caso se dice que la bomba se encuentra “seca”.

Si la bomba se encuentra con aire y mantiene una correcta relación entre la velocidad y el caudal funcionando a presiones superiores a la atmosférica, se generará una altura manométrica de aire y no de agua.

Se puede demostrar que la relación entre las presiones de aire y agua es de aproximadamente 1/800. A tal fin, se considera que las pérdidas de energía generadas en la bomba se mantienen constantes para ambos fluidos, aunque el agua al ser más

viscosa, produce mayores pérdidas afectando el funcionamiento de las bombas, disminuyendo su caudal y altura manométrica.

Se hace esta consideración para simular que la velocidad dentro del rotor se mantendrá inalterada para distintos fluidos, permaneciendo invariable el rendimiento, caudal y altura manométrica.

Por lo tanto se pueden establecer las siguientes relaciones:

$$P_f = \gamma_f \cdot h$$

$$\gamma_f = \text{Peso específico del fluido}$$

$$h = \text{altura de elevación}$$

$$P_a = \gamma_a \cdot h = \text{presión del aire}$$

$$\gamma_a = 1,25 \text{ Kg/m}^3 = \text{peso específico del aire}$$

$$P_f / P_a = \gamma_f / \gamma_a$$

Si el fluido es agua ( $\gamma_f = 1000 \text{ Kg/m}^3$ ) se tiene:

$$\gamma_a / \gamma_f = 1,25 / 1000 = 1 / 800$$

Es decir, suponiendo que la bomba funciona a su velocidad normal, con caudal y altura constante, se necesitarían 800 veces más presión para producir la aspiración de aire comparada con el agua, y es por esta razón, que la bomba no funciona si no contiene agua en su interior.

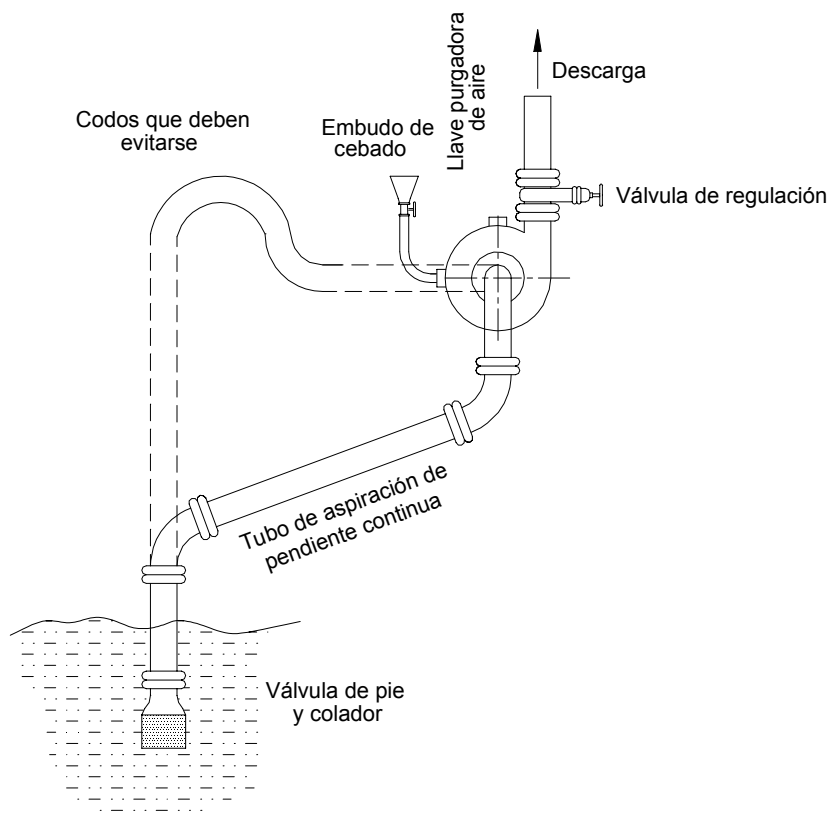
Para realizar el cebado de una bomba se recurre a distintos métodos que se enumeran a continuación:

### **1) Ubicación de la bomba por debajo del nivel líquido de aspiración**

En este caso, la bomba estará siempre cebada con una altura positiva de aspiración, siendo el método más seguro.

### **2) Vertido del líquido dentro de la cañería de aspiración y cuerpo de la bomba y desplazamiento del aire**

Este método es admisible cuando la cañería de aspiración posee válvula de pie. Si careciera de la misma, al irse llenando la tubería con agua, se vaciaría por el extremo de la misma. La válvula de pie es similar a la de retención permitiendo el escurrimiento del líquido en una sola dirección hacia la bomba. Cuando esta se detiene, la misma no permite el retorno del agua hacia el pozo de aspiración. Un sistema de cebado de este tipo puede observarse en la **Figura 77**. En la misma se muestra un embudo provisto con una válvula que admite el ingreso de líquido a la carcasa. Además, tiene una válvula de aire en el punto más alto, que permite la salida del mismo.



**Figura 77.** Vertido del líquido dentro de la cañería de aspiración

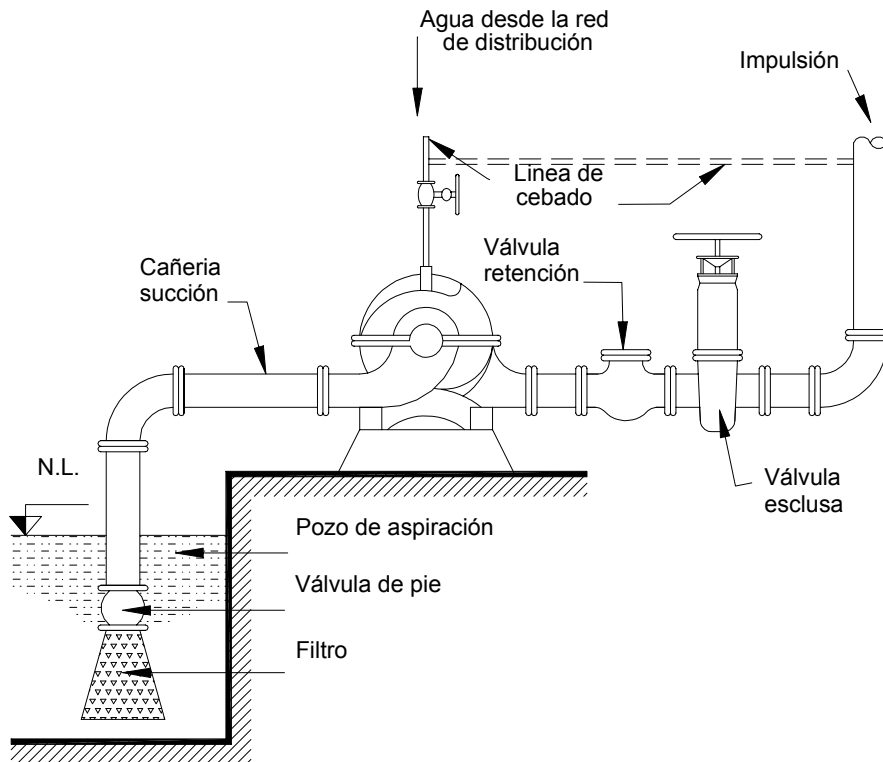
En el caso de contar con agua a presión de una cañería de agua existente o proveniente de un tanque de agua elevado, se puede producir el llenado a través de una tubería que provenga de algunos de ellos. En la **Figura 78** se presenta un esquema con este tipo de instalación.

Para la operación de estos sistemas mencionados, es necesario abrir las válvulas de cebado y purga de aire hasta que comience a salir el agua por esta última. Se hace arrancar el equipo, siendo conveniente abrir nuevamente la válvula de purga de aire para facilitar la eliminación de cualquier volumen de gas que haya quedado encerrado, asegurándose que la bomba funcione bien cebada a través de la salida de agua por la válvula de purga. Todo este sistema de cebado puede automatizarse de acuerdo al tamaño de las instalaciones.

Las válvulas automáticas de cebado (autocebantes) se fabrican de diversos tipos de acuerdo a las condiciones de operación y consisten en una caja que contiene en su interior una válvula flotante, colocada en la parte superior de la misma. Mientras el agua se eleva dentro de la caja, el aire es expulsado hasta que se llega a un nivel superior donde la válvula se cierra por acción del flotante y termina el proceso de purga.

Teóricamente una vez cebada la bomba, no se necesitaría realizar este proceso nuevamente debido a que la estanqueidad queda garantizada con la válvula de pie. Esto no sucede en la práctica, pudiendo funcionar correctamente en agua limpia cuando funciona en forma frecuente sin paradas muy largas, con pérdidas de agua mínimas que garantizan la presencia del líquido en todo el sistema de aspiración. Si el líquido presenta

materiales extraños que hagan no estanco el sistema, porque la válvula de pie no puede cerrar correctamente, la bomba se descebará.



**Figura 78.** Cebado a través de agua proveniente de una red de distribución ó desde la impulsión

Otro problema de las válvulas de pie, es su elevada pérdida de energía y en lo posible hay que tratar de evitarlas en grandes instalaciones, por las dificultades operativas que esto produce.

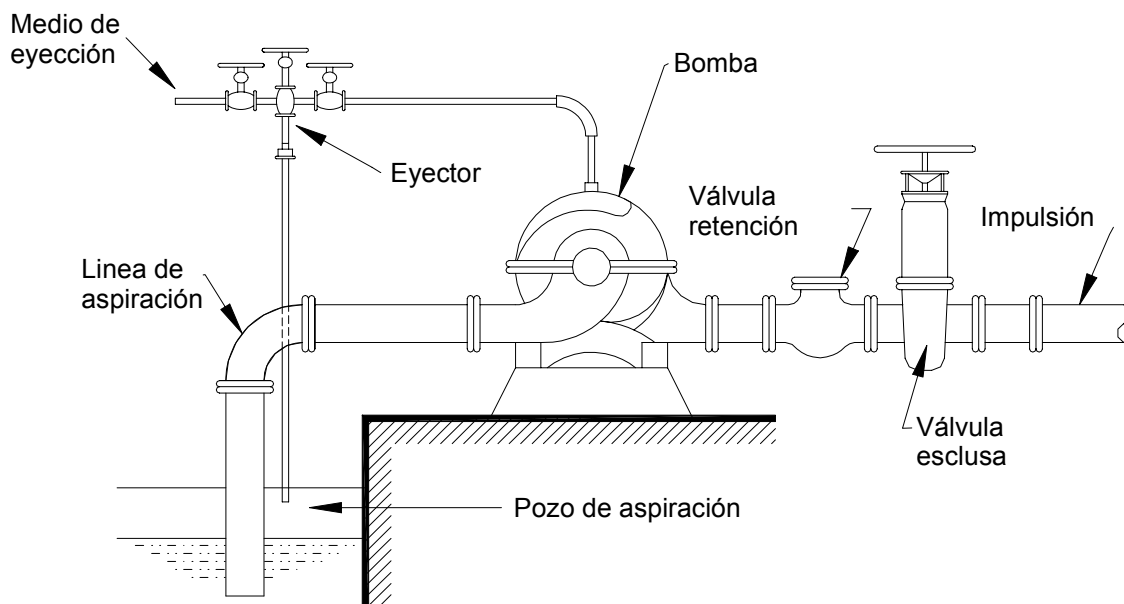
### 3) Extracción de aire del cuerpo de la bomba y cañería de aspiración

Este método es recomendable para instalaciones medianas y grandes. Consiste en la eliminación del aire por aspiración, mediante el reemplazo de agua que asciende por el tubo de succión hasta llenar totalmente la carcasa de la bomba con el líquido.

Este método se basa en eyectores y bombas de vacío. En el caso de uso de eyectores se necesita una fuente de vapor, agua o aire comprimido que permita producir la depresión generada por el pasaje del mismo, dentro de un tubo Venturi que aspira el aire contenido en la cañería de aspiración y cuerpo de la bomba llenándola con el líquido que se desea bombear. La mezcla aire - líquido comienza a salir por un extremo del Venturi, hasta que se ceba el equipo. La **Figura 79** muestra un ejemplo de este tipo de instalación.

Un solo eyector puede hacer funcionar a varias bombas, si se encuentra montado sobre un múltiple que se conecta a cada unidad individualmente por medio de una válvula.

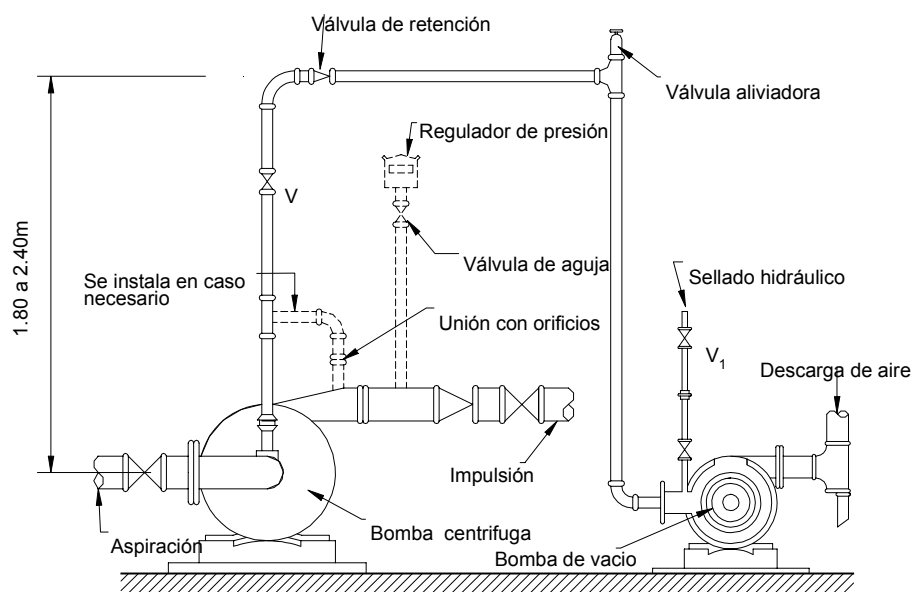
Una forma de cebado manual, es utilizar una bomba a pistón conectada al caño de impulsión de una bomba centrífuga. Cuando el agua comienza a salir por la misma, se tendrá la certeza de que la bomba centrífuga está cebada.



**Figura 79.** Cebado a través de un eyector

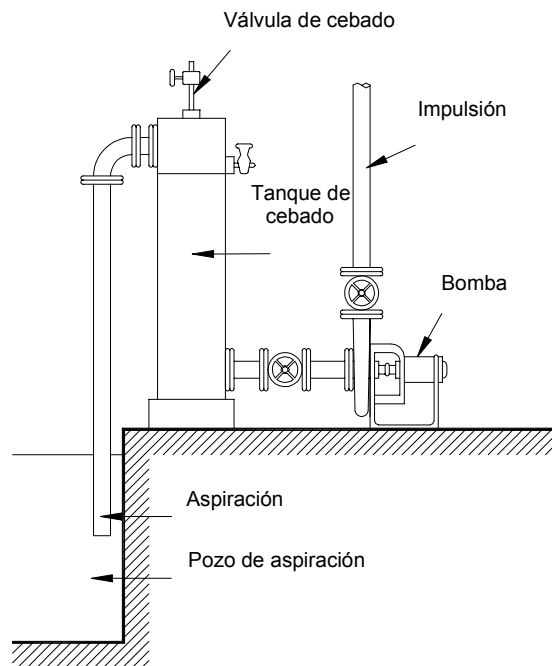
Otra forma de accionamiento es a través de la utilización de una bomba de vacío que funciona hasta cebar la de agua. En la **Figura 80** se muestra este tipo de instalación.

En general las instalaciones que utilizan el sistema de cebado por vacío son automáticas.



**Figura 80.** Cebado mediante bombas de vacío

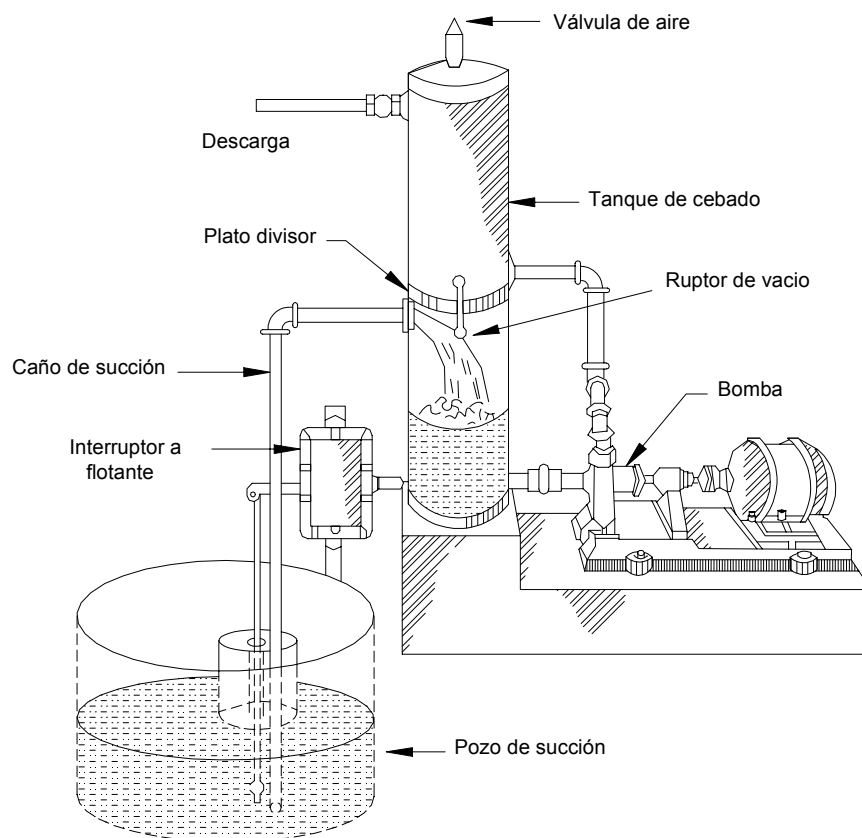
En la **Figura 81** se encuentra desarrollado un dispositivo simple que permite el cebado mediante el accionamiento de la propia bomba centrífuga. Consiste en acumular agua dentro de un tanque cuyo nivel líquido se encuentre por encima de la bomba, creando un vacío en la misma, y de esta manera, la presión atmosférica actuará sobre el nivel líquido subiendo por la cañería de succión. El volumen útil del tanque de almacenamiento de agua se dimensiona para que tenga una capacidad tres veces superior a la cañería de aspiración. Para que funcione este dispositivo es necesario que sea llenado manualmente antes de comenzar a bombear, abriendo las válvulas de aire y cebado. En estos dispositivos hay que tomar precauciones para evitar la formación de vórtices en el orificio de salida del tanque y cualquier efecto de sifonaje cuando la bomba se detenga.



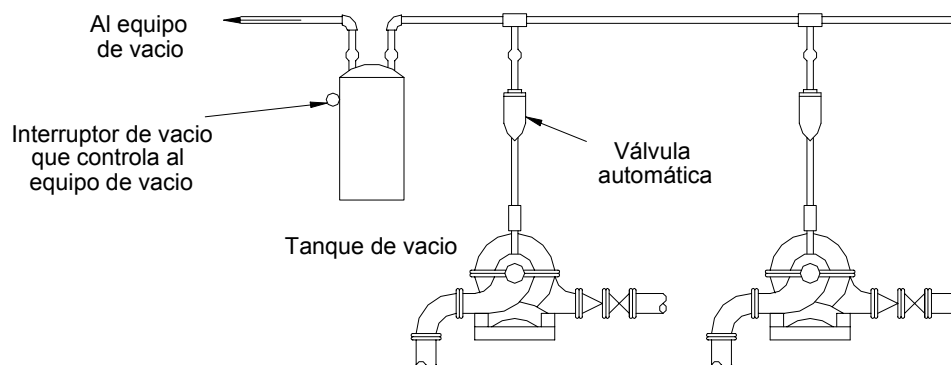
**Figura 81.** Tanque de cebado

Para obtener mejores resultados se pueden adoptar otros dispositivos como los de la **Figura 82** con una instalación provista de medios automáticos. En la cámara superior se encuentra una válvula que se cierra cuando se llena de agua evitando su fuga. La cámara inferior produce la aspiración y una conexión entre ambas cámaras trabaja de ruptor de vacío, tanto para el tanque de cebado como para que la bomba permanezca con agua, después de realizado el mismo.

Cuando en la instalación existen varias bombas y es necesario su cebado, se puede recurrir a sistemas centralizados que sirvan para todas las máquinas. Se puede optar por un sistema centralizado automático que consiste en una bomba de vacío, un tanque de depresión y accesorios. El tanque de vacío tendrá una depresión entre 5 a 8 m.c.a. valores suficientes para producir el cebado. Este sistema se presenta en la **Figura 83**.



**Figura 82.** Tanque de cebado doble



**Figura 83.** Cebado central con vacío

### 3.10. CAÑERÍAS DE IMPULSIÓN

La cañería de impulsión nace a la salida de la bomba y culmina en donde descarga la misma. Cuando impulsan varias simultáneamente sobre una única tubería, se debe construir un múltiple de impulsión que recoja el caudal entregado por cada bomba y lo conduzca hacia la cámara de descarga.

Tanto el múltiple, como la tubería de impulsión deben ser contruidos minimizando las pérdidas de energía de acuerdo a lo mencionado en el numeral 2.5 del presente Capítulo.

La cañería de impulsión tendrá colocada a la salida de cada bomba una válvula de retención y una de cierre ubicada aguas arriba de la anterior, para permitir reparar a la primera y/o a la bomba sin necesidad de cortar el servicio mientras las demás siguen operando.

La cañería de impulsión se encuentra siempre trabajando con presiones positivas por lo que debe cuidarse que el material constituyente de la misma soporte las cargas hidráulicas a las que estará sometida.

Adicionalmente, deben protegerse contra sobrepresiones por golpe de ariete en instalaciones en donde las mismas sobrepasen la máxima capacidad soporte de las instalaciones.

Otro aspecto a cuidar en este tipo de cañería es la rápida evacuación del aire para evitar sobrepresiones por presencia del mismo. Para contrarrestar este efecto, se utilizan válvulas de aire colocadas en puntos altos de la cañería de impulsión que facilitan la rápida evacuación del mismo. Estas válvulas permiten adicionalmente incorporar aire en instalaciones sometidas a depresiones generadas por golpe de ariete y que carecen de dispositivos protectores, evitando el aplastamiento de cañería.

#### 3.10.1. Determinación del Diámetro Más Económico

El diámetro de una impulsión puede ser teóricamente cualquiera. Para un determinado caudal a bombear, cañerías con diámetros pequeños tendrán un menor costo de instalación pero pérdidas de energía más elevadas, lo que conduce a mayores costos energéticos. A la inversa, diámetros mayores conducirán a cañerías más onerosas y menores costos de energía.

A su vez, mayores alturas manométricas como consecuencia de diámetros menores, darán probablemente bombas mayores, con el consiguiente incremento de los costos de instalación.

Los costos totales a contemplar comprenden dos grupos de componentes:

- a) El costo de instalación de las bombas, las cañerías y sus accesorios.
- b) Los costos de operación y mantenimiento, que incluyen los costos de energía.

La evaluación de la alternativa más conveniente, se realizará a través del método del Valor Presente Neto (VPN) del costo total.

Es decir, se adoptarán varios diámetros comerciales razonables para los caudales de bombeo dando nacimiento a distintas alternativas, siendo la más económica la que presente el menor VPN. (Sumatoria de todos los costos a través del período de diseño de las instalaciones expresadas a valores presentes).

Este método se basa en traer los costos futuros a valores presentes de acuerdo a una tasa de interés de capital establecida y sumarlos en el período de base definido como inicial. Generalmente cuando se hace un estudio de este tipo, se adopta como período unitario al año, es decir que en este caso, deberán ser considerados los costos totales anuales de cada componente analizada. La expresión a utilizar para tener el valor presente VP de cualquier valor futuro VF, será:

$$VP = VF_n / (1 + i)^n = \text{Valor Presente} \quad (1)$$

$VF_n$  = Valor Futuro en el período "n"

$i$  = tasa de interés del capital en el período unitario considerado

$n$  = número de períodos contados desde el de base

$VPN = \Sigma VP$  = valor presente neto total = sumatoria de todos los valores presentes de cada uno de los componentes.

En el costo de la instalación de cada alternativa, se deben considerar los costos iniciales de las cañerías, bombas, válvulas etc., los que normalmente ya se conocen en valores presentes, y además contemplarse los costos de reposición de acuerdo a la vida útil de los elementos analizados que deben ser considerados a valores presentes según la expresión 1.

En cuanto a los costos de mantenimiento normalmente debe considerarse que varían de una alternativa a otra, de acuerdo al tamaño de las instalaciones.

Para evaluar los costos de energía eléctrica correspondiente a cada alternativa, se debe determinar el consumo de las electrobombas esperado en la unidad de tiempo, y con el costo unitario, obtener el costo total de cada período analizado (generalmente el año). En el caso de utilizar otro tipo de energía que no sea la eléctrica, deberán ser considerados los costos periódicos totales generados como consecuencia del consumo de otro tipo de combustible.

El costo de energía eléctrica de cada período, queda definido mediante la siguiente relación:

$$C_n (\$) = \gamma \cdot Q_{bn} \cdot H_{man} / (k_1 \cdot \eta) \cdot k_2 \cdot N_{hn} \cdot p \cdot c = \text{Costo de energía en el período "n"}.$$

Siendo:

$\gamma$  = 1000 Kg/m<sup>3</sup> = peso específico del agua

$Q_{bn}$  = caudal de bombeo en el período "n" (m<sup>3</sup>/s)

$H_{man}$  = altura manométrica de elevación en el período "n" (m)

$N_{hn} = Q_{medn} / Q_{bn}$  = número de horas de funcionamiento de las electrobombas en el período "n" (hs/d)

$Q_{medn}$  = caudal medio diario del período “n” ( $m^3/s$ )

$\eta$  = rendimiento total de la bomba

$k_1$  = 76,04 HP / Kgm / sg = factor de cambio de unidades de potencia

$k_2$  = 0,746 KWh / h / HP = factor de cambio de unidades de potencia

$p$  = días del período considerado (365 d/año, si el período unitario es el año)

$c$  = costo unitario de energía (\$ / KWh)

La expresión anterior puede calcularse también con la siguiente expresión:

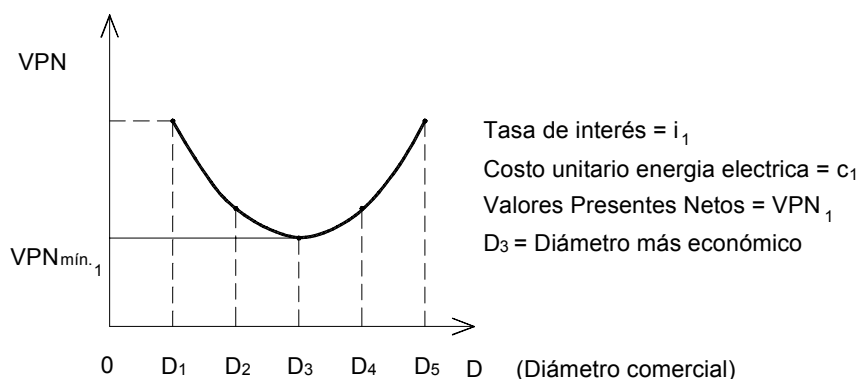
$$C_n (\$) = \gamma Q_{medn} H_{man} / (k_1 \cdot \eta) \cdot k_2 \cdot p \cdot c$$

Cuando no se conoce el equipamiento a utilizar, se adoptará un valor del rendimiento “ $\eta$ ” acorde al tipo de bombas a instalar.

El diámetro más económico será aquel que haga mínima del valor presente neto total. Es importante definir la tasa de interés a utilizar, debido a que una alternativa que resulta más conveniente con una de ellas, puede no resultarlo si se aplica otra. A mayor tasa de interés, más alto será el costo de capital, castigando a la alternativa que presente mayores inversiones iniciales.

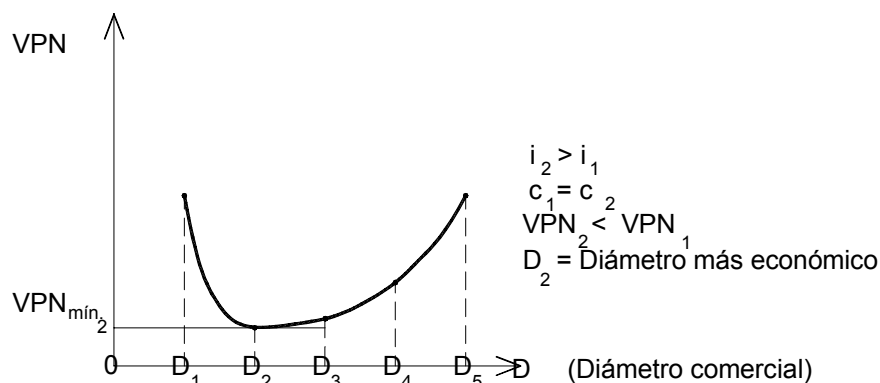
Puede suceder que existan variaciones en las tasas de interés difíciles de evaluar inicialmente a lo largo del período de análisis, por lo que resulta interesante estudiar la sensibilidad de las distintas alternativas, para diferentes tasas de interés y de esta manera comparar los resultados obtenidos para definir el diámetro más económico de manera más elaborada.

En la **Figura 84** se presenta gráficamente el VPN para cada diámetro comercial, resultando más económico el “ $D_3$ ” para una determinada tasa de interés “ $i_1$ ”, con un costo de energía eléctrica unitario “ $c$ ”.



**Figura 84.** Curva del VPN total para distintos diámetros comerciales ( $i_1, c_1$ )

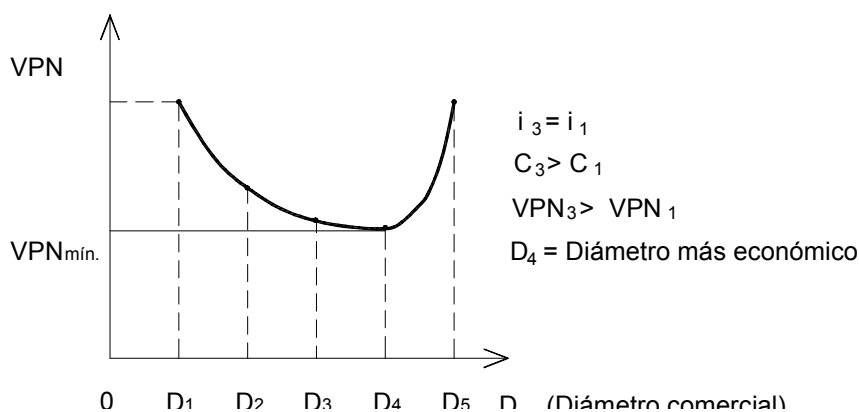
Si la tasa de interés se incrementa y adopta un valor " $i_2 > i_1$ ", puede suceder que del trazado de la nueva curva, surja otro diámetro más económico. En este caso puede ser uno de menor inversión inicial porque a mayor tasa de interés, más desfavorables serán las alternativas que presenten mayores valores iniciales de costos de construcción.



**Figura 85.** Curva del VPN total para distintos diámetros comerciales ( $i_2 > i_1$ ,  $C_2 = C_1$ )

En la **Figura 85** se representa la variación de la curva la cual se achata como consecuencia de que los valores presentes serán menores que en el caso anterior (ver relación (1)).

Si en el ejemplo de la **Figura 84** se aplica un costo de energía unitario " $c_3 > c_1$ ", puede producirse un desplazamiento del diámetro más económico hacia los de mayor rango, que tiene mayores inversiones iniciales, pero menores costos de energía eléctrica. En la **Figura 86** se presenta este caso, en donde los valores presentes serán mayores a los de la **Figura 84** por ser más elevados los costos de energía para una misma tasa de interés y un mismo costo inicial de las cañerías. Esto puede producir un desplazamiento del diámetro más conveniente hacia los de mayor rango.



**Figura 86.** Curva del VPN total para distintos diámetros comerciales ( $i_3 = i_1$ ,  $C_3 > C_1$ )

### 3.10.2. Golpe de Ariete en las Impulsiones

Para determinar el golpe de ariete en las impulsiones, se define al  $T_c$  (tiempo crítico de una instalación), como el tiempo que tarda la onda de sobrepresión en ir y volver de una extremidad a la otra de la cañería. Será necesario entonces, determinar el tiempo de cierre de la misma y compararlo al tiempo crítico, para definir si se trata de un cierre lento, crítico o brusco.

El tiempo crítico se define mediante la siguiente relación:

$$T_c = 2 \cdot L / a = \text{tiempo crítico}$$

$L$  = Longitud de la conducción

$a$  = celeridad de las ondas de presión

La celeridad “a” es definida como la velocidad de propagación de las ondas de presión en el agua contenida en la tubería. Para su determinación se recurre a la fórmula de Allievi cuya expresión general es:

$$a = (1 / (\gamma_f / g \cdot (D / (E \cdot e) + 1 / E_f))^{(1/2)} = \text{celeridad de la onda o velocidad de propagación de la misma.}$$

$\gamma_f$  = peso específico del fluido

$g$  = 9,81 m/s = aceleración de la gravedad

$D$  = diámetro de la cañería

$e$  = espesor de la cañería

$E$  = módulo de elasticidad de la cañería

$E_f$  = módulo de elasticidad del fluido

Cuando el fluido es agua cuyo peso específico es  $\gamma_a = 1000 \text{ Kg/m}^3$  y su módulo de elasticidad es de  $E_a = 2 \cdot 10^{10} \text{ Kg/m}^2$ , la expresión anterior queda reducida a:

$$a = 9.900 / (48,3 + K \cdot D/e)^{(1/2)} = \text{celeridad de la onda en agua}$$

$$K = 10^{10} / E = \text{constante que depende del material}$$

Las experiencias de Camichel, Eydoux y Gariel demuestran que la expresión teórica anterior de la celeridad, concuerda con valores prácticos surgidos de la experimentación.

En caso de una cañería de impulsión en donde se paran las electrobombas bruscamente como consecuencia de un corte de energía, interesa conocer cual será el tiempo de cierre de esa instalación, para poder determinar si se trata de uno lento, crítico o brusco.

Los distintos tipos de cierre se definen como:

$$\text{Lento} \quad T_{CL} < T_c$$

Crítico  $T_C = T_C$

Brusco  $T_{CB} > T_C$

En el caso de una impulsión, intervienen las siguientes energías cuando paran bruscamente las bombas:

$$E_c = 1/2 \cdot m \cdot U^2 = \text{Energía cinética}$$

$m$  = masa del rotor

$U$  = velocidad del rotor

$$E_c = 1/2 \cdot d^2 \cdot L / (4 \cdot g) \cdot U^2 = Q \cdot L \cdot U / (2 \cdot g)$$

$Q$  = caudal a impulsar

$L$  = longitud de la conducción

$$E_i = 1/2 \cdot I \cdot w^2 \cdot \eta = \text{Energía de la inercia de la bomba.}$$

$$I = 1/2 \cdot P \cdot d^2 / (4 \cdot g) = \text{Momento de inercia de la bomba}$$

$\eta$  = rendimiento de la bomba

$w$  = velocidad angular de la bomba

$P$  = peso del rotor de la bomba

$$E_i = P \cdot d^2 \cdot w^2 \cdot \eta / (16 \cdot g)$$

$$E_g = Q / 2 \cdot H \cdot T = \text{energía potencial (suponiendo un decrecimiento lineal de } Q \text{ a } 0 \text{ en el tiempo } T)$$

$H$  = altura manométrica de la bomba

$E_r$  = pérdida de energía por fricción.

$$dE_r = q \cdot \alpha \cdot q^2 \cdot dt = \text{diferencial de la pérdida de energía.}$$

$$E_r = \int \alpha \cdot q^3 \cdot dt$$

$$q = Q / T \cdot t$$

$$E_r = \int \alpha \cdot Q^3 / T^3 \cdot t^3 \cdot dt = \alpha \cdot Q^3 / T^3 \cdot T^4 / 4 = Q \cdot J \cdot T / 4$$

$J$  = pérdida de energía unitaria

Si se hace un balance entre energías se obtiene:

$$E_c + E_i = E_g + E_r$$

$$Q \cdot L \cdot U / (2 \cdot g) + P \cdot d^2 \cdot w^2 \cdot \eta / (16 \cdot g) = Q / 2 \cdot H \cdot T + Q \cdot J / 4 \cdot T$$

Despejando se obtiene finalmente que:

$$T = ((L \cdot U + P \cdot d^2 \cdot w^2 \cdot \eta / (8 \cdot g)) / (g \cdot (H + J / 2)) = \text{tiempo de cierre de la instalación}$$

En esta expresión intervienen el factor de inercia del grupo y el rendimiento, por lo que su obtención resulta dificultosa. Para impulsiones mayores a 2.000 m el término inercial es prácticamente despreciable, por lo tanto, si igualamos al término de energía cinética, la suma entre la energía potencial y de rozamiento se obtiene:

$$T = L \cdot U / (g \cdot (H + J / 2))$$

El Ingeniero Enrique Mendiluce Rosich, desarrolló un método para simplificar el cálculo del tiempo de cierre en las impulsiones cuando se detienen las electrobombas. A las fórmulas anteriores, se le fueron introduciendo modificaciones prácticas hasta llegar a la siguiente relación:

$$T = C + (K \cdot L \cdot U / (g \cdot (H + J / 2))) \approx K \cdot L \cdot U / (g \cdot H_m)$$

El coeficiente K tiene en cuenta el efecto de inercia de la bomba, siendo sus valores variables de acuerdo a la longitud de la cañería de impulsión.

Cuando esta última es muy grande, el término cinético adquiere gran importancia frente al de inercia de la bomba, por lo que este último resulta insignificante y K adquiere un valor pequeño. A la inversa cañerías cortas, darán K grandes, en donde prevalecerá la energía inercial a la cinética, sin que existan problemas por golpe de ariete.

Los valores de K a considerar en los cálculos variarán de acuerdo a la longitud de la cañería siendo:

$$K = 2 \text{ para } L < 500 \text{ m}$$

$$K = 1,75 \text{ para } L \approx 500 \text{ m}$$

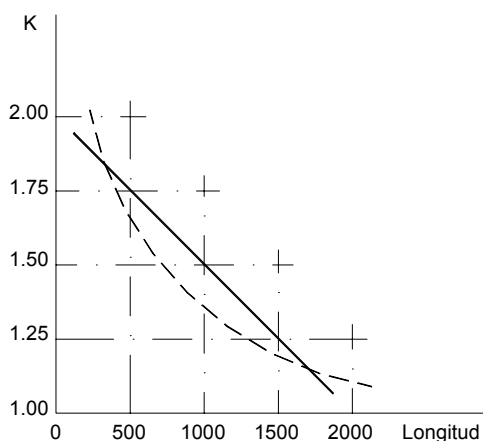
$$K = 1,5 \text{ para } 500 < L < 1.500 \text{ m}$$

$$K = 1,25 \text{ para } L \approx 1.500$$

$$K = 1 \text{ para } L > 1.500 \text{ m}$$

En el gráfico de la **Figura 87** se representan los valores de “K” obtenidos experimentalmente y la recta adoptada.

El coeficiente “C” es experimental y es función de la pendiente de la cañería de impulsión, siendo “C = 1” para impulsiones con pendientes hidráulicas crecientes hasta el 20 %, reduciéndose a partir de ese valor progresivamente hasta hacerse nulo para una pendiente del 40 %. Se entiende por pendiente hidráulica a la relación entre la altura manométrica “H<sub>m</sub>” y la longitud de la cañería “L”, es decir, “H<sub>m</sub> / L”. En el gráfico de la **Figura 87** se representa la curva de “C” para distintas pendientes hidráulicas.

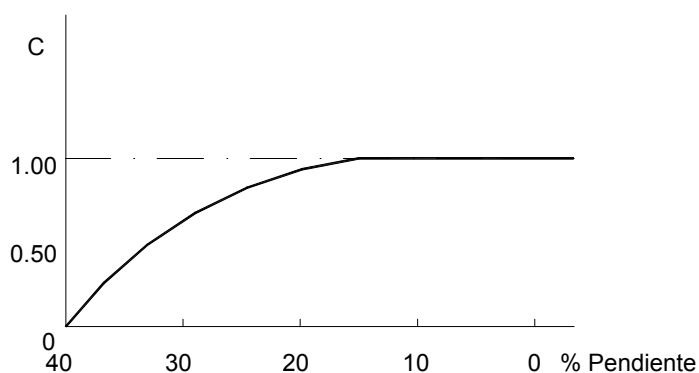


Fuente: el Golpe de Ariete en las Impulsiones. Enrique Mendiluce Rosich

**Figura 87.** Valores del parámetro "K"

Para pendientes hidráulicas superiores al 50 %, se recomienda aplicar exclusivamente la fórmula de Allievi,  $\Delta H = a U/g$  siendo  $a$  = celeridad de la onda,  $U$  = velocidad de régimen en la cañería y  $g$  = aceleración de la gravedad, debido a que en estos casos la parada es brusca.

La altura manométrica se considera desde la salida de la bomba. Para el cálculo de las bombas sumergidas, la profundidad a considerar será desde el nivel de agua dentro del pozo de aspiración.



Fuente: el Golpe de Ariete en las Impulsiones. Enrique Mendiluce Rosich

**Figura 88.** Valores del parámetro "C"

Para el cálculo se resumen los pasos a seguir aplicando la relación establecida por Mendiluce:

- 1). Se calcula el tiempo de parada de la instalación a través de la fórmula de Mendiluce

$$T = C + K \cdot L \cdot U / (g \cdot H_m)$$

- 2) Se determina la celeridad de la onda "a".

$$a = 9.900 / (48,4 + K \cdot D / e)^{1/2}$$

- 3) Se establece el tiempo de cierre crítico "T<sub>c</sub>" de la cañería de impulsión.

$$T_c = 2 \cdot L / a$$

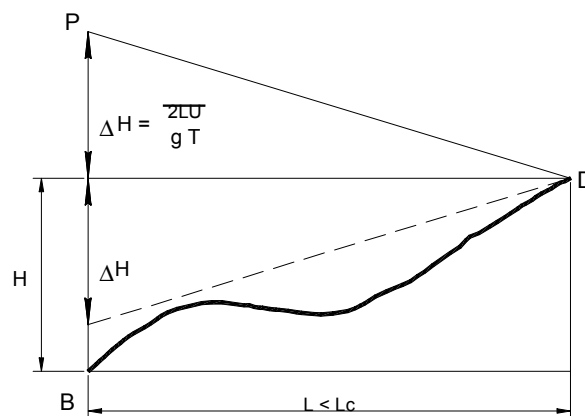
- 4) Se compara el tiempo crítico "T<sub>c</sub>" con el tiempo de parada de la instalación "T" pudiendo obtenerse los siguientes resultados:

\* Para T<sub>c</sub> < T se utiliza la fórmula de Michaud siendo:

$$\Delta H = 2 \cdot L \cdot U / (g \cdot T) = \text{sobrepresión y depresión máxima según Michaud}$$

En este caso la sobrepresión máxima, se encontrará a la salida de las bombas y decrecerá linealmente hasta hacerse nulo en el punto de llegada de la impulsión.

En este caso se dice que la instalación es corta, ya que nunca se alcanza la sobrepresión de Allievi. La longitud crítica L<sub>c</sub> = a · T<sub>c</sub> / 2 es mayor a la de la instalación (ver casos en que T<sub>c</sub> ≥ T). La **Figura 89** aclara estos conceptos.



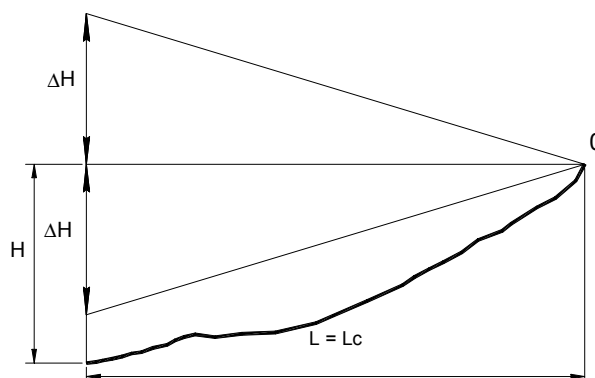
**Figura 89.** Sobrepresión y depresión máximas para T<sub>c</sub> < T

\* Para T<sub>c</sub> = T la fórmula anterior tendrá la forma:

$$\Delta H = a \cdot U / g = \text{sobrepresión de Allievi}$$

La máxima sobrepresión posible para cierre brusco, se dará a la salida de la bomba disminuyendo proporcionalmente hasta anularse en el punto de descarga de la cañería

de impulsión. En la **Figura 90** se establece el diagrama de sobrepresiones y depresiones para este caso, en donde la longitud crítica " $L_c$ " coincidirá con la longitud de la instalación.



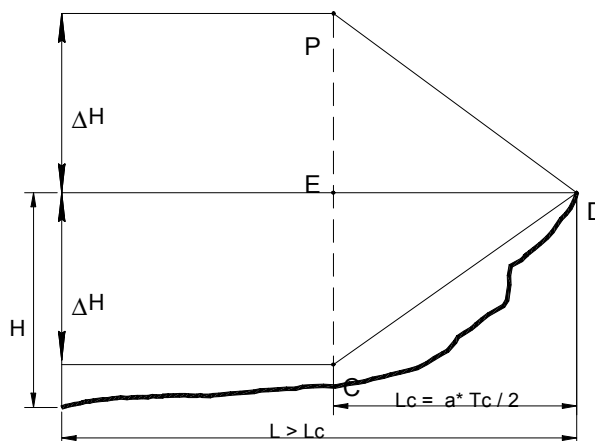
**Figura 90.** Sobrepresión y depresión máximas para  $T_c = T$

\* Para  $T_c > T$  se utilizará la fórmula de Allievi

$$\Delta H = a \cdot U / g = \text{sobrepresión máxima de Allievi}$$

La sobrepresión máxima se establecerá en forma constante en toda la cañería y a partir de la longitud crítica  $L_c = a \cdot T_c / 2$ , comenzará a decrecer en forma proporcional hasta anularse antes de la descarga. En este caso se dice que la cañería, es larga porque la  $L_c$  es mayor que la Longitud de la cañería.

En la **Figura 91** se aclaran los conceptos descriptos y se establece el diagrama de sobrepresiones y depresiones como consecuencia del golpe de ariete hidráulico.



**Figura 91.** Sobrepresión y depresión máximas para  $T_c > T$

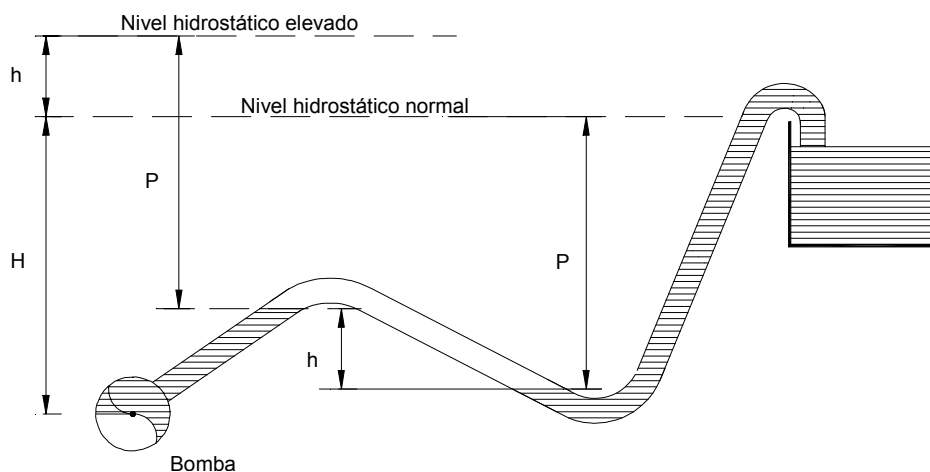
El valor de la sobrepresión y depresión se desarrolla desde la estática del sistema y puede ocurrir que ésta última sea inferior a la atmosférica y la cañería sufra depresión. El valor mínimo de ésta, es limitado por el valor del vacío absoluto (-10,33 m.c.a.)

### 3.10.3. Sobrepresiones por Aire en las Conducciones

El aire contenido en las cañerías, si no es eliminado, trae varios inconvenientes como ser aumento de presiones, fuertes vibraciones y disminución de la capacidad de transporte de la misma.

La presencia del aire en las tuberías puede tener diversos orígenes. Cuando se vacía un sistema de impulsión que carece o dispone de pocas válvulas de aire y arrancan las electrobombas, se producen sobrepresiones perjudiciales para la cañería como consecuencia de la formación de bolsones de aire. Lo mismo sucede cuando la tubería de succión o el prensaestopa de la bomba no son lo suficientemente herméticos, permitiendo el ingreso del aire al sistema. Además, en los puntos altos de la cañería se generan bolsones de aire como consecuencia de la liberación del oxígeno disuelto por disminución de la presión, por lo que a las válvulas de aire es conveniente ubicarlas en esos lugares.

En las impulsiones el aire produce una disminución en el rendimiento de las bombas por un aumento de la presión " $h$ " (altura de la columna de agua adicional a elevar). En la **Figura 92** se observa que a la presión hidrostática se la adiciona el desnivel " $h$ ", para compensar el incremento de presión por la incorporación del bolsón de aire. La acumulación del mismo, aumenta la carga estática, disminuyendo la capacidad de transporte de la conducción. A veces se considera equívocamente que esto sucede por incrustaciones en las cañerías y/o problemas en las bombas. Se concluye que el caudal permanecerá invariable, si se purga correctamente la cañería de impulsión.



**Figura 92.** Sobrepresiones por presencia de aire en impulsiones

Las bolsas de aire acumuladas en los conductos, pueden ser arrastradas por las corrientes fuera de los puntos altos y producir una brusca aspiración de un volumen equivalente de agua (pudiendo provocar en su desplazamiento sobrepresiones).

En general se recomienda ubicar una válvula de aire en los siguientes casos:

- 1). En todos los puntos altos.
- 2). En puntos intermedios de tramos horizontales, ascendentes, descendentes muy largos, con intervalos regulares entre 500 y 800 m.

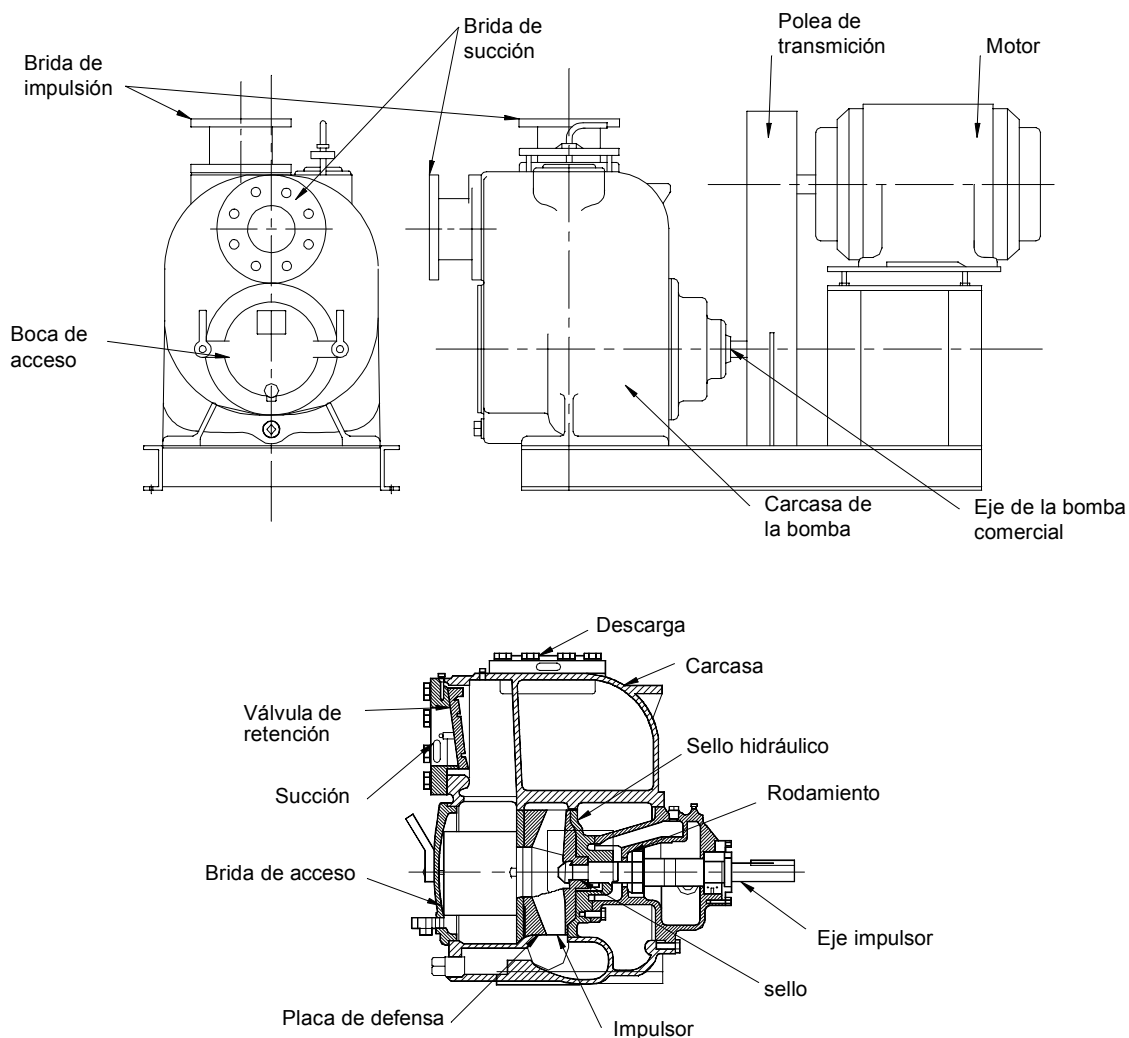
- 3). En puntos lo más cercanos posible a las salidas de las bombas.
- 4). Cuando existan cambios bruscos de pendientes (entradas y salidas de sifones) aunque se mantenga constante la línea de pendiente general.

El numeral 2.16.3 “válvulas de aire” tratado más adelante complementa este temario.

### 3.11. BOMBAS AUTOCEBANTES

Estas bombas arrancan sin necesidad de ningún dispositivo siendo su funcionamiento similar al visto en el esquema de la **Figura 73**.

En la **Figura 93** se presenta un corte de este tipo de equipamiento, siendo muy útiles porque todo el cebado es controlado automáticamente por la bomba.

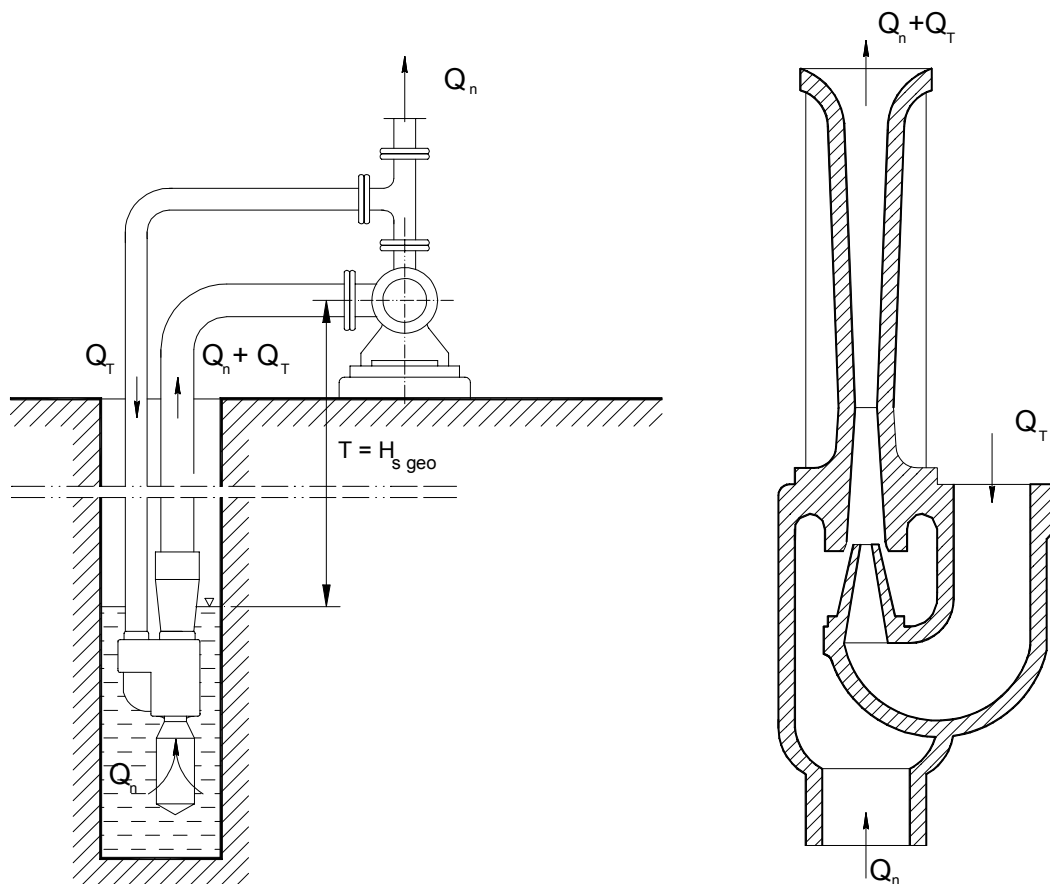


**Figura 93.** Bomba autocebante

### 3.12. BOMBAS EYECTORAS

Las bombas centrífugas pueden aspirar hasta una determinada profundidad limitada por la presión de vapor del agua, para que no se produzca el fenómeno de cavitación desarrollado anteriormente.

Este tipo de bomba está constituida por un eyector combinado a una bomba centrífuga. La manera de incrementar la altura de succión, consiste en colocar dentro de la cañería de aspiración, un eyector que al circular un caudal por el mismo, produce una succión adicional que se suma a la presión atmosférica, tal como se muestra la **Figura 94**.



**Figura 94.** Bomba con eyector

El caudal que circula por la cañería de elevación principal, está constituido por el agua de recirculación de la propia bomba y el obtenido del pozo.

Se utiliza generalmente para instalaciones pequeñas (hasta 10 m<sup>3</sup>/h) y para alturas de elevación que llegan hasta los 40,00 m por debajo del nivel del terreno natural.

La ventaja fundamental de este tipo de equipamiento es que no tiene partes móviles dentro del pozo. La desventaja es la baja eficiencia con respecto a bombas centrífugas convencionales de pozos profundos.

Los parámetros intervinientes son:

$Q$  = caudal total bombeado a través de la cañería de elevación y de la bomba.

$H$  = altura manométrica total de la bomba

$Q_T$  = caudal total recirculado para funcionar el eyector

$H_T$  = altura total en el eyector para su funcionamiento

$Q_n$  = caudal aspirado por el eyector

$H_n$  = Altura de aspiración del eyector

$H_{tot}$  = altura total de elevación del sistema (bomba + eyector)

$H_s$  = altura máxima permisible de succión (ANPA<sub>r</sub>)

$T$  = desnivel líquido entre el nivel dinámico de la perforación y el eje de la bomba.

$H_{vs}$  = Pérdidas de energía en la cañería principal

$H_{vt}$  = pérdidas de energía en la cañería de ingreso al eyector.

La instalación puede ser dimensionada de la siguiente manera:

$H_n = T + H_{vs} - H_s$  = Altura de aspiración del eyector

$H_T = H_{tot} - H_{vs}$  = altura total en el eyector para su funcionamiento

El valor de  $H_n$  y  $H_T$  pueden ser calculados en forma aproximada, conociendo los valores de  $T$  y  $H_{tot}$ . La relación  $H_T / H_n$  es función de  $Q_T / Q_n$  y se puede obtener en forma aproximada del gráfico de la *¡Error! No se encuentra el origen de la referencia..* Como  $Q_n$  es el valor que se quiere obtener, y  $Q_T$  se determina en forma aproximada con el dato de diseño de la bomba centrífuga, se puede obtener las siguientes relaciones:

$$Q = Q_n + Q_T$$

$$H = H_{tot} - H_n$$

De esta manera se dimensiona la bomba necesaria a colocar para elevar un caudal “Q” a una altura manométrica de elevación “H”. Cuando estos datos son conocidos puede ser determinado la bomba adecuada y el eyector a ser colocado. Con un ejemplo se trata de cuantificar lo antes mencionado:

$$Q_n = 6 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$H_{tot} = 70,00 \text{ m}$$

$$T = 20,00 \text{ m}$$

$$H_{vs} = 4,00 \text{ m}$$

$$H_s = 5,00 \text{ m}$$

Se tiene:

$$H_n = T + H_{vs} - H_s = 20,00 + 4,00 - 5,00 = 19,00 \text{ m}$$

$$H_T = H_{tot} - H_{vs} = 70,00 - 4,00 = 66,00 \text{ m}$$

$$H_T / H_n = 66,00 / 19,00 = 3,47$$

Del gráfico de la *¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.* se obtiene:

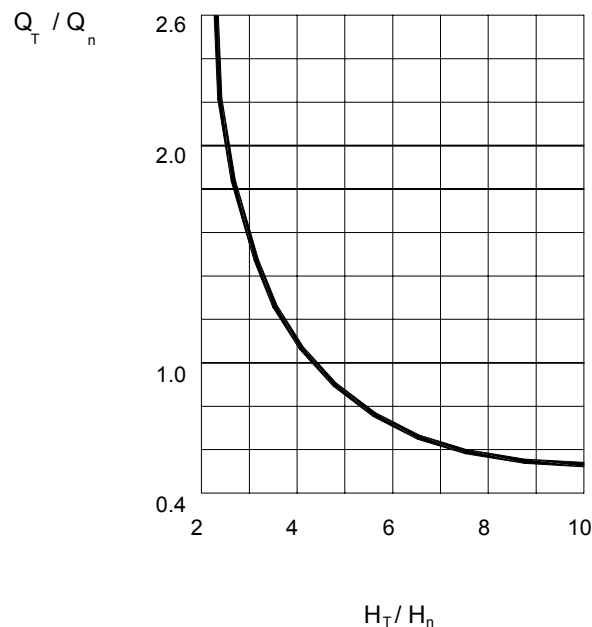
$$Q_T / Q_n = 1,31$$

$$Q_T = 1,31 \cdot Q_n = 1,31 \cdot 6 = 7,86 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$Q = Q_n + Q_T = 6,00 + 7,86 = 13,86 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$H = H_{tot} - H_n = 70,00 - 19,00 = 51,00 \text{ m}$$

La curva de la **Figura 95** fue obtenida del promedio de distintos eyectores. Para un cálculo más exacto es necesario conocer la curva del eyector en estudio y reiterar los cálculos para obtener en forma más precisa las pérdidas de energía intervinientes en el sistema, que nos darán valores más exactos.



(Ref: Centrifugal Pump Lexicon.KSB)

**Figura 95.** Curva de eyectores

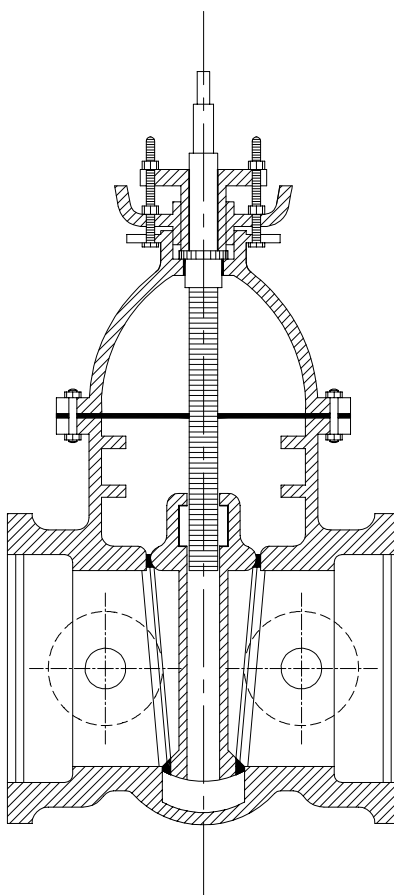
Son bombas de bajo rendimiento con respecto a las convencionales, por lo que están indicadas únicamente para pequeñas instalaciones.

### 3.13. ELEMENTOS COMPLEMENTARIOS EN LAS ESTACIONES DE BOMBEO

#### 3.13.1. Válvulas de Cierre

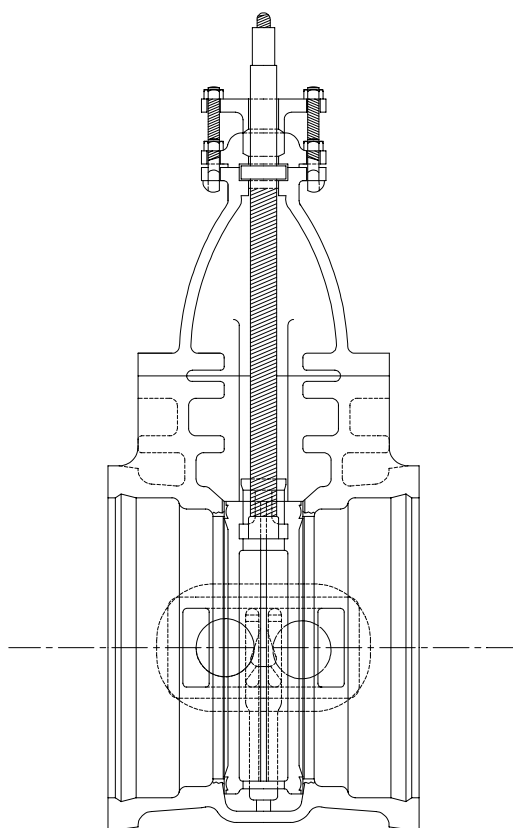
Existen diversos tipos de válvulas de cierre, entre ellas pueden mencionarse las siguientes: válvulas esclusas a compuerta, válvulas esclusas a doble disco, válvulas mariposas, válvulas esféricas y cilíndricas, válvulas a diafragma etc.

Las válvulas esclusas a compuerta son las más utilizadas en nuestro país y el elemento que produce el cierre, tiene forma de cuña que favorece el ajuste en su descenso sobre una guía fija de la misma forma. A los elementos que producen el cierre se los reviste de bronce para garantizar la estanqueidad de la válvula. (ver **Figura 96**).



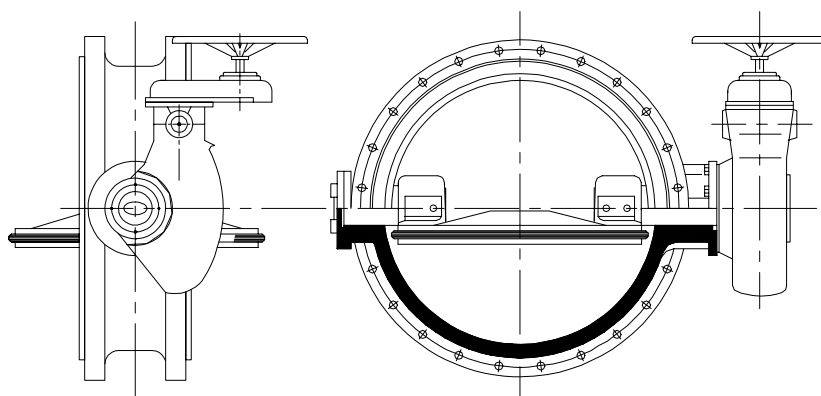
**Figura 96.** Válvula esclusa

Las válvulas esclusas a doble disco están constituidas por dos discos paralelos, que al desplazarse hacia su apertura o cierre, se aproximan entre sí, separándose en el momento que llegan al final de su carrera, estableciendo de esta manera su estanqueidad contra una guía fija que tiene dos caras paralelas. (Ver **Figura 97**).



**Figura 97.** Válvula esclusa a doble disco

Las válvulas mariposas permiten el cierre a través de una placa circular que gira alrededor de un eje diametral a la cañería. La hermeticidad de la misma, se logra a través de guarniciones de goma que van incorporadas en el extremo de la placa, permitiendo la estanqueidad cuando se cierran. En la **Figura 98** se observa este tipo de válvula.



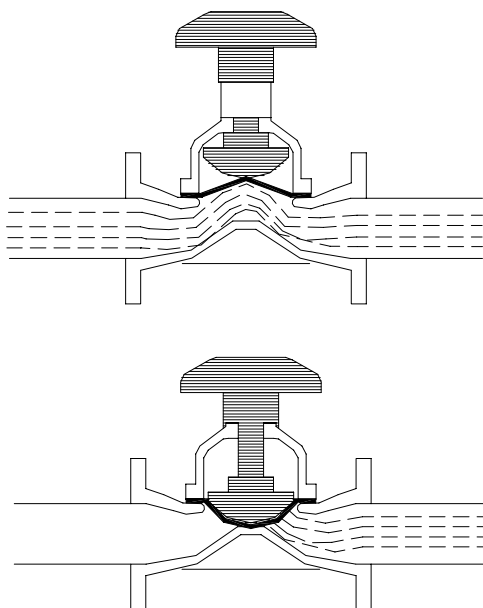
**Figura 98.** Válvula mariposa

Este tipo de válvulas conviene utilizarlas en derivaciones de cañerías de impulsión cuando se desea regular el caudal derivado hacia un punto de descarga, porque el flujo disminuye en forma proporcional al cierre de la misma. Esto las hace interesantes cuando se desea controlar el flujo, ya que con las esclusas no se puede, debido a que recién a partir del 90% del cierre de la misma, comienza a ser importante la disminución del caudal.

Una ventaja con respecto a las esclusas es que ocupan menor espacio a lo largo de la cañería de impulsión y son más apropiadas para líquidos abrasivos cuando se las utiliza frecuentemente.

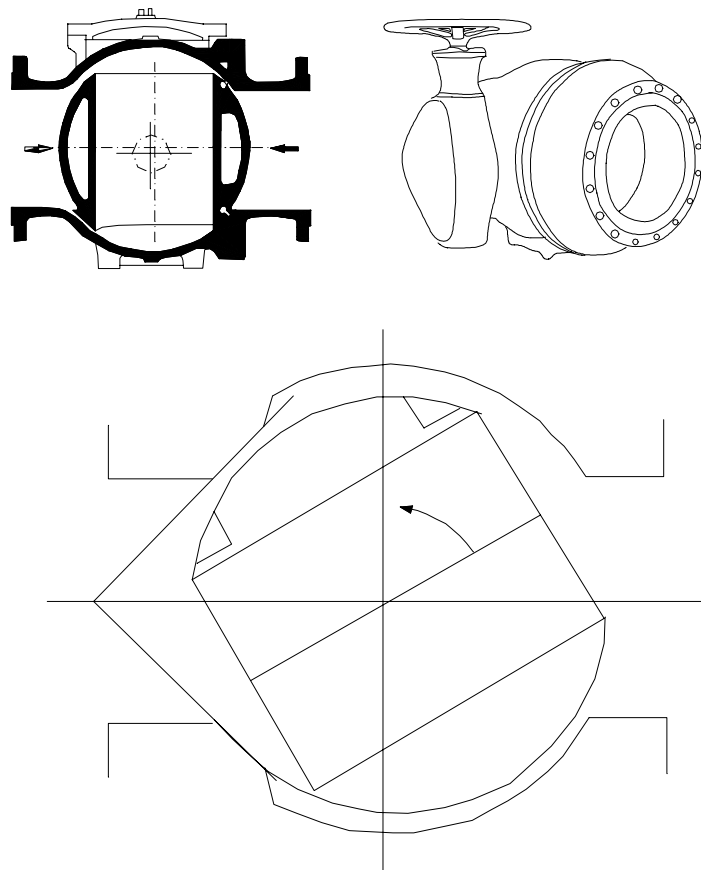
El cierre de estas válvulas se produce al girar un cuarto de vuelta el vástago, por lo que es conveniente colocarles cajas reductoras de velocidad que eviten cierres bruscos, sobre todo en grandes instalaciones.

Las válvulas a diafragma están formadas por un elemento elástico (diafragma), que al ser aprisionado por un vástago contra la base de la válvula, produce el cierre del pasaje del líquido. La **Figura 99** muestra una válvula estas características. Están indicadas para cuando se bombean líquidos viscosos o con alto contenido de material agresivo.



**Figura 99.** Válvula a diafragma

Las válvulas esféricas o cilíndricas, consisten en una esfera o cilindro con un hueco central del mismo diámetro que la cañería. Cuando se encuentran totalmente abiertas, permiten el libre paso del líquido porque el orificio cilíndrico coincide con el diámetro de la válvula. A medida que se va cerrando se va obstaculizando el paso, hasta que se cierra definitivamente y el eje del cilindro hueco queda en posición perpendicular al de la cañería. En la **Figura 100** se presenta una válvula de estas características.



**Figura 100.** Válvula cilíndrica

Estas válvulas se cierran a un cuarto de vuelta, por lo que es necesario en instalaciones importantes, utilizar cajas reductoras de velocidad que hagan que el cierre se realice a mayor número de vueltas, evitando el peligro de colapso de la cañería por una mala maniobra en la operación.

El accionamiento de las válvulas puede ser realizado manualmente a través de un volante que mueve el vástago de cierre. En instalaciones con válvulas grandes, se utiliza un sistema de engranajes reductores de fuerza, para facilitar la tarea de cierre de los operadores.

Para instalaciones mayores, con cañerías de impulsión superiores a los 500 mm de diámetro, se puede utilizar un accionamiento mecanizado mediante los siguientes dispositivos:

- 1). Motores eléctricos
- 2). Accionamiento hidroneumático
- 3). Accionamiento neumático

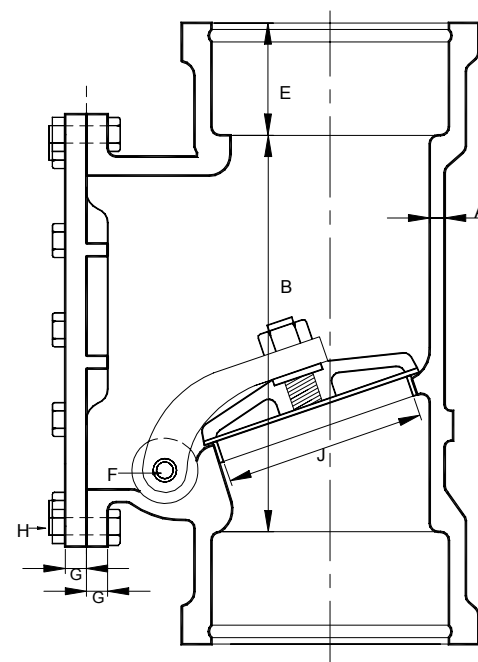
El accionamiento eléctrico es muy utilizado en este tipo de instalaciones y tiene la ventaja que ante una eventualidad de falla, puede accionarse manualmente. El movimiento se logra a través de un motor eléctrico con reductor de velocidad, que lo transfiere al vástago de la válvula.

El accionamiento hidroneumático consiste en un vástago que lleva adosado un pistón que se desplaza dentro de un cilindro, que abre o cierra, según en que cara del mismo actúe la presión del agua. Se puede centralizar la instalación mediante un tanque presurizado con agua y aire utilizando una bomba y compresor respectivamente. Completa la instalación las cañerías que conducen el agua, los elementos necesarios para mantener la presión dentro del rango de trabajo y juego de llaves que permiten establecer el movimiento deseado de la válvula.

El accionamiento neumático se efectúa íntegramente con aire, siendo el principio de funcionamiento similar al anterior.

### 3.13.2. Válvulas de Retención

Las válvulas de retención consisten en una o varias clapetas que rotan según un eje tangente a la sección de la cañería y que tienden a cerrarse por efecto de la gravedad. (ver **Figura 101**). Las clapetas se elevan por acción hidrodinámica de la corriente de agua y cuando el flujo se detiene vuelve a su posición inferior. Esto último ocurre por un doble efecto, por un lado la acción de la gravedad, y por otro, la masa líquida que se encuentra en retroceso.



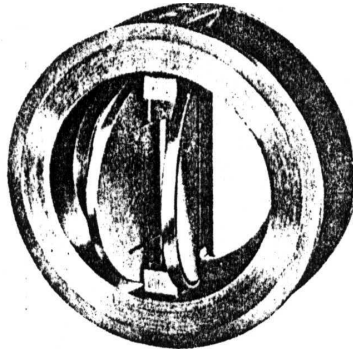
**Figura 101.** Válvula de retención

Si la instalación es grande, se producen cierres bruscos con aparición de sobrepresiones fuertes por golpe de ariete, por lo que es conveniente en estos casos colocarles contrapesos calculados para que cierren más lentamente.

Otro tipo de válvula de retención, se presenta en la **Figura 102** en donde existen dos clapetas centrales que permanecen abiertas mientras el líquido es bombeado y cierran

por acción de un resorte que las impulsa hacia atrás cuando se detienen las bombas y cesa el flujo. Existen distintos tipos de válvulas de retención además de las mencionadas, que deben ser consideradas al proyectar una estación elevadora.

Las válvulas de retención tienen una gran pérdida de energía por cambios bruscos de velocidad, estrangulamiento etc.

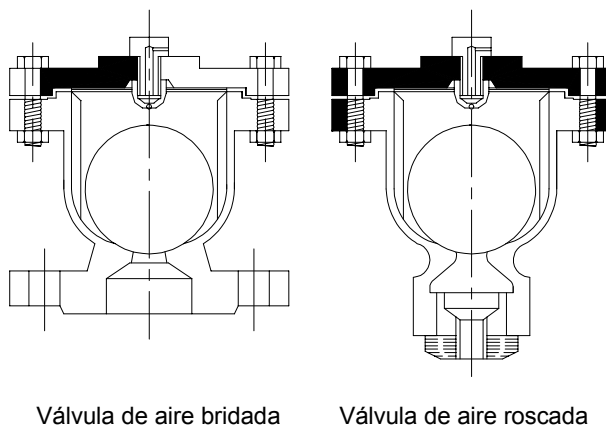


**Figura 102.** Válvula de retención con doble clapeta

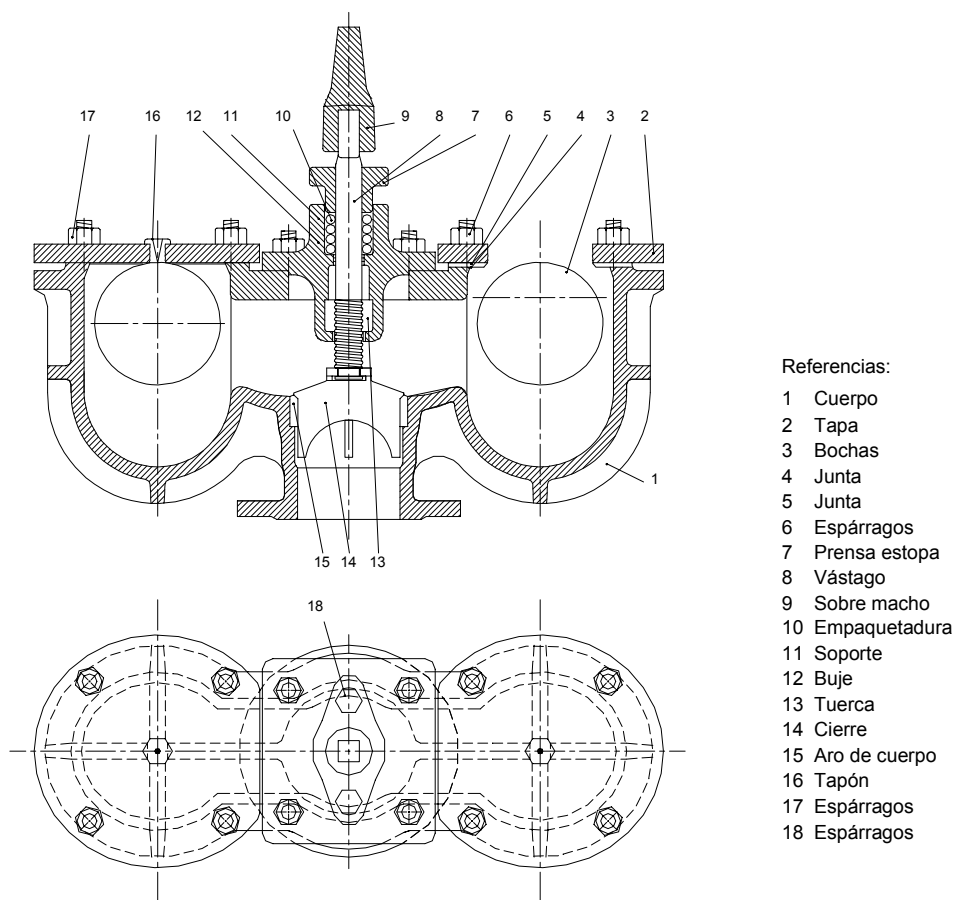
### 3.13.3. Válvulas de Aire

Las válvulas de aire consisten en un receptáculo metálico que permite el escape del aire acumulado dentro de la cañería, a través de orificios que son obstruidos por una o más esferas revestidas en caucho, cuyo peso específico les permite flotar en agua cuando la cañería se encuentra trabajando en condiciones normales. Cuando ingresa aire al receptáculo las esferas caen, dejando pasar el mismo al exterior, y una vez evacuado, vuelven a obstruir la salida en la posición superior.

En la **Figura 103** se observan válvulas de simple efecto y en la **Figura 104** otra de doble efecto.



**Figura 103.** Válvulas de aire simple efecto



**Figura 104.** Válvula de aire de doble efecto

Las válvulas de aire de simple efecto tienen un único orificio que se obstruye cuando la esfera flotante se encuentra en la posición superior accionada por la presión del agua. La misma cae cuando ingresa aire al receptáculo dejando escapar el gas a la atmósfera. Existen distintos tipos de acuerdo a la prestación del servicio que se desee. Hay válvulas que permiten la desgasificación en servicio, es decir, durante el llenado de la cañería la evacuación del aire debe ser efectuada por otro aparato (un hidrante por ejemplo). Por lo tanto, cuando se utilice este tipo de válvulas es recomendable proteger a la cañería adicionalmente con otro dispositivo, al ser el orificio de salida del aire pequeño, preparado para condiciones normales de funcionamiento. El tamaño del orificio en algunos modelos comerciales pueden ser regulados desde el exterior mediante un obturador roscado. Existen otros tipos para sistemas de altas presiones en donde los orificios de salida son de mayor tamaño y se dimensionan de acuerdo a las presiones de trabajo.

Cuando se desea asegurar la protección de la cañería se recomienda la utilización de las válvulas de doble efecto. Estas tienen tres funciones básicas: evacuación automática del aire cuando se llena la cañería, desgasificación permanente funcionando igual a las de simple efecto y admisión del aire a gran en el vaciado de las tuberías para evitar depresiones. Estas propiedades las hacen más seguras que las anteriores en el llenado y vaciado de la tubería porque permiten ingresar grandes caudales de aire, lo que no es posible en las de simple efecto por tener un único orificio de tamaño menor.

Para las válvulas de aire se recomienda que la exclusión del mismo se cumpla para una relación de  $d \geq D / 12$ , siendo “d” el diámetro de la ventosa y “D” el diámetro de la impulsión.

Las dimensiones sugeridas por la Compañía Barbará son las siguientes:

Cañerías	Tamaño de las válvulas de aire
Hasta 200 mm	50 mm
De 250 a 500 mm	100 mm
De 550 a 900 mm	150 mm
De 950 a 1200 mm	Dos de 150 mm (2 . 6”)

Las capacidades de descarga de aire para 7,5 Kg / cm<sup>2</sup> fijadas por la misma compañía son:

Válvulas	Caudal de aire
Válvulas Simples	13 L/s aire
Válvulas automáticas con triple función 100 mm	50 L/s aire
Válvulas automáticas con triple función 200 mm	300 L/s aire

En Francia las válvulas de aire fabricadas por Pont-A-Mousson presentan las siguientes recomendaciones:

Tamaño nominal	Cañería
60 mm	Hasta 300 mm
100 mm	Hasta 600 mm
250 mm	Por encima de 600 mm

### 3.13.4. Válvulas Piezostáticas

Estas válvulas permiten mantener la presión de salida de las bombas hasta un determinado valor, el cual una vez superado, abre la válvula hacia una derivación que conduce parte del caudal bombeado hacia un desagüe general o lo recircula a la cámara de aspiración, si esto es posible.

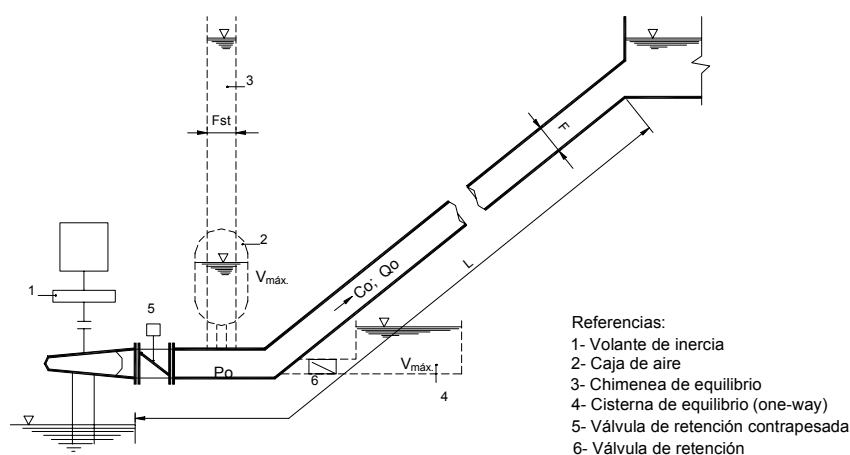
Estos dispositivos pueden utilizarse por ejemplo, en instalaciones con bombeos directos a la red de distribución, para proteger las instalaciones por sobrepresiones por falta de consumo.

### 3.13.5. Dispositivos Antiariete

Los dispositivos antiariete se utilizan para minimizar las sobrepresiones de este fenómeno y se pueden mencionar:

- 1). Válvulas de retención contrapesadas para producir cierres lentos.
- 2). Torres o columnas o chimeneas de equilibrio.
- 3). Cajas de aire.
- 4). Válvulas de alivio.
- 5). Válvulas anticipadoras del golpe de ariete.
- 6). Volantes de Inercia.
- 7). Tanques o cisterna de equilibrio sobre la cañería de impulsión (tipo “one- way”).
- 8). Colocación de cañerías de espesores suficientes para resistir las sobrepresiones.
- 9). Protección eléctrica a través de bombas de velocidad variable con otro dispositivo de protección.

En la **Figura 105** se presenta un esquema de una instalación típica con varios dispositivos alternativos de protección contra las oscilaciones de presión.

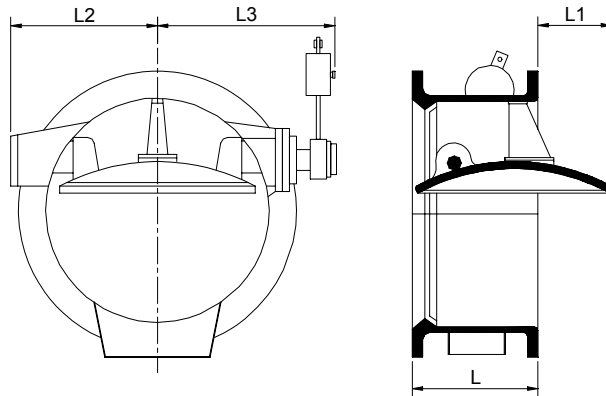


**Figura 105.** Distintos dispositivos antiariete

#### 1) Válvulas de retención contrapesadas para producir cierres lentos

Las válvulas de retención contrapesadas, permiten disminuir el golpe de la clapeta cuando las bombas se detienen, y con esto el tiempo de cierre de la instalación, a través del freno que se produce como consecuencia del incremento del momento de inercia adicionado a la clapeta de la válvula. Esto se logra mediante un brazo de palanca adherido directamente a la misma, con distintos pesos de acuerdo al tiempo de cierre que se desea obtener. Este recurso puede ser utilizado únicamente en instalaciones con

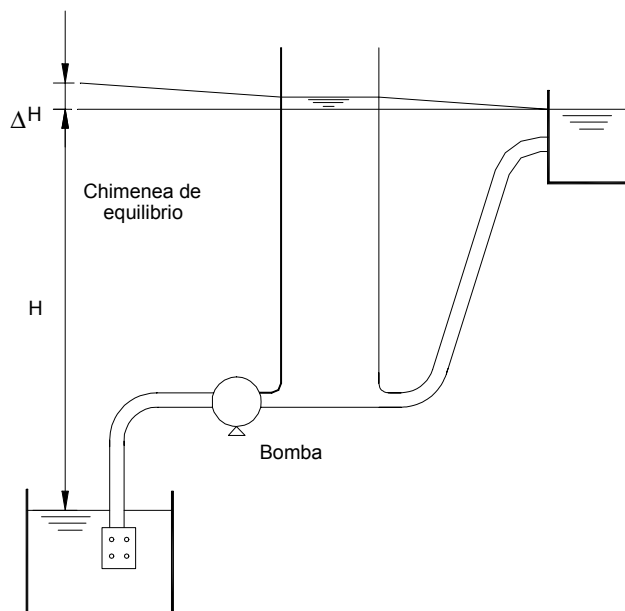
bajas alturas de elevación, teniendo que complementarse con otros dispositivos antiarriete para instalaciones mayores. En la **Figura 106** se presenta este tipo de válvulas.



**Figura 106.** Válvulas de retención con contrapeso

## 2). Torres o columnas o chimeneas de equilibrio

Son torres abiertas comunicadas libremente con la atmósfera y con la cañería de impulsión, asegurando que el líquido pueda ingresar con facilidad desde la columna hacia la tubería y viceversa. (ver **Figura 107**).



**Figura 107.** Chimenea de equilibrio

Cuando se detienen las bombas, la chimenea de equilibrio proporciona un amortiguamiento a través de la energía necesaria para reducir la desaceleración rápida de la columna de agua y suavizar la sobrepresión que se produce.

Cuando se encienden las bombas, proporcionan un arranque suave absorbiendo la mayor parte del flujo inicial.

Las chimeneas de equilibrio se utilizan en estaciones elevadoras con bajas alturas de elevación, ya que a medida que esta aumenta, se transforman en más onerosas, por tenerlas que ejecutar con mayores alturas.

Para un funcionamiento correcto de la chimenea de equilibrio, se deben considerar los siguientes aspectos:

- Estar localizadas lo más cerca posible de la estación elevadora.
- Debe disponer de altura suficiente para evitar desbordes y colocarle adicionalmente vertederos de descarga.
- Debe tener una profundidad tal que evite el ingreso de aire a la cañería de impulsión, cuando se deprime el sistema
- El tanque debe ser estable, con área suficiente para garantizar un amortiguamiento rápido de las oscilaciones del nivel, sobretodo en instalaciones automáticas con varias bombas.

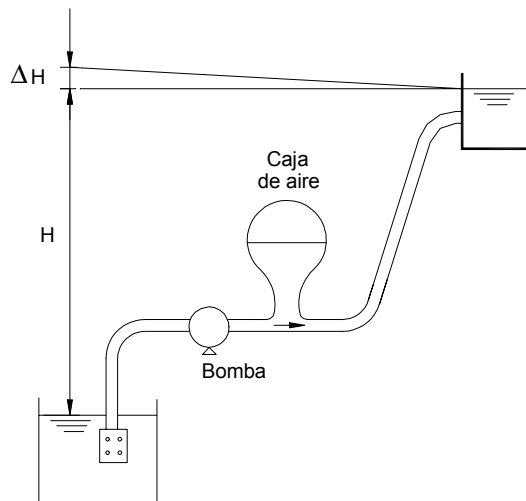
Existen varios tipos de chimeneas de equilibrio:

- Chimeneas Simples: La comunicación entre la cañería de impulsión y la torre son del mismo diámetro.
- Chimeneas Estranguladas: La comunicación entre la cañería de impulsión y la torre se encuentran comunicadas a través de un orificio menor de restricción. El estrangulamiento se hace para amortiguar más rápidamente las oscilaciones.
- Chimenea diferencial: Esta constituida por dos torres, una interior metida en forma concéntrica a otra exterior. La primera se encuentra ligada a la cañería de impulsión, y la segunda a la chimenea interior, a través de orificios junto a la base. Este artificio permite disminuir las oscilaciones más rápidamente que en las chimeneas simples.

### **3) Cajas de aire**

Un dispositivo de aplicación universal contra el golpe de ariete, consiste en una cámara cerrada herméticamente ocupada parcialmente por aire, que se encuentra a la presión manométrica del sistema, colocada en el inicio de la cañería de impulsión. (Ver **Figura 108**).

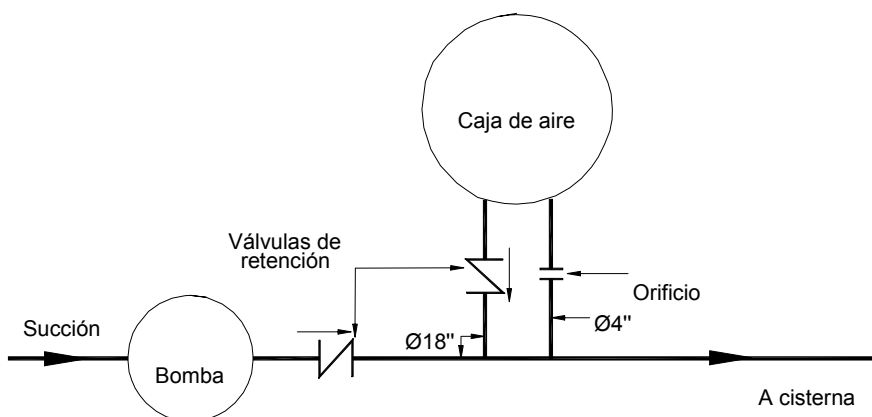
En la primera fase del golpe (depresión), parte del agua de la caja de aire pasa a la cañería de impulsión atenuando el golpe negativo. En la segunda (sobrepresión) ingresa agua a la cámara desde la tubería, comprimiendo el aire que amortigua la onda de presión.



**Figura 108.** Cajas de aire

El orificio existente entre la cámara y la cañería de impulsión, puede ser proyectado para producir una pérdida de energía mayor al egreso del líquido, que al ingreso a la cámara. Esto se realiza para frenar abruptamente la depresión dentro de la misma y evitar el escape de aire contenido dentro de la cámara. A su vez se facilita el ingreso del líquido, para amortiguar rápidamente la onda de presión. Esto puede materializarse a través de un orificio con forma de boca trompeta, cuya pérdida de energía dependerá de la dirección del flujo.

Otra forma de lograr el mismo efecto, es colocar dos cañerías de comunicación entre la impulsión y la cámara. Una cañería de mayor diámetro permite el ingreso del líquido a la misma y cierra su egreso a través de la acción de una válvula de retención. La otra menor, será la que permita evacuar el líquido de la cámara hacia la cañería y la que producirá mayor pérdida de energía. La restricción en este caso puede ser doble, es decir una cañería pequeña y una chapa orificio que incremente las pérdidas energéticas. (ver **Figura 109**).



**Figura 109.** Caja de aire con entrada y salida diferenciadas

Las cámaras de aire están indicadas para caudales y alturas manométricas elevadas y exigen una vigilancia permanente para evitar la falta de aire por dilución. Se necesita contar en forma permanente con un compresor, para restablecer el aire que se pierde durante la operación.

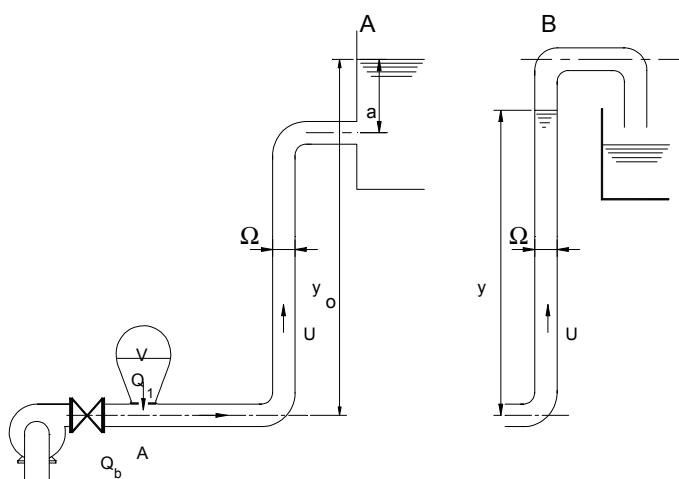
Se considera que una reparación normal de aire, se debe producir una vez por semana, aunque cuando existen presiones muy elevadas, los compresores deben funcionar en forma permanente.

El volumen de aire necesario en la cámara, está vinculado en forma directa al de la cañería de impulsión, y en forma inversa, a la altura manométrica de elevación.

Hay tanques estándares comerciales dotados de un pulmón flexible que están aislados del agua, lo que permite evitar el escape del aire por dilución en la masa líquida. Este pulmón puede contener no solo aire, sino también otros gases como el nitrógeno.

Para dimensionar las cámaras de aire se propone el método de resolución que se describe a continuación (Ref: Hidráulica. Alberto Schlag).

Se analiza la **Figura 110** en donde los distintos parámetros tienen el siguiente significado:



**Figura 110.** Caja de aire

$u$  = velocidad media en la cañería de impulsión.

$h$  = presión en la cámara de aire

$Q_b$  = caudal de bombeo

$Q_1$  = caudal de agua desde la cámara a la tubería de impulsión

$j$  = pérdidas de energía unitaria en la cañería de impulsión

$L$  = longitud de la cañería

$k \cdot Q_1^2$  = las pérdidas de energía en la contracción al ingreso de la base de la cámara de aire.

Si se desprecia la altura de agua dentro del recipiente por ser muy pequeña, la presión en el punto "A" de la *¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.* será:

$$h \pm k \cdot Q_1^2.$$

El símbolo "±" dependerá si "Q<sub>1</sub>" se encuentra dirigido hacia adentro o fuera de la cámara.

Cuando se encuentre trabajando la cañería de impulsión en régimen, la presión en "A" será:

$$h_0 = y_0 + P \cdot u_0^2$$

P = factor de pérdida de energía friccionales

Por lo tanto:

$$\Delta h = (h \pm k \cdot Q_1^2) - (y_0 + P u_0^2) = \text{sobrepresión en A}$$

Analizando un elemento diferencial de cañería, se puede escribir la siguiente relación para la alimentación del tanque por la parte inferior (caso A de la **Figura 110**):

$$L / g \cdot du / dt - H + Y_0 \pm P \cdot u^2 \pm k \cdot Q_1^2 = 0 \quad (1)$$

En caso de alimentarse el tanque por la parte superior (caso B de la **Figura 110**) la ecuación (1) se transforma en:

$$L / g \cdot du / dt - H + Y \pm P \cdot u^2 \pm k \cdot Q_1^2 = 0 \quad (1')$$

Siendo  $Y = y + h_{atm}$

Por el principio de conservación de la masa se establece:

$$Q_b + Q_1 = Q = u \cdot A$$

$$dV = Q_1 \cdot dt$$

$$Q_b + dV / dt = u \cdot A$$

Por la ley de Boyle y Mariotte la masa de aire contenida en la cámara se relaciona de la siguiente manera:

$$H_0 \cdot V_0 = H \cdot V$$

Las ecuaciones diferenciales antes mencionadas, no son integrables por lo que hay que utilizar el método de diferencias finitas. Se presenta un método de resolución propuesto por M. Escande, en la que únicamente aparecen coeficientes adimensionales.

Consiste en elegir el valor inicial de  $V_0$  (volumen de aire en la cámara) y verificar los valores máximos y mínimos de “V” y “H” a lo largo de la oscilación. Cuando la bomba se detiene bruscamente, el caudal de bombeo disminuye a cero y en ese instante el caudal  $Q_1 = Q$  y las pérdidas de energía en el pie de la cámara de aire pueden escribirse como:

$$k \cdot Q_1^2 = k (A \cdot u)^2 = k \cdot A^2 \cdot u^2 = R \cdot u^2 = \text{pérdidas de energía en el pie de la cámara}$$

$$R = k \cdot A^2 = \text{factor de pérdida de energía por singularidades}$$

En la primera fase cualquiera sea el modo de alimentación del tanque, debe emplearse a ecuación (1) con el signo “+” para las pérdidas de energía, por la dirección del movimiento.

$$L / g \cdot du / dt - H + Y_0 + (P + R) \cdot u^2 = 0 \quad (2)$$

La (2) adopta la siguiente forma:

$$dV / dt = u \cdot A$$

$$u \cdot A \cdot dt / dV = 1$$

$$L / g \cdot du / dt \cdot u \cdot A \cdot dt / dV = H_0 \cdot V_0 / V - Y_0 - (P + R) \cdot u^2$$

Introduciendo una longitud auxiliar expresada por la siguiente relación:

$$x = u_0^2 / 2 / g \cdot L \cdot A / V_0 = \text{longitud auxiliar}$$

Los parámetros unitarios se relacionan a través de la longitud auxiliar de la siguiente manera:

$$Y_0 = x \cdot Y_{0u}$$

$$H_0 = x \cdot H_{0u}$$

$$P \cdot u_0^2 = x \cdot P_{0u}$$

$$R \cdot u_0^2 = x \cdot R_{0u}$$

Por otra parte expresando a “u”, “Q” y “V” por sus valores iniciales, se tiene:

$$u = u_0 \cdot u_u$$

$$Q = Q_0 \cdot Q_u$$

$$V = V_0 \cdot V_u$$

Todas las magnitudes unitarias resultan adimensionales, por lo tanto:

$$u / u_0 = Q / Q_0$$

$$u_u = Q_u$$

Las expresiones que representan las pérdidas de energía pueden escribirse como:

$$P \cdot u^2 = P \cdot u_0^2 (u / u_0)^2 = x \cdot P_{0u} \cdot Q_u^2$$

$$R \cdot u^2 = R \cdot u_0^2 (u / u_0)^2 = x \cdot R_{0u} \cdot Q_u^2$$

En este caso la ecuación general queda:

$$L \cdot A / g \cdot u_0^2 / V_0 \cdot Q_u \cdot dQ_u / dV_u = x \cdot H_{0u} / V_u - x Y_{0u} \cdot (P_{0u} + R_{0u}) \cdot Q_u^2$$

Además se tiene que:

$$L \cdot A / g \cdot u_0^2 / V_0 = 2 \cdot x$$

$$2 \cdot Q_u \cdot dQ_u / dV_u = H_{0u} / V_u - Y_{0u} - (P_{0u} + R_{0u}) \cdot Q_u^2$$

Haciendo:

$$\alpha = Q_u^2$$

$$d\alpha / dV_u = H_{0u} / V_u - Y_{0u} - (P_{0u} + R_{0u}) \cdot \alpha$$

Pasando esta ecuación diferencial a diferencias finitas se tiene:

$$d\alpha = \Delta\alpha$$

$$V_{mu} = V_{iu} + \Delta V_u / 2$$

$$\alpha_m = \alpha_i + \Delta\alpha / 2$$

$$\Delta\alpha / \Delta V_u = H_{0u} / (V_{iu} + \Delta V_u / 2) - Y_{0u} - (P_{0u} + R_{0u}) \cdot (\alpha_i + \Delta\alpha / 2)$$

Esta expresión puede escribirse como:

$$\Delta\alpha \cdot (1 / \Delta V_u + (P_{0u} + R_{0u}) / 2) = H_{0u} / (V_{iu} + \Delta V_u / 2) - Y_{0u} - (P_{0u} + R_{0u}) \cdot \alpha_i$$

El procedimiento de cálculo consiste en elegir un valor arbitrario de  $\Delta V_u$  (por ejemplo 0,05 o 0,10) e ir paso a paso, mediante una tabla numérica estableciendo las siguientes columnas:

- 1).  $\alpha_i$  (Valor inicial igual a 1)
- 2).  $V_{iu}$  (valor inicial igual a 1)
- 3).  $V_{iu} + \Delta V_u / 2$
- 4).  $H_{0u} / (V_{iu} + \Delta V_u / 2)$
- 5).  $(P_{0u} + R_{0u}) \cdot \alpha_i$
- 6).  $H_{0u} / (V_{iu} + \Delta V_u / 2) - Y_{0u} - (P_{0u} + R_{0u}) \cdot \alpha_i$
- 7).  $1 / \Delta V_u + (P_{0u} + R_{0u}) / 2$  (constante si  $\Delta V_u$  es constante)

8).  $\Delta\alpha$

La tabla se calcula paso a paso, siendo las " $\Delta\alpha$ " negativas hasta que " $\alpha$ " adquiere un valor igual a cero, que es equivalente a decir cuando el caudal " $Q$ " se anula, siendo este el fin de la primera fase. El sentido del caudal se invierte a partir de ese instante en la cañería y el valor de  $V_u$  se hace máximo ( $V_{um\acute{a}x}$ ).

En la segunda fase es necesario distinguir el modo de alimentación del tanque. Si es inferior es aplicable el concepto anterior pero será necesario cambiar el signo de los términos ( $P_0 + R_0$ )

$$\Delta\alpha \cdot (1 / \Delta V_u - (P_{0u} + R_{0u}) / 2) = H_{0u} / (V_{iu} + \Delta V_u / 2) - Y_{0u} + (P_{0u} + R_{0u}) \cdot \alpha_i$$

El procedimiento es igual que para la primera etapa.

Si la alimentación se hace por arriba del tanque deberá utilizarse la siguiente relación basada en la (1'):

$$A \cdot \Delta Y = \Delta V$$

$$Y_u = Y_{iu} + \Delta Y_{iu} / 2$$

$$\Delta\alpha \cdot (1 / \Delta V_u - (P_{0u} + R_{0u}) / 2) = H_{0u} / (V_{iu} + \Delta V_u / 2) - (Y_{iu} + V_0 / (2 \cdot x \cdot A) \cdot \Delta V_u) + (P_{0u} + R_{0u}) \cdot \alpha_i$$

Las columnas de la tabla adquieren la siguiente forma:

- 1).  $\alpha_i$  (Valor inicial igual a 1)
- 2).  $V_{iu}$  (valor inicial igual a 1)
- 3).  $V_{iu} + \Delta V_{iu} / 2$
- 4).  $H_{0u} / (V_{iu} + \Delta V_u / 2)$
- 5).  $Y_i$  . (valor inicial 1)
- 6).  $V_0 / (2 \cdot x \cdot A) \cdot \Delta V_u$
- 7).  $(P_{0u} + R_{0u}) \cdot \alpha_i$
- 8).  $1 / \Delta V_u - (P_{0u} + R_{0u}) / 2$  (constante si  $\Delta V_u$  es constante)
- 9).  $\Delta\alpha$

Cualquiera sea el modo de alimentación del tanque los valores iniciales de la segunda fase son:

$$\alpha_i = 0$$

$$V_{ui} = V_{m\acute{a}xu}$$

Se comprueba que en la segunda fase " $\alpha$ " continúa descendiendo, después crece y vuelve a ser igual a cero, para un valor  $V_{ui} = V_{umin}$ .

Los valores máximos “ $V_{um\acute{a}x}$ ” y mínimos “ $V_{umin}$ ” corresponden a los mínimos y máximos volúmenes de aire respectivamente. Las fricciones frenan a las amplitudes de las oscilaciones, a partir de las fases siguientes.

Una vez determinados los parámetros unitarios, se calculan los reales a través de las siguientes relaciones:

$$V_{m\acute{a}x} = V_0 \cdot V_{m\acute{a}xu} = \text{Volumen máximo de aire}$$

$$V_{m\acute{in}} = V_0 \cdot V_{m\acute{inu}} = \text{Volumen mínimo de aire}$$

$$H_{m\acute{a}x} = H_0 \cdot V_0 / V_{m\acute{in}} = \text{Presión de aire máxima}$$

$$H_{m\acute{in}} = H_0 \cdot V_0 / V_{m\acute{a}x} = \text{Presión de aire mínima}$$

Con los valores obtenidos se debe verificar si son admisibles para las condiciones de servicio, caso contrario se iniciará nuevamente el cálculo, adoptándose otro valor de  $V_0$ .

A menudo puede utilizarse resistencias “R” diferentes según la dirección de  $Q_1$  (resistencias más grandes para los  $Q_1$  negativos). Esto se puede lograr con contracciones que provoquen pérdidas de energías diferentes menores cuando ingresa el líquido que cuando egresa. Por ejemplo podrían utilizarse orificios con forma de trompeta.

Otro artificio es establecer mediante dos cañerías en paralelo diferentes pérdidas de ingreso y egreso a la cámara. En la figura 105 puede observarse como la válvula de retención permite el ingreso por la cañería de mayor diámetro e impide su egreso, mientras que en la más pequeña se mantiene invariable.

#### 4) Válvulas de alivio

Las válvulas de alivio solamente funcionan cuando la presión pasa de un determinado valor. Las mismas, no protegen a la cañería ante la presencia de depresiones.

Se encuentran unidas a través de derivaciones sobre la línea principal de impulsión, abriendo cuando se produce una sobrepresión preestablecida como límite en el sistema, volcando un caudal lo suficientemente grande que hace disminuir la presión interna de la tubería.

La eficiencia de estas válvulas depende de la velocidad con que se produzca la apertura de las mismas y su capacidad de descarga. Todas ellas cierran cuando se alcanza una presión prefijada de regulación, una vez deprimida la cañería de impulsión, evitando de esta manera que la misma se descargue innecesariamente.

Este sistema protege únicamente lo que se encuentra aguas abajo de la misma, debido a que la apertura se produce una vez que llega la onda de sobrepresión.

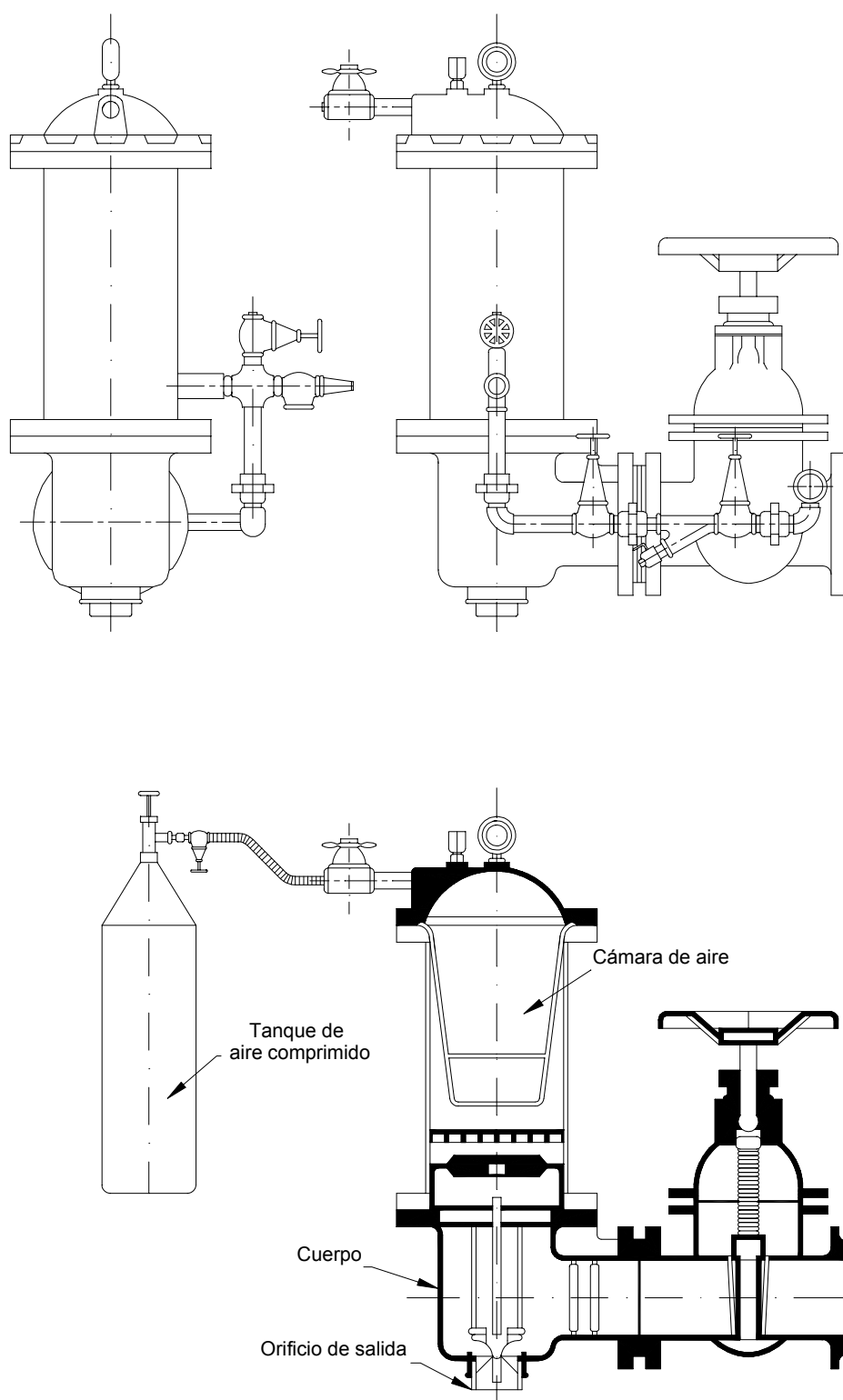
Se debe disponer de un lugar de descarga del líquido que escapa del sistema, pudiendo ser el mismo pozo de bombeo.

Existen diversos modelos algunos más sofisticados que otros. En la **Figura 111** se presentan distintos esquemas de válvulas de este tipo y en las **Figura 112** y **Figura 113** algunos modelos que trabajan ayudados con cámaras de aire. En las

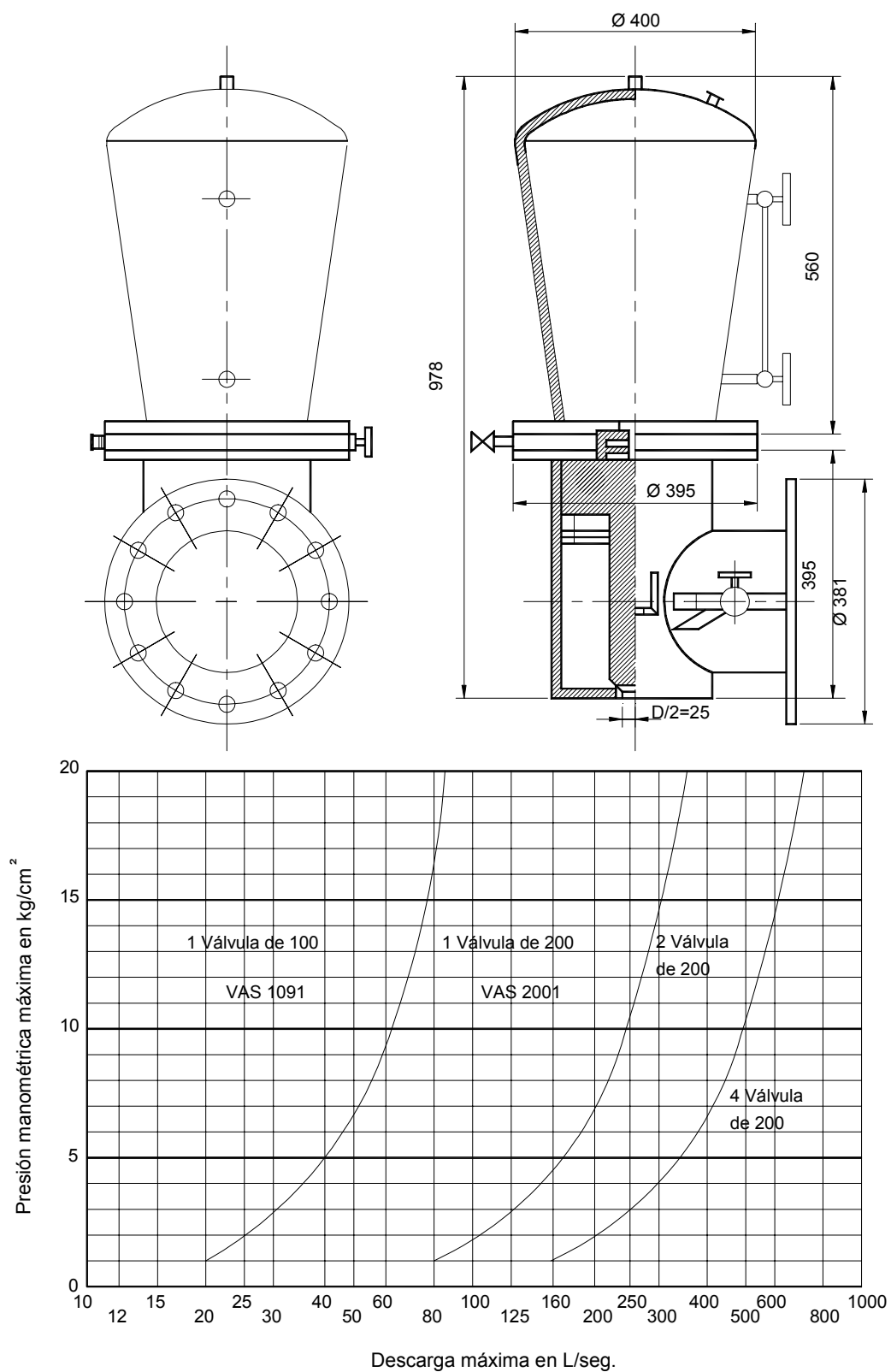
**Figura 114 y Figura 115** se presentan otro tipo de válvulas que trabajan con resortes y válvulas reguladoras.

Posición de la Válvula de alivio	Blondelet o barbara y aramfarpa	Golden - Anderson Y Ross	Esquemático
Cerrada y Hermética			
Abierta y descargando			
Cerrando			

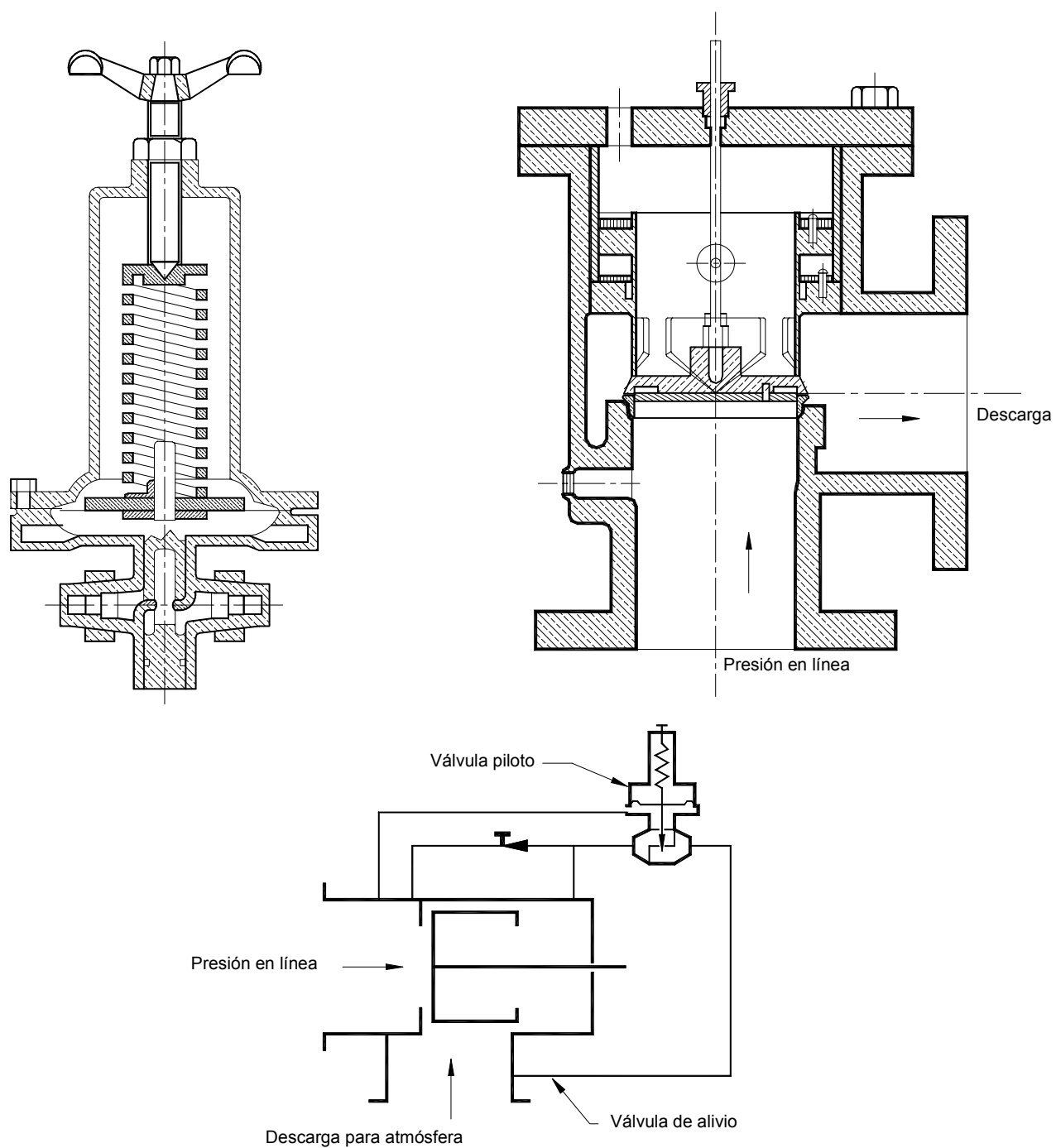
**Figura 111.** Distintos tipos de válvulas reguladoras



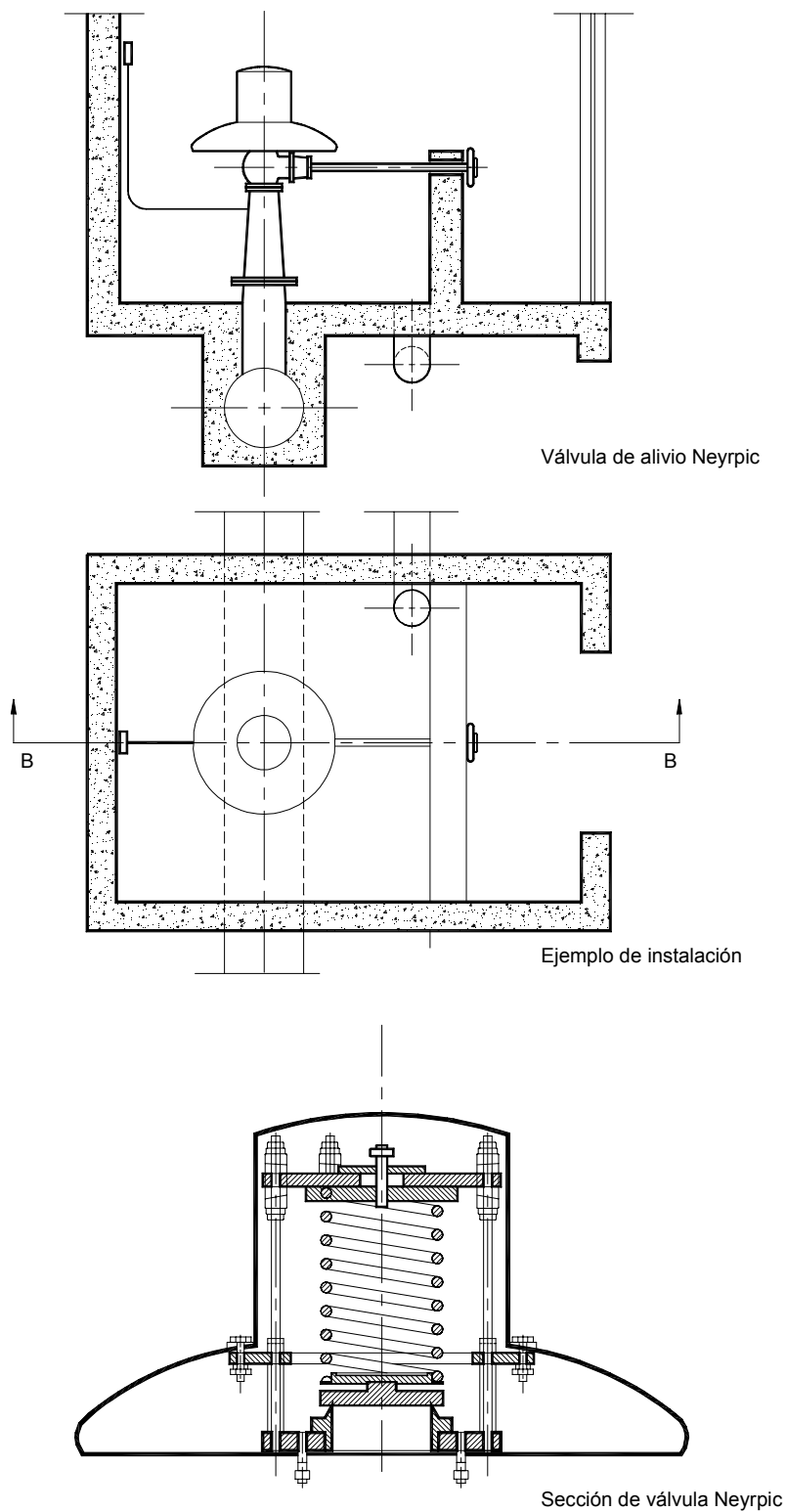
**Figura 112.** Válvula de alivio con aire comprimido



**Figura 113.** Válvulas de alivio con aire comprimido



**Figura 114.** Válvula de alivio con resorte



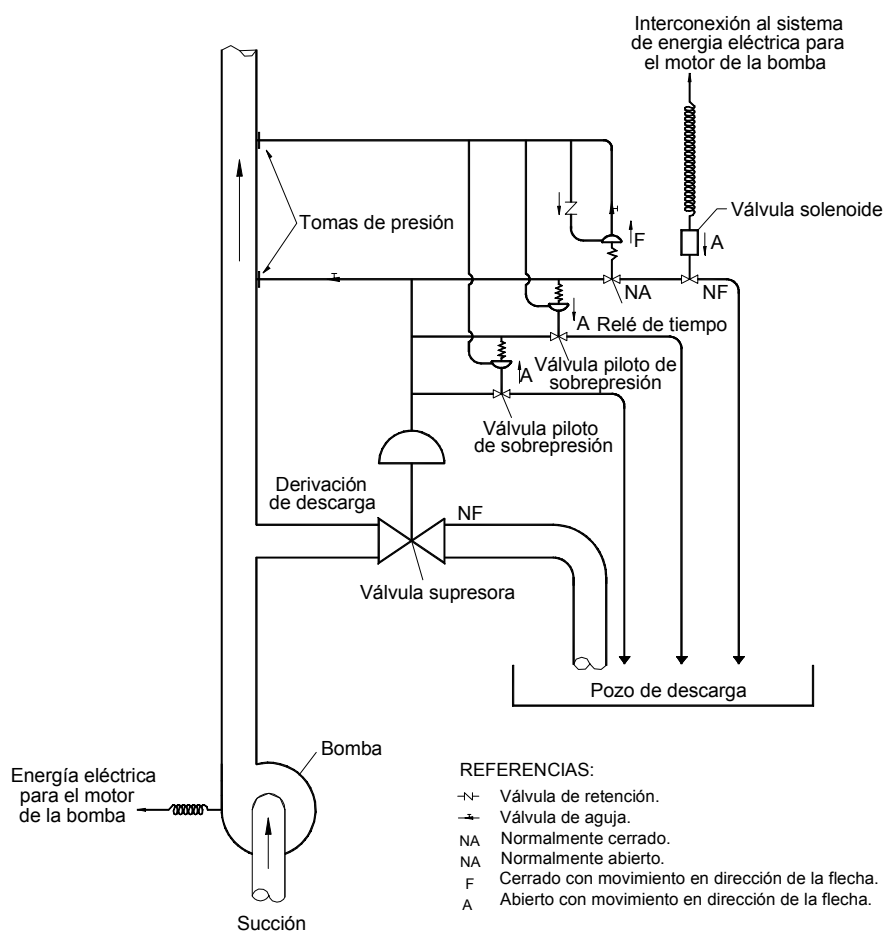
**Figura 115.** Válvula de alivio con resorte

### 5) Válvula anticipadora del golpe de ariete

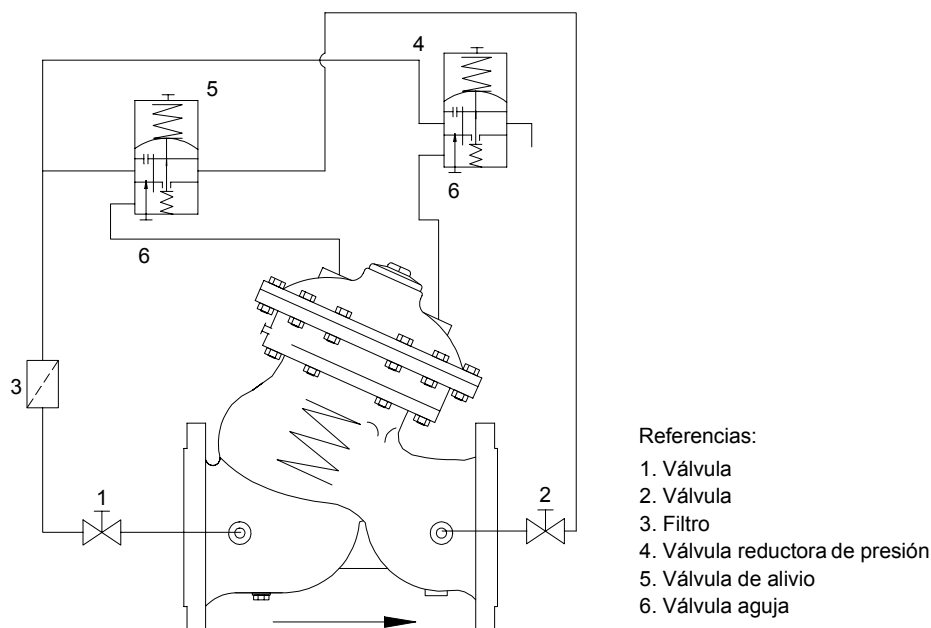
Este tipo de válvulas es utilizada en sistemas de bombeo para proteger a los equipos de los daños causados por la sobrepresión por golpe de ariete. La misma responde abriéndose, cuando las bombas paran y la presión baja a un valor predeterminado, permitiendo el rápido alivio de la onda de alta presión. La válvula permanece abierta hasta que después de un tiempo se cierra para evitar la pérdida innecesaria del líquido contenido en la cañería de impulsión. De esta manera se amortigua el fenómeno y se protegen las instalaciones. Cada fabricante, presenta distintas maneras para dimensionar las válvulas de acuerdo al tipo de instalación a proteger.

Estos dispositivos deben ser mantenidos frecuentemente para evitar accidentes por fallas ocasionadas por taponamiento en los conductos y filtros que motivan el funcionamiento de las válvulas. Tienen la ventaja que son más simples de operar que los sistemas con aire, y la desventaja que si al agua no se la retorna a la cámara de aspiración, se pierde a través de un desagüe general. Los sistemas están provistos de dispositivos que luego de estabilizar las sobrepresiones y depresiones, cierran la válvula evitando el vaciado innecesario de la cañería de impulsión.

La **Figura 116** presenta un esquema de este tipo de dispositivo y la **Figura 117** muestra un modelo comercial.



**Figura 116.** Esquema de válvula anticipadora del golpe de ariete



**Figura 117.** Válvula anticipadora del golpe de ariete

#### 6) Volantes de inercia

Cuando una bomba se detiene, sigue girando de acuerdo al momento de inercia que posean sus elementos rotativos y cuanto más grandes sean éstos, mayor el tiempo en que se detendrá. Consecuentemente, el tiempo de cierre de la instalación será menor y la sobrepresión por golpe de ariete también. Por lo tanto, el volante debe tener masa suficiente para convertir a la maniobra rápida en lo más lenta posible.

Si bien este tipo de dispositivo es de gran seguridad, debe ser utilizado únicamente en instalaciones con longitudes de cañería cortas.

Los motores estándares no admiten mayores momentos de inercia que los propios de fabricación. Por lo tanto, para incrementar la masa rotante del grupo, se deben utilizar motores mayores, que hacen que las instalaciones sean más costosas.

Desde el punto de vista práctico y económico, no es conveniente construir volantes con motores especiales. Un límite en su fabricación, admite un tiempo máximo de parada del grupo de 10 segundos.

Además, se establecen las siguientes recomendaciones para su uso:

Cuando " $H/v > a/g$ " se tiene:

$$L \leq 5 \text{ Km}$$

$H$  = sobrepresión por golpe de ariete.

$v$  = velocidad en la conducción.

$a$  = celeridad de la onda.

$g$  = aceleración de la gravedad.

Cuando " $H/v < a/g$ " se tiene:

$$L \leq 50 \cdot H / v$$

El momento de inercia requerido es calculado con la siguiente relación:

$$WR^2 = 67500 \cdot P_m \cdot \Delta t / (\Delta N \cdot N_m) = \text{momento de inercia}$$

$\Delta t$  = tiempo de parada (sg)

$\Delta N$  = variación de la rotación desde la nominal hasta 0, por lo tanto igual a  $N$  (velocidad rotacional del equipamiento)

$N_m$  =  $N_o / 2$  = rotación media en el período de parada.

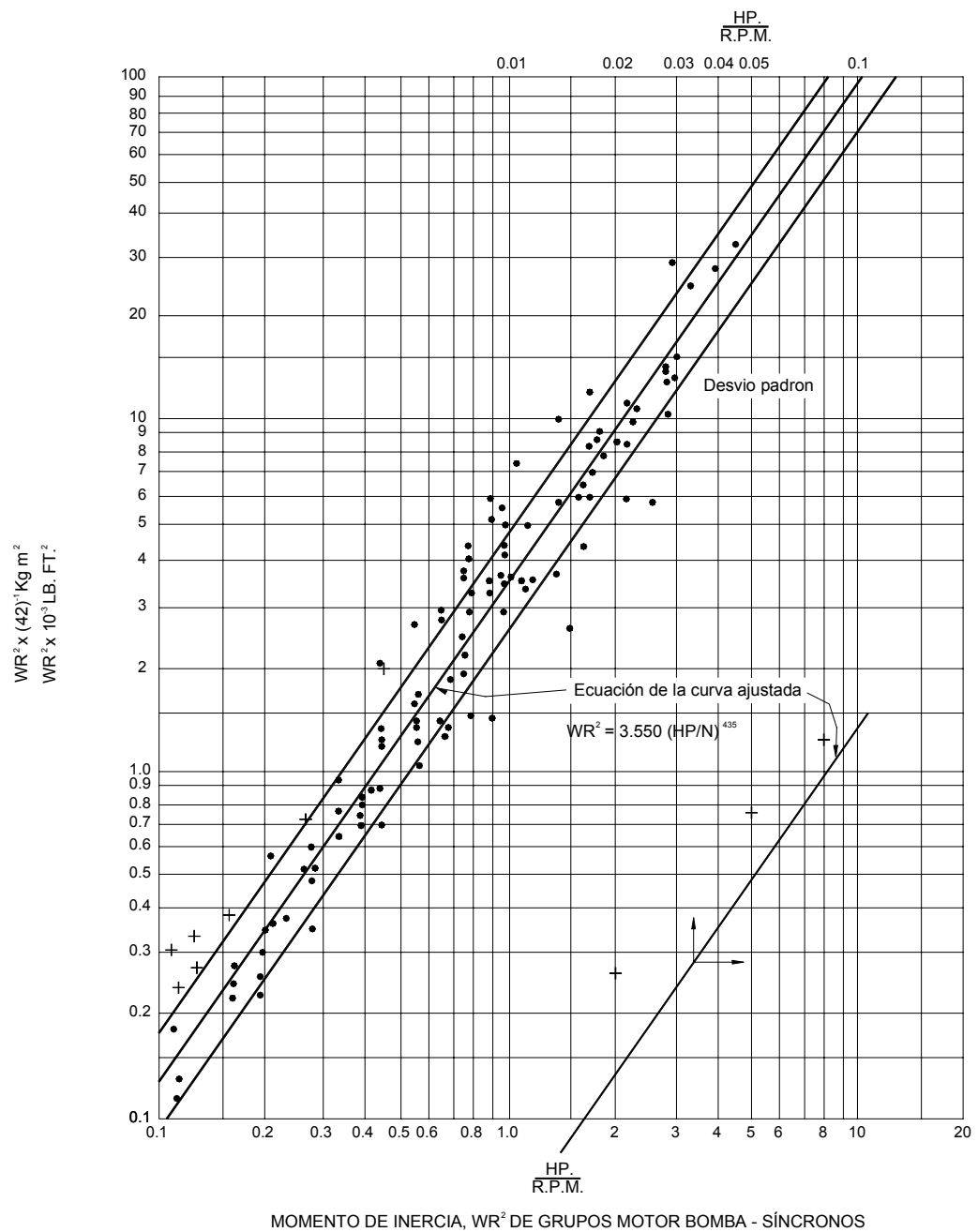
$N_o$  = velocidad de rotación mientras funciona la bomba.

$P_m$  =  $P_o / 2$  = potencia media en el período de parada.

$P_o$  = potencia del motor

El momento de inercia propio del motor es muy difícil de conseguirlo, ya que es un dato que debe ser entregado por el fabricante del equipamiento, y normalmente cuando se proyecta, no se dispone de ese dato. A través del gráfico de la **Figura 118** se puede determinar el momento de inercia de la bomba, a través del cociente entre la potencia y la velocidad rotacional, " $HP / rpm$ ". La curva presentada es para motores sincrónicos y surge en forma práctica de varias bombas comerciales.

Primeramente se determina el momento de inercia necesario para disminuir el golpe de ariete al valor mínimo de diseño. Posteriormente, con el de la bomba, se procede a dimensionar el volante a colocar en el eje, para producir el efecto deseado.

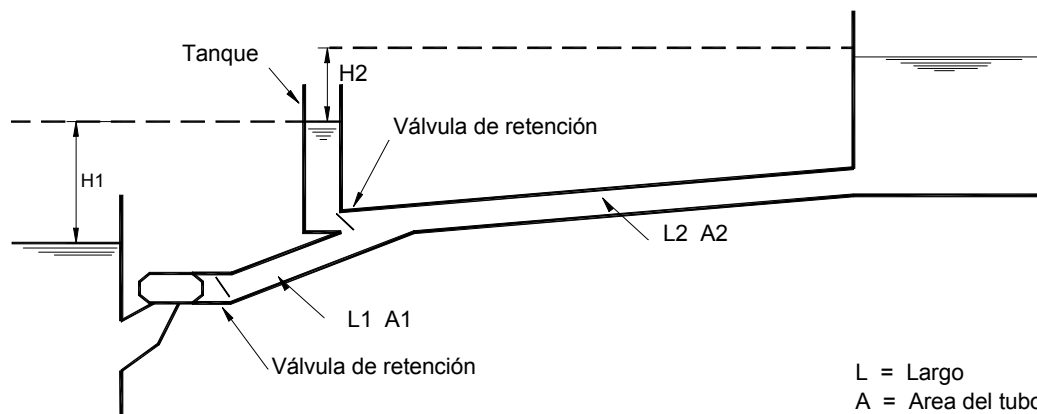


(Ref: Golpe de Ariete em Linhas de Recalque Eng°. Eduardo Gomes Dos Reis)

**Figura 118.** Momento de inercia de bombas con motores sincrónicos

### 7) Tanques o cisterna de equilibrio en la cañería de impulsión (tipo one - way)

Son tanques de baja altura abiertos a la atmósfera y vinculados a la línea de impulsión a través de una válvula de retención, que impide el pasaje de agua desde la cañería hacia el tanque. En la **Figura 119** se presenta un esquema con este tipo de instalación.



**Figura 119.** Tanque de equilibrio (tipo one-way)

Estos tanques deben contener un volumen de agua suficiente para suplir de líquido a la cañería de impulsión cuando las bombas se detengan. Además, deben mantener siempre un determinado nivel que garantice una presión mínima sobre la línea de impulsión.

La realimentación de estos tanques debe mantener el líquido siempre por encima de su nivel mínimo.

#### **8) Colocación de cañerías de espesores suficientes para resistir las sobrepresiones**

La solución más sencilla para evitar roturas en las cañerías por efecto del golpe de ariete, es colocar en la línea de impulsión tuberías con espesores suficientes, que las hagan resistentes ante la acción de estas sobrecargas transitorias. Esta solución es recomendable únicamente para pequeñas instalaciones y bajas alturas manométricas.

Los tubos en fábrica son probados para presiones superiores a una vez y media su presión máxima admisible, por lo que como el golpe de ariete es una situación transitoria, puede adoptarse el mismo criterio para fijar el límite máximo al que pueden estar solicitadas las cañerías, es decir:

$$P \leq 1,5 P_{\text{máx}}$$

$P$  = sobrepresión por golpe de ariete

$P_{\text{máx}}$  = presión máxima admisible de la cañería fijada por el fabricante.

Para evitar las depresiones, deberán colocarse válvulas de aire que permitan el ingreso del mismo, evitando el aplastamiento de las cañerías.

#### **9) Protección eléctrica a través de bombas de velocidad variable con otro dispositivo de protección**

Con la tecnología utilizada mediante bombas de velocidad variable, no solamente se logra disminuir el volumen de las cámaras de aspiración, sino también el efecto del golpe de ariete, eligiendo el tiempo de parada de las bombas.

Normalmente, estas instalaciones se diseñan para que el caudal ingresante sea evacuado íntegramente por las electrobombas, sin que sea necesario arrancar y parar los equipos, como sucede en las instalaciones que funcionan con tableros eléctricos convencionales.

En caso de alcanzar un nivel líquido mínimo en la cámara de aspiración que obligue a parar al equipamiento, la bomba debe ser programada para que su detención se produzca en un tiempo mínimo que no afecte a las instalaciones.

Además presenta el beneficio que antes de detenerse, la velocidad que transporta la cañería es mucho más baja que la que circularía si fuese una bomba trabajando con tableros eléctricos convencionales, por lo que las sobrepresiones y depresiones que se producen resultarían menores.

En el caso de cortes de energía eléctrica, al estar la bomba generalmente trabajando con caudales menores a los que se bombearían en los sistemas tradicionales, el efecto de las sobrepresiones por transitorios serán menores.

Este sistema debe protegerse ante cortes de energía eléctrica, por lo que debe ser complementado con otros dispositivos antiarriete. Este puede ser sencillo, como la válvula que permite un escape de agua para amortiguar el efecto del golpe. La misma que trabajará muy escasas veces, únicamente ante cortes de energía eléctrica o rotura del equipamiento. Además cuando deba funcionar, el caudal que debe bombear será probablemente menor al máximo.

La ventaja fundamental es que las instalaciones sufren menor cantidad de ciclos de sobrepresiones y depresiones, minimizando el fenómeno de fatiga del material.

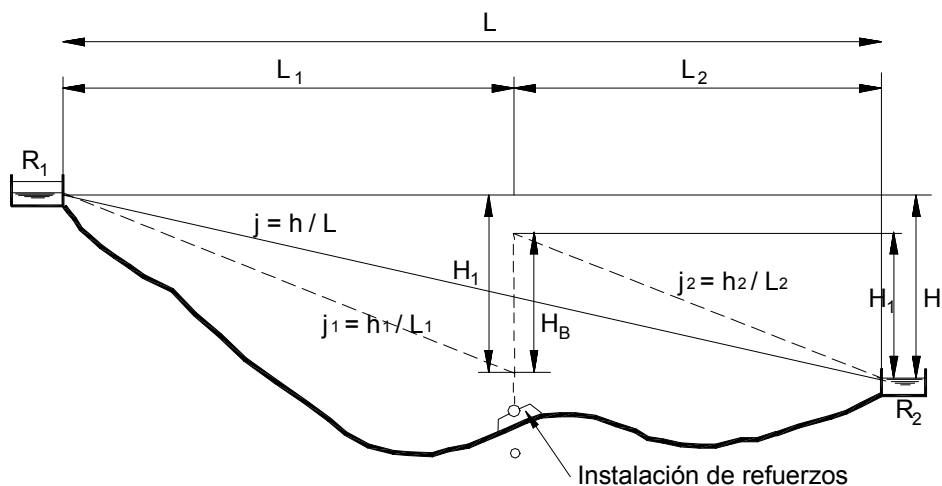
### 3.14. ESTACIONES DE REBOMBEO O REFUERZO EN CAÑERÍAS A PRESIÓN (“BOOSTING”)

En las instalaciones de abastecimiento de agua se pueden utilizar equipos de bombeo con la finalidad de aumentar la presión y el caudal, mediante la modificación de la posición de la línea de energía hidráulica. Esto se consigue instalando los equipos sobre la línea, aspirando las bombas directamente de una cañería aguas abajo e impulsando a la misma o a otra aguas arriba.

Este proceso es conocido con la expresión inglesa “boosting” y las bombas utilizadas por “booster”. Estos términos pueden ser traducidos como “instalaciones de rebombeo o refuerzo” y “bombas de rebombeo o refuerzo”.

Estas producen una disminución de la presión de entrada de la cañería y un incremento a la salida, con respecto a una instalación similar que no tenga colocadas este tipo de bombas. Esto es el resultado de la suma de presión de entrada y la presión de salida.

En la **Figura 120** se analiza el caso de una conducción que vincula a las reservas “R<sub>1</sub>” y “R<sub>2</sub>” transportando un caudal “Q”, el cual es consecuencia de: el diámetro “D” de la cañería, la pérdida de energía “j”, el material de la tubería, la longitud “L” del tramo y la viscosidad del fluido. La instalación de una bomba de rebombeo en un punto convenientemente elegido, permite modificar la línea de energía total, aumentando su pendiente a “j<sub>1</sub>” en el tramo aguas arriba de la bomba y a “j<sub>2</sub>” aguas abajo de la misma.

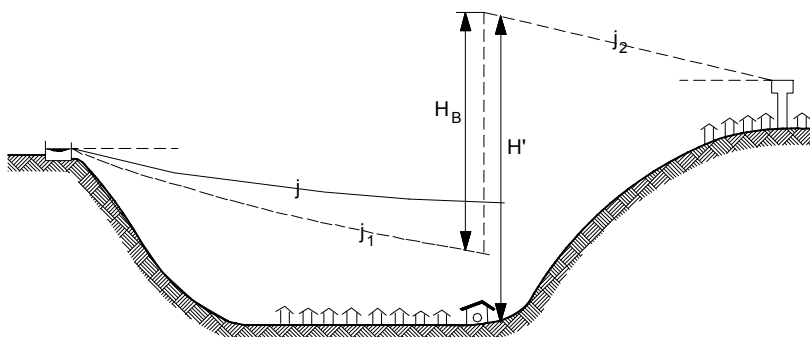


**Figura 120.** Instalación de refuerzo entre dos reservas

Dado que el diámetro, el material y la viscosidad son parámetros que permanecen constantes, “ $j_1$ ” será igual a “ $j_2$ ” y corresponderán a un caudal mayor con respecto a la situación inicial. La altura manométrica de la bomba “ $H_B$ ” que debe ser suministrada, equivale al aumento de la pérdida de energía en toda la conducción como consecuencia del incremento del caudal.

Este ejemplo puede ser utilizado para aumentar el caudal en las conducciones que carecen de energía suficiente para transportar el flujo deseado, o cuando se tengan sistemas de bombeo con elevadas alturas geométricas y se desee alivianar las condiciones de presión a la salida de las bombas ubicadas en una posición inferior, disminuyendo el tamaño de las instalaciones.

En el caso de un abastecimiento a una zona elevada de una localidad (ver **Figura 121**), el bombeo debe ser realizado con el caudal de la hora pico, para abastecer normalmente a la red o a un tanque elevado.



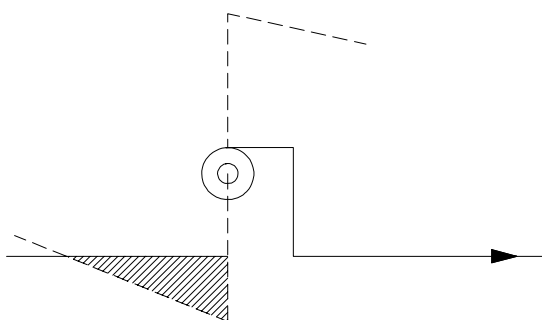
**Figura 121.** Instalación de refuerzo a una zona elevada

En la **Figura 121** se puede observar que si el equipo de bombeo aspirara de un depósito contiguo a las bombas, su altura manométrica sería " $H$ "; en cambio como el sistema capta directamente de la cañería, el valor de presión será " $H_B$ ". Esto hace que los costos de construcción de las instalaciones y los gastos operativos sean menores en este caso.

Las bombas de refuerzo (booster) no presentan características particulares salvo que sus ejes horizontales y cojinetes deben soportar altos esfuerzos normales.

Para determinar las características de las bombas a instalar se debe indicar el caudal de refuerzo a bombear y la altura manométrica de elevación.

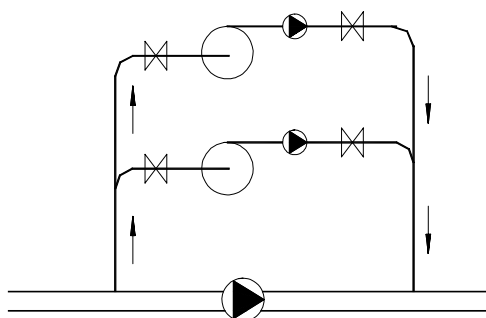
Se deben evitar tanto por razones hidráulicas como sanitarias (ver **Figura 122**) presiones negativas en la succión.



**Figura 122.** Presiones relativas negativas en la sección

En cañerías existentes en donde se intercale una estación de rebombeo, se hace necesario verificar que las presiones aguas arriba del equipo de refuerzo sean menores que la clase (máxima presión admisible) de la tubería seleccionada en esa zona.

En la **Figura 123** se observa un esquema de instalación. La válvula de retención colocada en la línea principal tiene por objeto evitar el retorno del líquido cuando los equipos se encuentren funcionando. Cuando las bombas estén paradas, el agua podrá circular libremente por la línea de conducción principal por la presión propia del sistema que obliga a la válvula de retención a permanecer en la posición "abierta". Se puede proveer cuando sea necesario, de un dispositivo automático que haga parar a los equipos cuando las presiones en la línea principal sobrepasen un valor determinado de servicio.



**Figura 123.** Esquema de instalaciones

Estos sistemas pueden ser utilizados también en cañerías distribuidoras, bombeando a sectores de bajas presiones que tienen problemas de servicio, incrementando además el caudal de distribución.

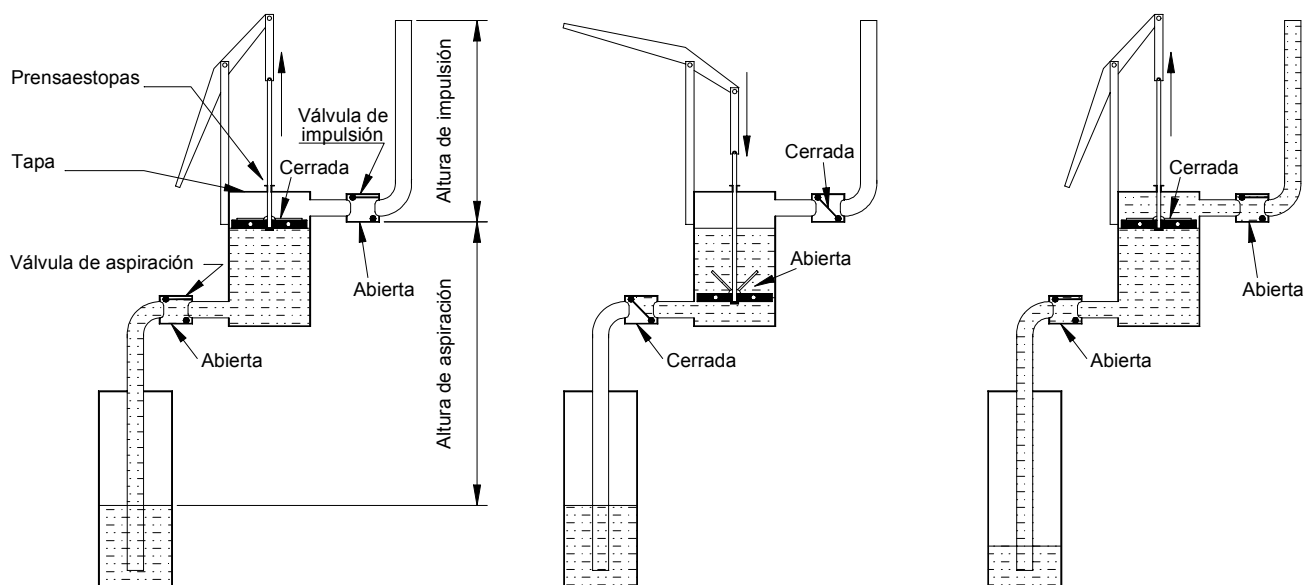
Se pueden mencionar como ventajas de las estaciones de rebombeo a las siguientes:

- Incrementar caudal y presión en grandes acueductos que han sido superados en su capacidad hidráulica pero no en su vida útil, pudiendo ser utilizados sin necesidad de construir nuevos acueductos que demandarían mayores costos constructivos.
- En líneas de impulsión con grandes diferencias topográficas, permiten minimizar el equipamiento a utilizar cortando la línea de energía total y haciendo trabajar a las bombas que se encuentran a menor cota topográfica a una presión menor a la que correspondería si no existiera una estación de rebombeo intermedia.
- Al captar directamente de una cañería a presión, la altura manométrica de la bomba es inferior a la que se necesitaría si se aspirara de una cámara de succión que se encuentra bajo la acción de la gravedad, lo que hace que los costos de las instalaciones y los costos operativos sean menores.
- Al aspirar directamente de una cañería, se evita el contacto de agua potable con el exterior lo que minimiza el riesgo de contaminación.
- En redes de distribución permite elevar el agua a zonas de baja presión sobretodo en horas pico, produciendo una mejor repartición en el sistema.
- En general las instalaciones son menores a las convencionales por la ausencia de los pozos de aspiración. Pequeñas estaciones pueden ubicarse en cámaras subterráneas en la vía pública.

## 4. BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO

La bomba de desplazamiento mayormente utilizada es la de pistón que impulsa el agua a través del movimiento alternativo que produce un émbolo dentro de una carcaza cilíndrica.

En la **Figura 124** se presenta un esquema de una bomba aspirante - impelente de simple efecto y cilindro cerrado, en donde se aprecian las distintas fases de funcionamiento de la misma.



**Figura 124.** Bombas de pistón aspirante – impelente

En las bombas denominadas de simple efecto, el émbolo tiene una válvula que al elevarse el pistón, se cierra produciendo un vacío en la parte inferior del cilindro que permite la succión del agua. A su vez, la cañería de aspiración unida al cuerpo de la bomba, tiene otra válvula que permanece abierta durante esta fase, permitiendo la libre circulación del líquido a bombear.

Cuando el pistón desciende, la válvula del émbolo se abre y la de la cañería de aspiración se cierra, dejando pasar el líquido de la parte inferior del cilindro a la superior. Cuando el pistón asciende impulsa líquido hacia el punto final de descarga de la cañería.

En grandes instalaciones de agua rara vez se utilizan, siendo más ventajosas las bombas centrífugas. En zonas rurales suelen brindar servicio a sistemas con cañerías de impulsión hasta 150 mm de diámetro, accionadas con motores eléctricos o de explosión y son utilizadas casi exclusivamente cuando deben ser movimentadas a través de animales, viento o por acción manual del hombre.

Las principales ventajas de las bombas a pistón son las siguientes:

- 1). Flexibilidad operativa: El caudal de la bomba a pistón depende del número de carreras del émbolo que se producen en un determinado tiempo para un mismo volumen del cilindro. La velocidad del pistón puede variarse dentro de un gran margen, con lo que el caudal se modifica en la misma proporción. El rendimiento de estos equipamientos se mantiene con escasa variación para distintos rangos de caudales, lo que hace que su operación sea muy flexible. El máximo caudal a impulsar estará limitado por el escape o retroceso del agua dentro de la bomba, como consecuencia de las pérdidas entre el pistón y las paredes del cilindro, cuando el émbolo se mueve muy rápidamente.
- 2). Velocidad de funcionamiento: Como este tipo de equipamiento necesita velocidades de funcionamiento menores a las centrífugas, el grado de desgaste de los elementos mecánicos son menores, incrementando la vida útil de la bomba. Pequeñas variaciones en la velocidad, modifican muy escasamente el caudal, por lo que no es necesario un ajuste tan exacto de las instalaciones.
- 3). Facilidad de conservación: Estas bombas si trabajan a velocidades bajas, rara vez necesitan piezas de recambio y las reparaciones pueden ser efectuadas por personal poco especializado.
- 4). Durabilidad: Resisten mejor los manejos operativos poco cuidadosos por tener partes no tan delicadas como las bombas centrífugas. Un ejemplo es cuando quedan sin agua y prácticamente no sufren daños, comparadas a las centrífugas que ante una situación semejante, se estropearían por su alta velocidad de rotación.

La cañería de aspiración en este tipo de bombas, al igual que las centrífugas, tiene como limitante teórica la presión atmosférica de 10,33 m.c.a. o 760 mmHg a presión y temperatura normal.

En la práctica debido a la imperfección mecánica de las máquinas, se puede aspirar como máximo entre 7,50 a 8,00 m aunque es conveniente no sobrepasar los 5,00 m.

La capacidad del cilindro para bombas de simple efecto, se determina mediante la siguiente relación:

$$V = \pi \cdot d^2 / 4 \cdot h = \text{Capacidad del cilindro}$$

$$h = \text{recorrido del émbolo o pistón}$$

$$d = \text{diámetro del cilindro}$$

La velocidad del pistón será:

$$v_p = n \cdot 2 \cdot h / 60 = n \cdot h / 30 = \text{velocidad del pistón}$$

$$n = v_p \cdot 30 / h = \text{número de ciclos por minuto}$$

$$h = v_p \cdot 30 / n = \text{recorrido del émbolo}$$

El caudal teórico que aspira una bomba a pistón de simple efecto será:

$$q_t = S \cdot h \cdot n / 60 = \text{caudal teórico}$$

$$S = \text{sección del cilindro}$$

El caudal efectivo o real es siempre menor al teórico y será:

$$q_e = R_h \cdot q_t = \text{caudal efectivo}$$

$$R_h = \text{rendimiento hidráulico}$$

El rendimiento hidráulico  $R_h$  es la relación entre caudal efectivo y el caudal teórico y varia normalmente entre el 80 y 90 %, es decir que las pérdidas oscilan entre el 10 y 20 %.

El rendimiento mecánico del motor será:

$$R_m = T_u / T_m$$

$$T_u = \text{Trabajo útil}$$

$$T_m = \text{Trabajo del motor}$$

El trabajo útil que realiza la bomba está dado por el caudal efectivo multiplicado por la altura manométrica de elevación " $H_m$ ". Esta última está conformada por la altura geométrica " $H_g$ " que es la diferencia que existe entre el nivel de agua desde donde se está aspirando y la salida de agua del tubo de elevación, y las pérdidas de energía " $H_w$ " conformada por las de fricción y singularidades.

$$H_m = H_g + H_w = \text{altura manométrica de elevación}$$

$$H_g = \text{altura geométrica}$$

$$H_w = H_1 + H_2 = \text{pérdidas de energía total}$$

$$H_1 = \text{pérdida de energía por fricción}$$

$$H_2 = \text{pérdida de energía por singularidades}$$

La potencia necesaria del motor será determinada mediante la siguiente relación:

$$N = \gamma \cdot q_e \cdot H_m / (f_N \cdot R_m) = \text{potencia absorbida por la bomba}$$

$$\gamma = \text{peso específico del agua}$$

$$R_m = \gamma \cdot q_e \cdot H_m / T_m = \text{rendimiento mecánico}$$

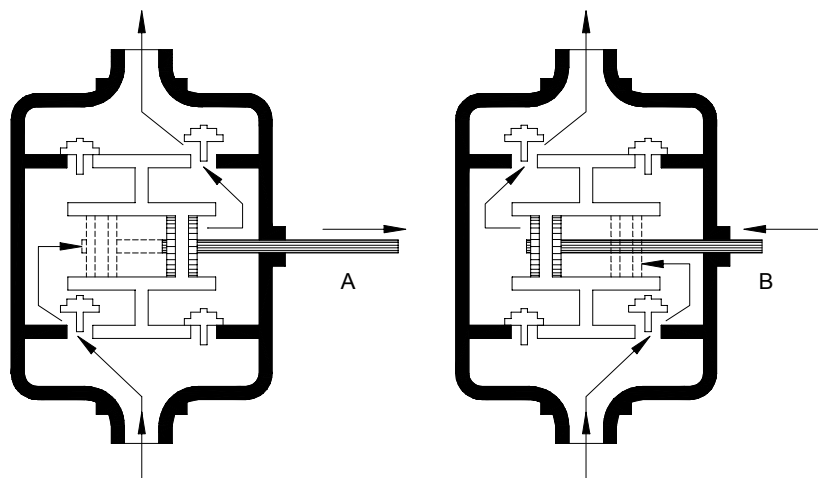
$$R_h = q_e / q_t = \text{rendimiento hidráulico}$$

$R = R_m \cdot R_h = \text{rendimiento total}$

$f_N = 76,04 \text{ Kgm/sg/HP} = \text{factor de transformación de unidades.}$

Cuando se desea aumentar el rendimiento del émbolo de simple efecto que por cada recorrido impulsa el agua sólo durante el desplazamiento hacia arriba, se recurre a equipamientos de doble efecto, es decir se aprovecha la carrera del pistón para impulsar tanto en el ascenso, como en el descenso.

La **Figura 125** presenta un esquema de este tipo de equipamiento.

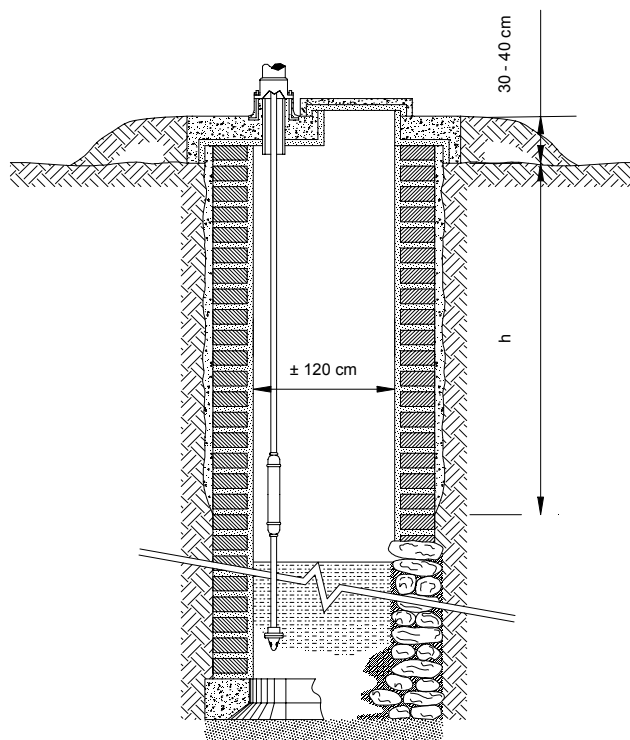


Cuando el pistón se encuentra en la posición A, la entrada de agua se efectúa por la válvula inferior izquierda y la salida por la válvula superior derecha. En la posición B, el agua entra por la válvula inferior derecha y sale por la superior izquierda.

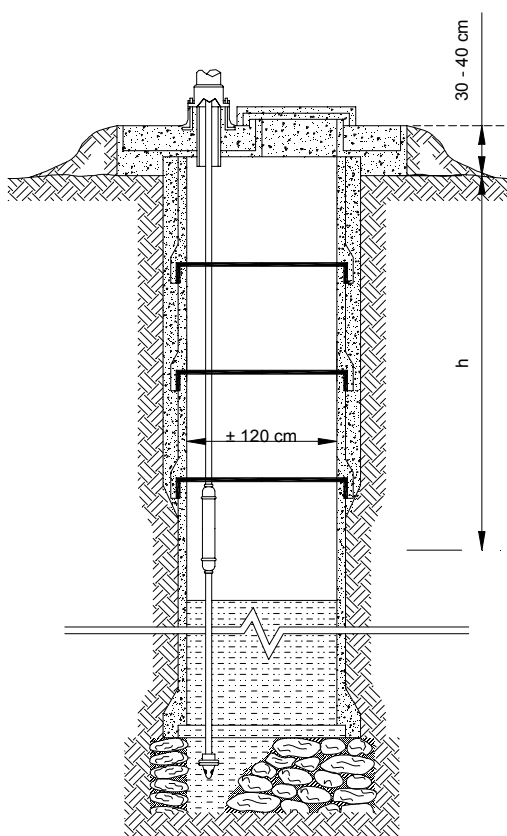
**Figura 125.** Bombas de pistón de doble efecto

Si bien el rendimiento de estos equipos es mayor, porque por cada carrera se impulsa el doble de líquido, su mantenimiento es más dificultoso y costoso, presentando los mayores problemas operativos cuando el agua arrastra arena.

Se establece como altura máxima de succión los 5,00 m para rendimientos razonables de las bombas, por lo que si el agua se encuentra en niveles inferiores, es necesario que el cilindro esté dentro del pozo para producir un correcto funcionamiento. En las **Figura 126**, **Figura 127** y **Figura 128**, se presentan distintos posicionamientos que pueden tener los cilindros ubicados dentro de pozos.

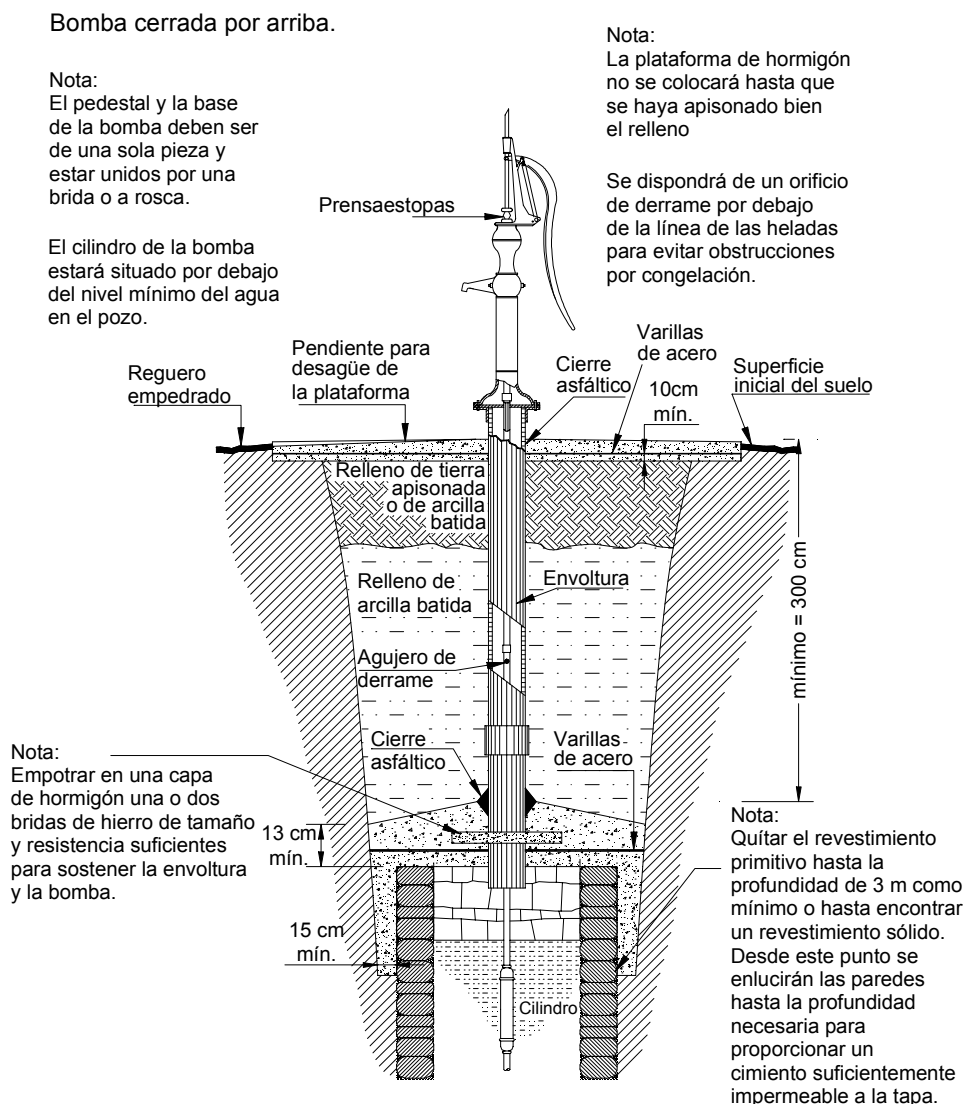


**Figura 126.** Cilindro dentro de pozo

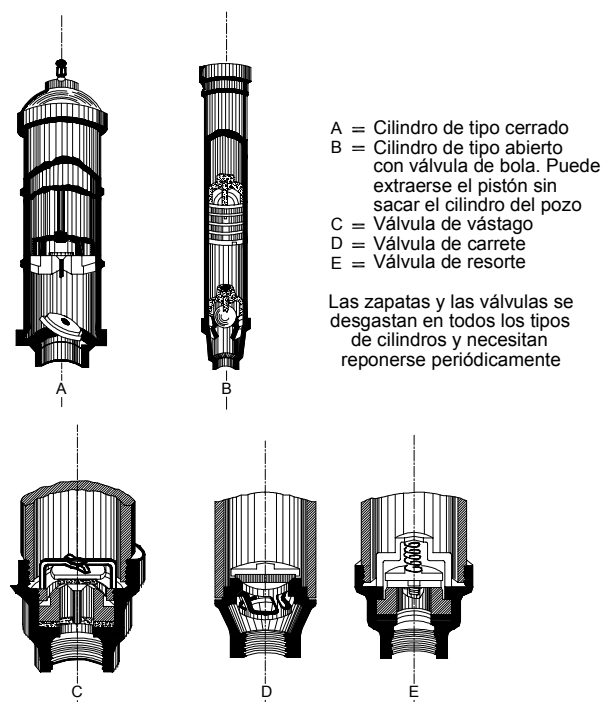


**Figura 127.** Cilindro dentro del pozo

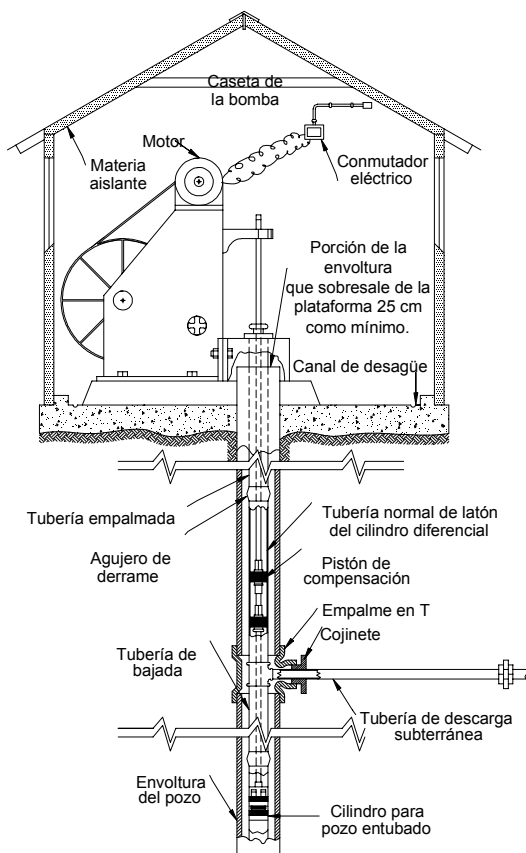
El mantenimiento de estos últimos es más complicado, porque para repararlos es necesario desmontarlos conjuntamente con la cañería de bajada. Existen otros tipos que permiten desmontar el émbolo y las válvulas de aspiración, junto con los vástagos del pistón, sin necesidad de retirar la cañería de bajada mediante un sistema de cilindros abiertos en sus extremos. De todos modos, este equipamiento es más difícil de mantener en zonas rurales que las de cilindros que se encuentran instalados fuera del pozo. En la **Figura 129** se presenta un cilindro de tipo abierto y otro cerrado utilizado para pozo profundo y en la **Figura 130** una instalación con bomba sumergida y accionamiento a través de un motor eléctrico.



**Figura 128.** Ubicación del cilindro dentro del pozo



**Figura 129.** Cilindros para pozos profundos



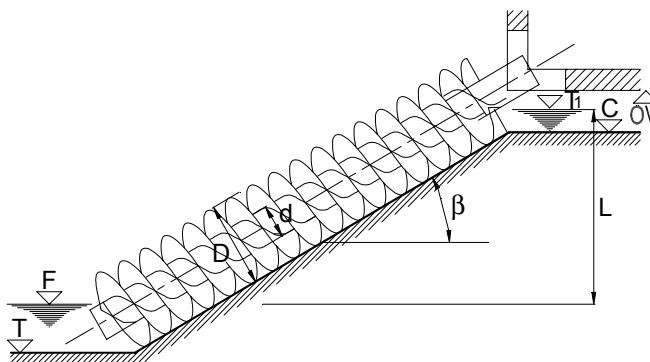
**Figura 130.** Bomba de pistón sumergida con accionamiento eléctrico

Las bombas alternativas instaladas en la superficie y accionadas mediante motores eléctricos, diesel o de petróleo, están limitados únicamente por la potencia del motor, siempre que la altura de aspiración sea inferior a 5,00 o 6,00 m. Estas pueden elevar agua a alturas considerables con respecto al suelo, en cambio las profundas tienen su limitación por el diámetro de la perforación donde se encuentran alojadas.

Las bombas accionadas a motor, llevan siempre cámaras de aire en su parte superior, para asegurar una descarga uniforme aumentando el rendimiento cuando alimentan a una cañería de elevación.

## 5. TORNILLO DE ARQUÍMEDES

En agua potable no son normalmente utilizados. Eventualmente podrían ser empleados en las tomas de agua sobre ríos o embalses, en donde se necesitan elevar grandes caudales a bajas alturas manométricas.



**Figura 131.** Bomba a tornillo de Arquímedes

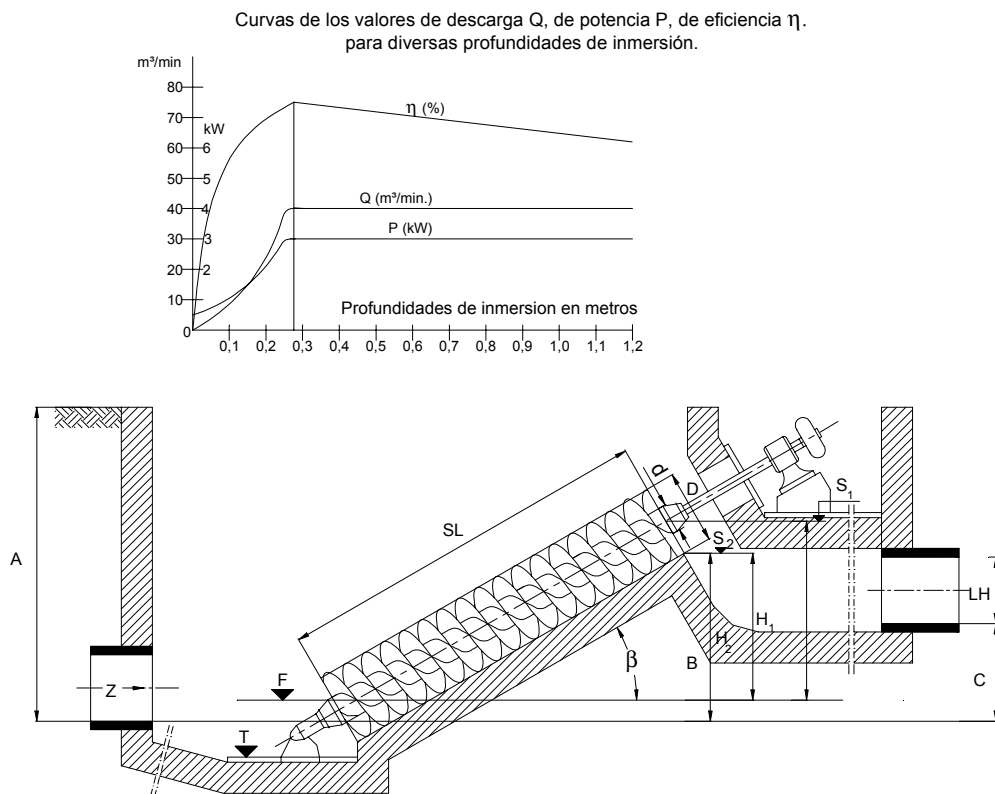
La elevación del líquido se logra mediante la fuerza tangencial transmitida al agua por la pared del tornillo, que la obliga a ascender mientras este gira. Siendo el agente motor principal la presión atmosférica, están indicados para alturas no mayores a los 6,00 m. En caso de superar esta diferencia de nivel, será necesario construir más etapas de bombas colocadas en serie, hasta llegar a la altura deseada.

El tornillo gira en una canaleta semicircular abierta en su parte superior, la cual puede ser construida de acero u Hormigón.

El tornillo puede ser movido mediante un motor eléctrico con reductor de velocidad. La parte superior del mismo debe colocarse lo suficientemente alta, de manera que para el máximo caudal, sea posible la descarga libre.

Los mejores rendimientos se logran para ángulos de inclinación con respecto a la horizontal entre 30° (más común) a 40°, variando el rendimiento entre el 60 y el 80 %.

La **Figura 132** presenta curvas típicas de rendimiento, caudal y potencia para distintas profundidades de inmersión y para un tipo determinado de equipamiento.



**Figura 132.** Curvas características de tornillos

De las curvas surge que son insensibles a las variaciones de las condiciones de trabajo dentro de ciertos límites. Además, no necesitan de pozos de aspiración, tienen buenos rendimientos y son montados sobre estructuras simples.

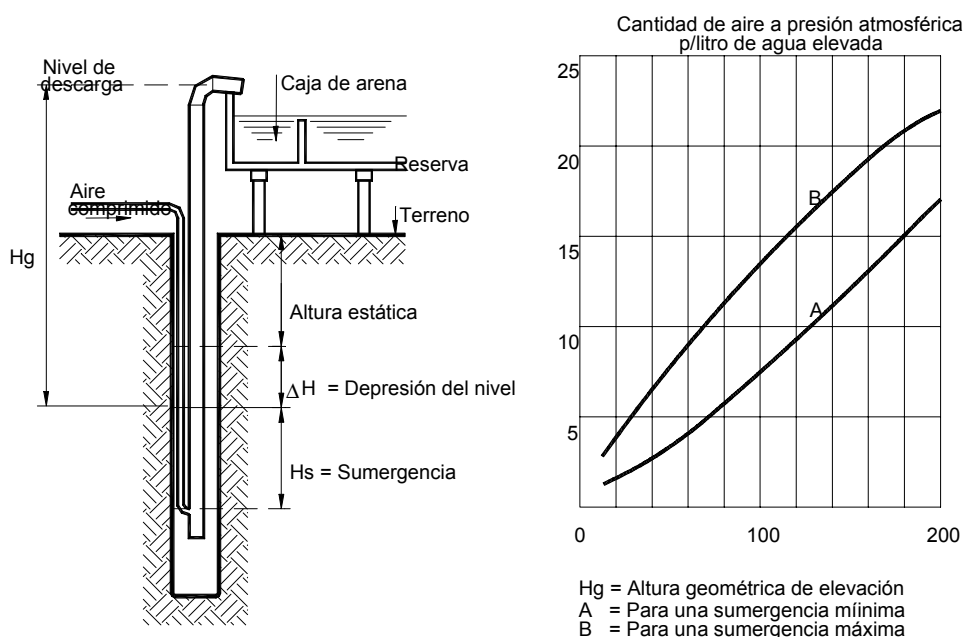
Las desventajas de estos sistemas es el elevado desgaste de sus piezas en líquidos con alto contenido de materiales granulares. Además el eje inferior rota dentro de una estructura totalmente sumergida en agua, lo que imposibilita su acceso para mantenimiento o reparación, debiendo el pozo de aspiración ser evacuado totalmente antes de realizar las tareas mencionadas. No son adecuados en sistemas cuyos caudales mínimos sean pequeños y hagan trabajar a las bombas en rangos de rendimientos bajos. Otra desventaja es que la máxima altura de elevación es de 6,00 m, lo que obligaría a encadenar varios sistemas en serie para mayores alturas. Esto resulta oneroso frente a instalaciones de bombas convencionales.

## 6. ELEVACIÓN DE AGUA A TRAVÉS DE AIRE COMPRIMIDO (SISTEMA AIR-LIFT)

El sistema es utilizado para la extracción de agua en pozos profundos. Se basa en la elevación del agua por disminución de su peso específico, a través de la incorporación de aire.

Las ventajas fundamentales de este sistema se encuentran en su gran capacidad para elevar, su simplicidad, seguridad y flexibilidad. El compresor de aire se coloca en la parte superior del pozo, por lo que su mantenimiento e instalación, son de fácil acceso. Su inconveniente fundamental es el rendimiento mecánico que es muy bajo, por lo que rara vez son utilizados para elevación de agua en forma permanente. Se utilizan mucho para desarrollar pozos recién construidos, en donde por la elevada cantidad de material granular, producirían efectos negativos en otro tipo de sistema de bombeo.

Se justificaría únicamente cuando se desea airear el líquido para eliminar algún gas o alguna sustancia abrasiva altamente perjudicial para las bombas convencionales. En la **Figura 133** se presenta este tipo de instalación.



(Ref: Manual de Hidráulica. José M. de Azevedo Netto)

**Figura 133.** Elevación del agua a través de aire comprimido

La submergencia dinámica es definida por la siguiente relación:

$$H_s / (H_g + H_s) = H_s / H_t$$

$H_s$  = altura de sumergencia

$H_g$  = altura geométrica de elevación

$$H_t = H_g + H_s$$

La submergencia de arranque será:

$$(H_s + \Delta H) / (H_g + H_s) = (H_s + \Delta H) / H_t$$

$\Delta H$  = depresión del nivel líquido en el pozo.

Las submergencias recomendadas para un correcto funcionamiento del equipamiento se detallan en el siguiente cuadro (Ref: Manual de Hidráulica. José M. de Azevedo Netto):

$H_g$ (m)	% Submergencia		Tipo de Compresor
	Mínima	Máxima	
5	55	70	1 estado
10	55	70	1 estado
20	50	70	1 estado
30	45	70	1 estado
45	40	65	1 estado
60	40	60	2 estados
90	37	55	2 estados
120	37	40	2 estados
150	35	45	2 estados

La cantidad de aire que es necesario incorporar, se determina a través de la siguiente relación:

$$V_a = 2,46 / C \cdot H_g / (\log ((H_s + 103,7) / 103,7)) = \text{volumen de aire expresado en Litros de aire por litro de agua elevado}$$

$H_g$  = altura geométrica en decímetros (dm)

$H_s$  = altura de sumergencia en decímetros (dm)

$C$  = coeficiente de afectación práctico comprendido entre 180 y 350 (valor medio 220)

La presión necesaria del compresor debe ser:

$$p = (H_s + h_f) / 0,7 = \text{presión del compresor}$$

$h_f$  = pérdidas de energía en la cañería de aire

La presión de arranque será siempre mayor a la de régimen, porque el nivel líquido dentro del pozo será el estático y no el dinámico. Se puede adoptar una inyección auxiliar en el arranque para optimizar las instalaciones y absorber el  $\Delta H$  únicamente en ese momento.

La potencia de los compresores se pueden obtener de la siguiente manera práctica:

Compresores de un estado: 6 a 8 HP por cada 1.000 L / min

Compresores de dos estados: 5 a 7 HP por cada 1.000 L / min

El dimensionamiento de la cañería de aire se realiza para velocidades entre 0,9 a 1,2 m/s y la pérdida de energía máxima se fija de 2,00 m.

Para determinar su diámetro, se puede utilizar el siguiente cuadro orientativo (Ref: Manual de Hidráulica . José de Azevedo Netto):

Diámetro (mm)	75	100	125	150	200	250	300
Caudal (L/s)	3,8	6,3	11,0	18,9	37,8	47,3	63,0

Si la cantidad de aire inyectada es mínima, puede producir un escurrimiento discontinuo, y si es muy elevada, una gran pérdida de energía en la canalización por rozamiento y desperdicio de aire, dada la incompleta expansión en la descarga.

En general aumentando la sumergencia se mejora la eficiencia del bombeo, aunque se incrementan las pérdidas por rozamiento, por entrada y las debidas a la incompleta expansión del aire en la descarga. Expresadas como porcentaje de energía eléctrica potencial total del aire, esas pérdidas son menores para mayores sumergencias, es decir, para mayores presiones de aire.

Para elevaciones moderadas hasta 90 m, la eficiencia en la incorporación del aire será del 70 % de la potencia. La eficiencia total del sistema resultará de multiplicar la anterior por la eficiencia del compresor, que se encuentra alrededor del 75 %.

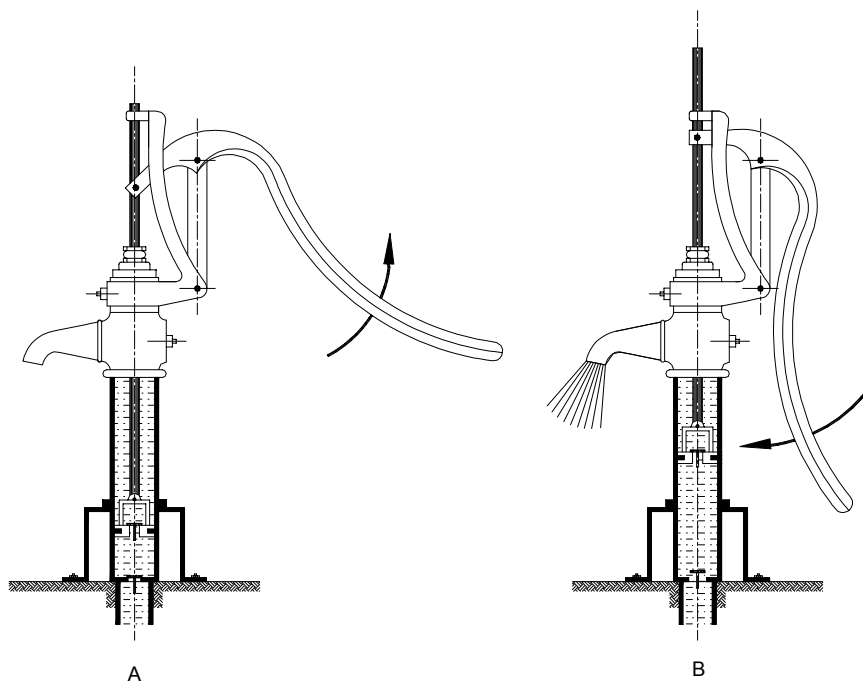
## 7. BOMBAS PARA ABASTECIMIENTOS RURALES

En zonas rurales alejadas de centros de distribución de energía eléctrica o con dificultades para mantener sistemas de bombeo convencionales, se busca que la provisión de agua sea efectuada por manantiales captados y conducidos por acción de la gravedad, sin necesidad de utilizar ningún equipamiento elevatorio de agua. Cuando esto no fuera posible, debe recurrirse al bombeo de la misma.

Se mencionan a continuación algunas bombas que pueden ser utilizadas en pequeñas comunidades rurales:

### 7.1. BOMBA DE PISTÓN MANUAL

Las bombas manuales pueden utilizarse para cualquier profundidad. Cuando el nivel de agua se encuentra a una distancia menor a 5,00 m de la superficie, no habrá inconvenientes y el pistón puede alojarse en la parte superior del pozo (ver **Figura 134**). Si el nivel es superior a los 5,00 m con respecto al de superficie, el cilindro debe conectarse a la cañería de bajada e instalarse dentro del pozo.



A= Carrera descendente: la cámara superior del cilindro se llena mientras la válvula situada en la base del cilindro permanece cerrada y la válvula del pistón abierta.  
B= Carrera ascendente: el agua de la cámara superior del cilindro es expulsada al exterior mientras la válvula situada en la base del cilindro permanece abierta y el agua penetra en la cámara inferior por el vacío producido al subir el pistón.

Cuando el cilindro está situado sobre el suelo, hace falta una válvula de aspiración para evitar el cebado.

**Figura 134.** Bombas a pistón manual

Las bombas que se hallan en niveles superiores, tienen que cebarse para iniciar la succión, porque frecuentemente las juntas se desgastan con el uso, penetrando aire al interior del cilindro con lo cual se produce la pérdida del vacío en el sistema. Para cebarlas se puede utilizar la misma cañería de impulsión, cuando la descarga se produce sobre un tanque que permanece siempre lleno de agua. En caso de descarga libre, es necesario cebar la bomba mediante otro sistema de operación, que hace muy difícil que el agua no pueda contaminarse en el proceso, por lo que desde el punto de vista sanitario, son mejores las que se encuentran sumergidas por debajo de los niveles líquidos y nunca necesitan ser cebadas.

El caudal de las bombas alternativas accionadas a mano, esta limitado por la fuerza que pueden ejercer los hombres, y cuando mayor sea la profundidad, menor cantidad de agua se podrá obtener. Como datos prácticos se pueden mencionar los siguientes:

- Cuando la bomba se encuentra en superficie y es accionada por un solo hombre, con una altura de elevación geométrica de 6,00 m, se obtiene aproximadamente 35 L / min.
- Cuando la bomba se encuentra en pozo profundo y es accionada por un solo hombre, con una altura de elevación geométrica de 30,00 m, se obtiene aproximadamente 6 L / min.
- Cuando la bomba se encuentra en pozo profundo, de cabeza rotativa, y es accionada por dos hombres, con una altura de elevación geométrica de 30,00 m, se obtienen aproximadamente 15 L / min.

Las bombas manuales llevan a veces una cámara de aire para asegurar una descarga uniforme y aumentar el rendimiento cuando alimentan una tubería elevadora.

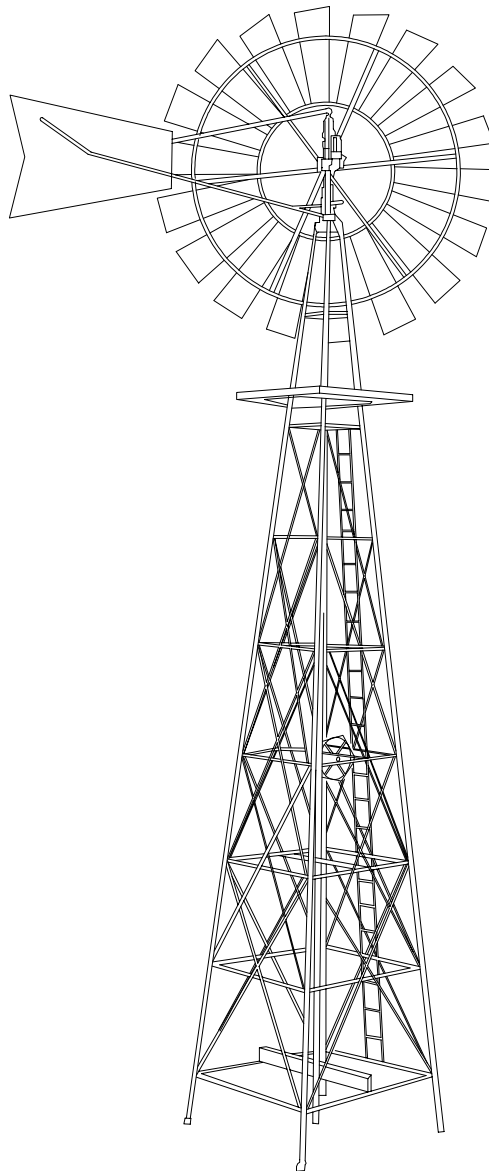
## 7.2. BOMBAS A PISTÓN ACCIONADAS CON MOLINOS DE VIENTO

El principio de funcionamiento es similar a las anteriores, pero el accionamiento de las mismas se realiza a través de la potencia eólica que transmiten los molinos de viento.

Siempre que sea posible hay que utilizar este tipo de energía que brinda la naturaleza libre de contaminantes atmosféricos. Se utiliza mayormente para elevar agua en viviendas rurales, granjas y pequeñas colectividades. Este método es excelente para extraer un caudal continuo de un pozo con muy escaso costo de explotación.

Para que sea efectivo este tipo de solución, es necesario que la zona en estudio presente vientos con más de 8 Km / h, durante el 60 % del tiempo. Se establece como conveniente tener una cisterna de almacenamiento de tres días, que compense los períodos donde no sopla el viento, con los que así lo hace.

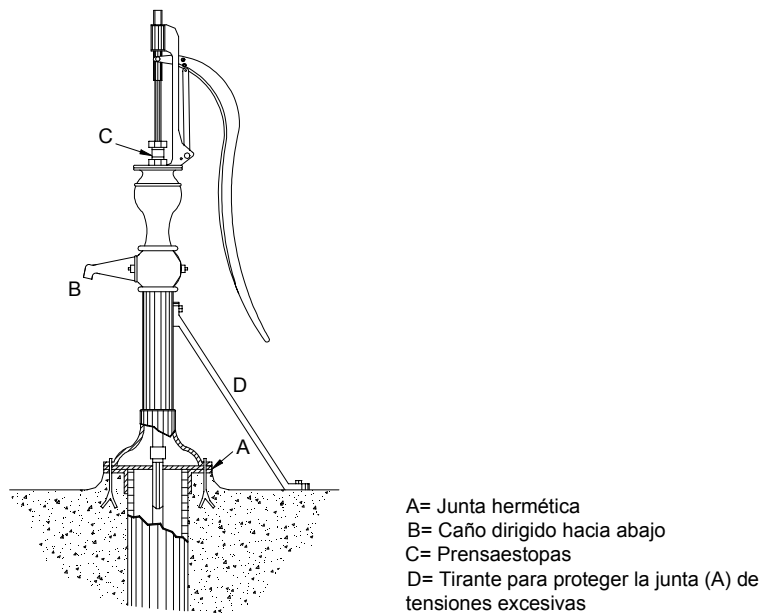
Es necesario que las paletas del molino se encuentren ubicadas sobre una torre de 4, 5 o 6 m de altura sobre los obstáculos, para permitir una buena exposición al viento. En la **Figura 135** se presenta el esquema típico de un molino de viento.



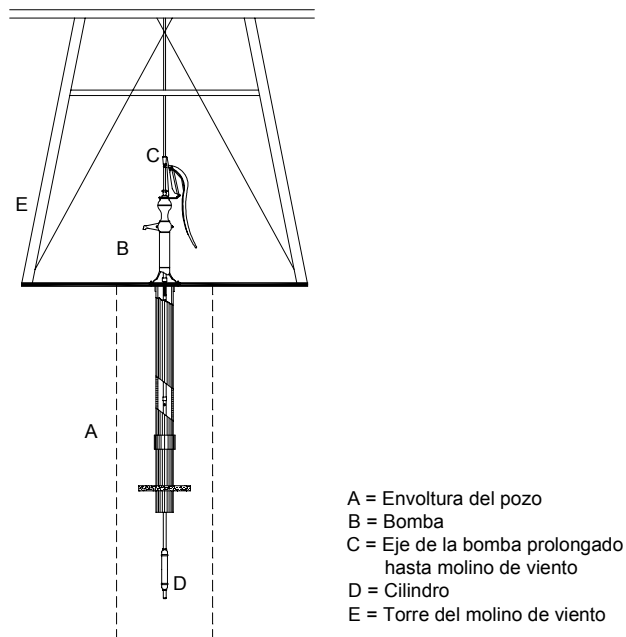
**Figura 135.** Molino de viento

En general las bombas que se utilizan en los molinos son alternativas tanto para el funcionamiento con viento, como para cuando este cese, pudiendo hacer funcionar el equipo en forma manual o con animales.

Los equipos están provistos de vástagos que se prolongan por encima de la guía superior y tienen en su extremo un agujero de conexión con el eje del molino. En las **Figura 136** y **Figura 137** se presenta una instalación típica de molinos de viento con su respectiva bomba y pozo.



**Figura 136.** Bomba de pistón para molino de viento y accionamiento manual



**Figura 137.** Bomba de pistón para molino de viento y accionamiento manual

De acuerdo a las características del molino, la razón de engranajes varía de uno a otro, pudiendo dar una embolada por cada revolución de las paletas, o tres o cuatro, por cada una de ellas. Los primeros requieren vientos más fuertes y veloces, mientras que los segundos son óptimos en zonas de vientos suaves de poca velocidad.

Los molinos se construyen para que la rueda de paletas gire libremente, respondiendo con rapidez a los cambios de dirección del viento. Además, disponen de elementos de seguridad que ladean las ruedas, cuando el viento excede velocidades superiores a los 48 a 56 Km / h. La lubricación de todo el mecanismo puede hacerse desde la superficie del suelo, mediante una bomba de engrase.

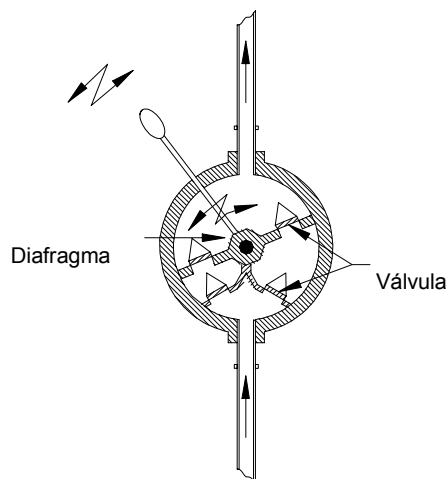
El tamaño de los molinos de viento puede expresarse por el diámetro de sus ruedas y paletas que pueden variar entre 1,50 a 9,00 m. Como ejemplo se menciona que un molino de 3,00 m acoplado a una bomba alternativa de 75 mm de diámetro, produce unos 750 L / h cuando la velocidad del viento es de 16 Km / h, y puede elevar 11.350 L / d a una altura geométrica de 24,00 m. Un molino de 150 mm de diámetro puede elevar hasta 60.560 L / d a una altura geométrica de 37,00 m.

Al encargar un molino de viento, debe indicarse la velocidad de diseño del mismo, además de todos los datos necesarios para el correcto funcionamiento de las instalaciones (caudal, altura geométrica etc.).

### 7.3. BOMBAS DE DIAFRAGMA

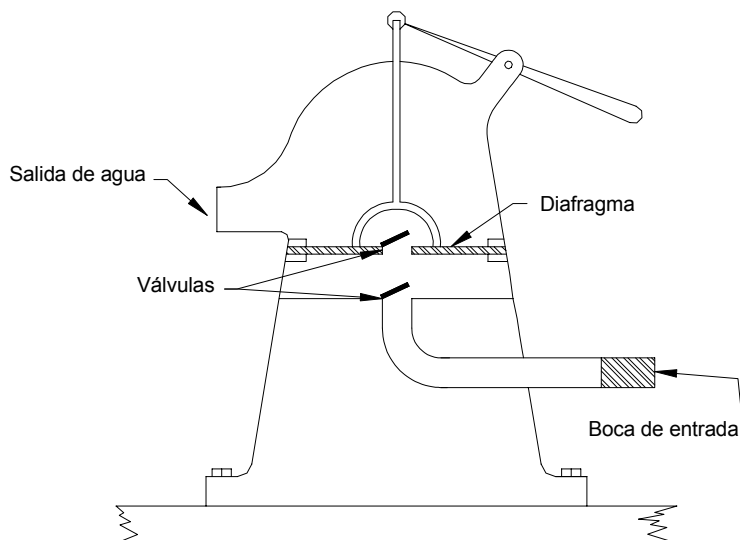
Se dispone de dos tipos de bombas de diafragma: las de diafragma rígido y diafragma flexible. Su funcionamiento se basa en el movimiento oscilante que produce un diafragma.

Las bombas denominadas reloj (ver **Figura 138**) tienen un diafragma metálico rígido de bronce que posee en su interior dos válvulas del mismo material. El diafragma está unido al exterior mediante una palanca que se acciona con movimiento de vaivén. Son bombas utilizadas para la elevación de pequeños caudales.



**Figura 138.** Bomba tipo reloj

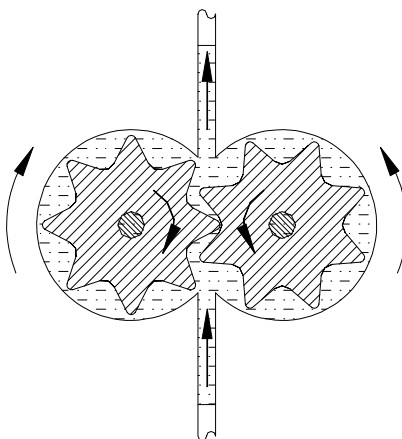
Entre las bombas de diafragma flexible se encuentran las de tipo sapo, con un diafragma de cuero o goma cuyo esquema se encuentra en la **Figura 139**.



**Figura 139.** Bomba a diafragma tipo sapo

#### 7.4. BOMBAS DE ROTOR

Son bombas que producen la aspiración y elevación del agua por el movimiento circular de dos engranajes que giran ajustados contra una carcasa. El líquido es bombeado a través de la compresión producida por los dientes del engranaje que al ingresar periféricamente, es arrastrado por el efecto mencionado. Se utilizan poco en agua potable siendo más frecuentes en usos industriales. En la **Figura 140** se presenta un esquema de funcionamiento de este tipo de máquina.



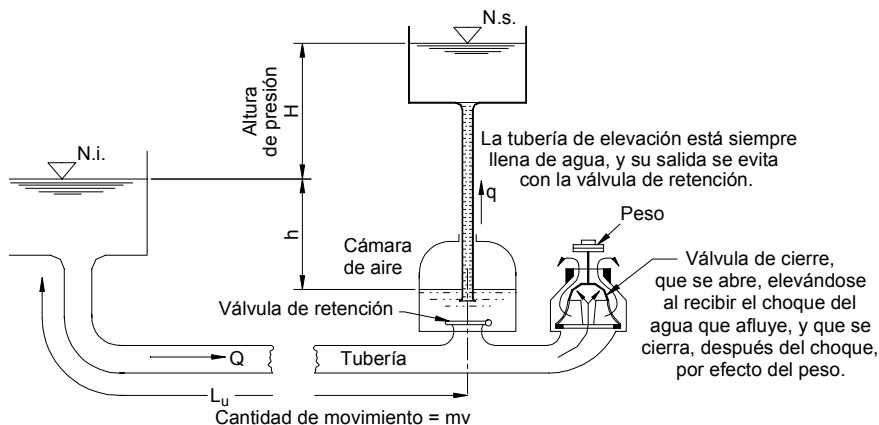
**Figura 140.** Bombas de rotor

El líquido es impulsado por la compresión sobre el tubo de elevación y su rendimiento máximo se alcanza para alturas entre 8,00 a 10,00 m, con movimiento rotacional entre 30 a 40 rpm.

## 7.5. BOMBAS DE ARIETE HIDRÁULICO

Esta máquina ideada en el año 1.796, por José Miguel y Jacobo Esteban Montgolfier Ingenieros Franceses, permite elevar agua a través del fenómeno de “golpe de ariete hidráulico”.

Esta maquinaria ofrece como ventaja fundamental la no utilización de otro tipo de energía, ya que la misma se obtiene a través de la compresión del agua. La desventaja es que no siempre es posible elevar el agua posicionando la carga y descarga de la bomba, y los estanques, como se observa en la **Figura 141**.



**Figura 141.** Esquema de bombas de ariete hidráulico

El mecanismo fundamental del proceso es la válvula de cierre o derrame que permite la descarga del líquido periódicamente. Esta posee un peso en el extremo que deja que circule el agua que viene del depósito inferior. Cuando esta adquiere una velocidad determinada que produce una fuerza de choque igual al doble de la estática, levanta el contrapeso cerrando la cañería y produciendo un efecto de golpe de ariete, que hace abrir la válvula del depósito que contiene aire en su parte superior, permitiendo el ingreso de una pequeña cantidad de agua que comprime el colchón de aire existente en la cámara, y al expandirse nuevamente, hace que se vuelva a cerrar la válvula e impulse el agua a través de la tubería de descarga hacia el tanque superior.

El agua al perder su velocidad dentro de la cañería, no produce más carga que la estática, por lo que la válvula de cierre de la salida se abre (contrapeso caído), dejando circular el agua hasta que se vuelva a cerrar (contrapeso levantado) para la máxima velocidad de circulación en la cañería, repitiéndose el fenómeno indefinidamente.

El rendimiento de estas máquinas es generalmente muy bajo para grandes alturas, dado que de toda el agua que recibe el tubo de alimentación, sólo una pequeña proporción es aprovechada, derramándose la mayor cantidad por la válvula de cierre o derrame.

Para calcular la cantidad de agua necesaria a tomar del reservatorio inferior “Q” y el caudal de agua a impulsar al superior “q”, así como la altura de caída o salto “h”, y la altura de elevación “H”, rige la siguiente igualdad:

$$q \cdot H = \eta \cdot Q \cdot h$$

q = caudal de agua a impulsar

Q = caudal de agua a extraer del reservorio inferior

H = altura de elevación

h = altura de caída

$\eta$  = rendimiento del ariete

Según Eytelwein el coeficiente  $\eta$  adquiere el siguiente valor:

$$\eta = 1,12 - 0,2 \cdot (H / h)^{1/2}$$

El Ingeniero Wodicka recomienda para instalaciones antiguas, reducir el coeficiente anterior un 20 % o sea:

$$\eta_1 = 0,8 \cdot \eta$$

El rendimiento del ariete varía entre el 20 al 70 %, decreciendo para un incremento de la relación H / h.

Para determinar el diámetro de las cañerías, tanto de alimentación como de impulsión, se pueden utilizar las siguientes fórmulas empíricas:

$$d_a = 300 \cdot Q^{1/2} = \text{diámetro de la alimentación (mm)}$$

$$d_i = \frac{1}{2} \cdot d_a = \text{diámetro de la impulsión (mm)}$$

$$Q = \text{caudal de alimentación (m}^3 / \text{min)}$$

La distancia entre el salto y el ariete no debe ser inferior a 15,00 m, estableciéndose la siguiente relación:

$$l_m = H + 0,3 \cdot H / h = \text{distancia mínima entre salto y ariete}$$

Para poder elegir una mejor bomba, la cámara de aire o campana tendrá que tener un volumen igual a la capacidad del tubo de elevación:

$$V = \pi \cdot d_1^2 / 4 \cdot l_1 = \text{volumen de la cámara de aire}$$

$$d_1 = \text{diámetro de la cañería de impulsión}$$

$l_1$  = longitud de la cañería de impulsión.

Como ejemplo se puede mencionar que para un caudal de alimentación de  $Q = 120$  l/min, altura de elevación  $H = 30,00$  m y altura de caída o salto de  $h = 6,00$  m, el caudal elevado será igual a  $q = 16$  L / min o sea 13,3 % del caudal  $Q$ .

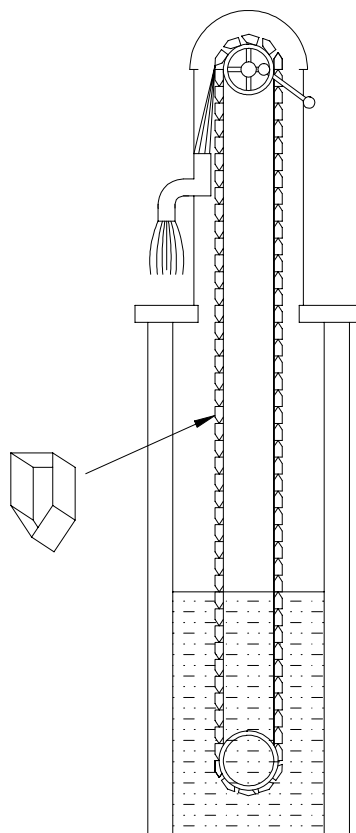
El diámetro del tubo de aspiración será de 100 mm y la del tubo de impulsión de 50 mm. El Volumen de la cámara será de 60 L.

El rendimiento del ariete será:

$$v = q \cdot H / (Q \cdot h) = 16 \cdot 30 / (120 \cdot 6) = 0,66 = 66 \%$$

## 7.6. NORIA DE CANGILONES

La noria de cangilones esta conformada por recipientes que se encuentran adheridos a una cadena sin fin colocada verticalmente. Al rotar ésta a través de una rueda dentada, va llenando los cangilones que se encuentran sumergidos, transportándolos hasta la parte superior en donde se descarga el líquido. En la **Figura 142** se presenta un esquema de este tipo de instalación.



**Figura 142.** Noria de cangilones

La capacidad de la noria puede ser calculada de acuerdo a la siguiente relación:

$$Q = \alpha \cdot n \cdot c = \text{caudal a elevar}$$

$\alpha$  = rendimiento = 0,70 a 0,80

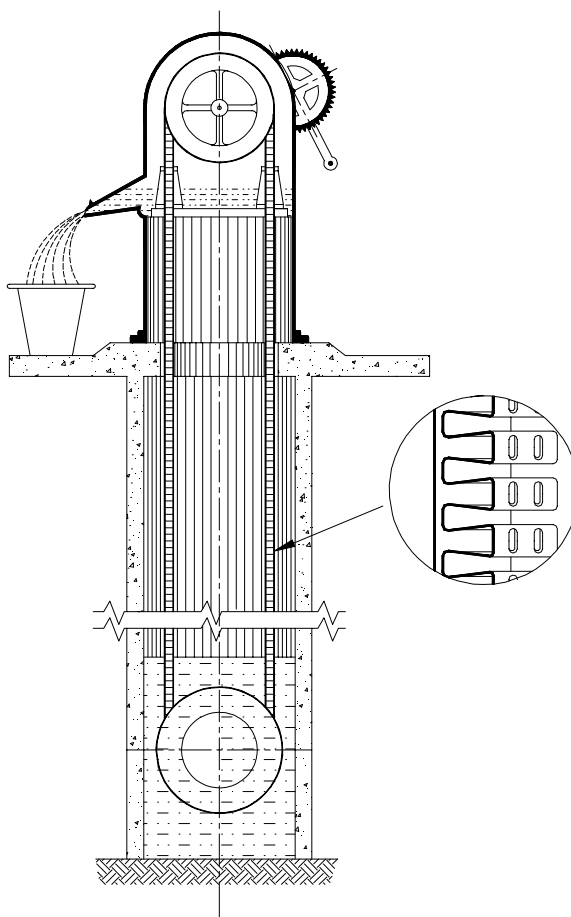
$n$  =  $v_p / d_b$  = número de baldes por unidad de tiempo

$v_p$  = velocidad periférica

$d_b$  = distancia entre baldes

$c$  = capacidad de cada balde

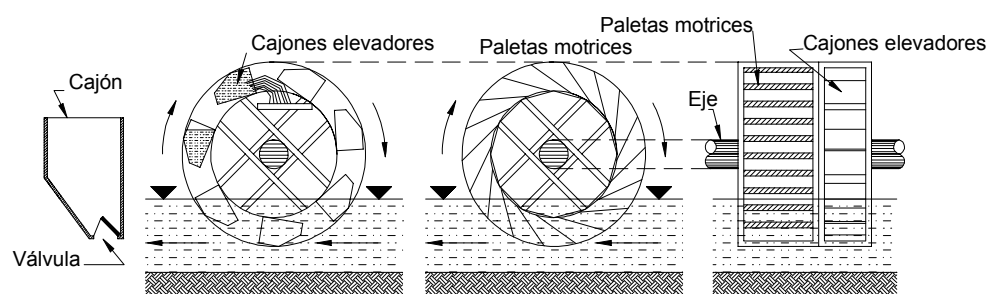
Una variante de la Noria de cangilones es la Noria de discos formada por una serie de pistones o discos de goma, cáñamo o madera fijados a una cadena sin fin, que transporta el agua hacia la parte superior por la adherencia del líquido a los pliegues, como consecuencia de la tensión superficial del agua. (Ver **Figura 143**).



**Figura 143.** Variante Noria de cangilones

## 7.7. RUEDAS MIXTAS

Este tipo de bomba simple permite elevar agua utilizando la fuerza hidrodinámica de los cursos de agua. En la **Figura 144** se presenta este tipo de dispositivo.



**Figura 144.** Ruedas mixtas

## 8. BIBLIOGRAFÍA

- Abastecimiento de agua en zonas rurales y en pequeñas comunidades. E.G. Wagner y J.N. Lanoix. Organización Mundial de la Salud. Ginebra. 1961.
- Aguas Subterráneas y Poços Tuburdes. Traducción por UOP. Johnson Division Saint Paul, Minnesota. CETESB. São Paulo, Brasil. 1974.
- Análise de transientes hidráulicos em instalações de bombeamento. José María Costa Rodrigues. Planhidro Engenheiros Consultores SA. Brasil. 1974
- Centrifugal Pump Design. KSB.
- Centrifugal Pump Lexicon – KSB. Editado por Klein, Schanzlin & Becker. Aktiengesellschaft, Frankenthal, Federal Republic of Germany. 1975.
- El Golpe de Ariete en Impulsiones. Enrique Mendiluce Rosich. Librería editorial Bellico. Madrid. 1987.
- Estaciones Elevadoras y Bombas para Abastecimiento de Agua. Universidad de Buenos Aires, Facultad de Ingeniería, Departamento de Hidráulica. Escuela de Ingeniería Sanitaria. Organización Panamericana de la Salud. 1968.
- Estações Elevatórias de Esgotos. FESB. Centro Tecnológico de Saneamento Básico. Eng. Adilson Coutinho Serôa da Motta. 1970.
- Folletos de divulgación del Golpe de Ariete en Tuberías. Ing. Hugo C. Albertelli, Ing. Jorge Linares e Ing. Julio Santa María. Hidrosud S.A. 1976.
- Golpe de Aríete em Linhas de Recalque. Eng. Eduardo Gomes Dos Reis. Revista DAE. 1974.
- G.T.Z. Cooperación Técnica República Federal de Alemania. Módulos para capacitación de personal de servicios de abastecimiento de aguas a países en desarrollo. Conocimiento especializado. Programa de Salud Ambiental, CEPIS, OPS, G.T.Z. 1988.
- Hidráulica Agrícola. Ricardo Behr. Editorial Salvat Editores S.A. 1954.
- Hidráulica Básica. Rodrigo de Melo Porto. Publicação EESC – USP. São Carlos, SP, Brasil. 1998.
- Hidráulica y construcciones hidráulicas. A Schäfer. Editorial Laber S.A. 1959.
- Hidráulica. Albert Schlag. Editorial Limusa. Wiley S.A. México. 1966.
- Manual de Hidráulica. J. M. de Azevedo Netto. Editora Edgard Blüchen Ltda. 1977.
- Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas. Segunda Edición. Claudio Mataix. Editorial Harla. México. 1982.

- Métodos de Equacionamiento de reservatórios Hidropneumáticos. Reinaldo Miller Martins. XVIII Congreso Interamericano de Ingeniería Sanitaria y Ambiental. Panamá. 1 – 6 de Agosto. 1982.
- Normas de Estudio, criterio de diseño y presentación de proyectos de desagües cloacales para localidades de hasta 30.000 habitantes. COFAPyS - 1992.
- Publicación Científica N° 145. Organización Panamericana de Salud. 1966.
- Tratado de Hidráulica Aplicada. Herbert Addison. Editorial Gilisa.