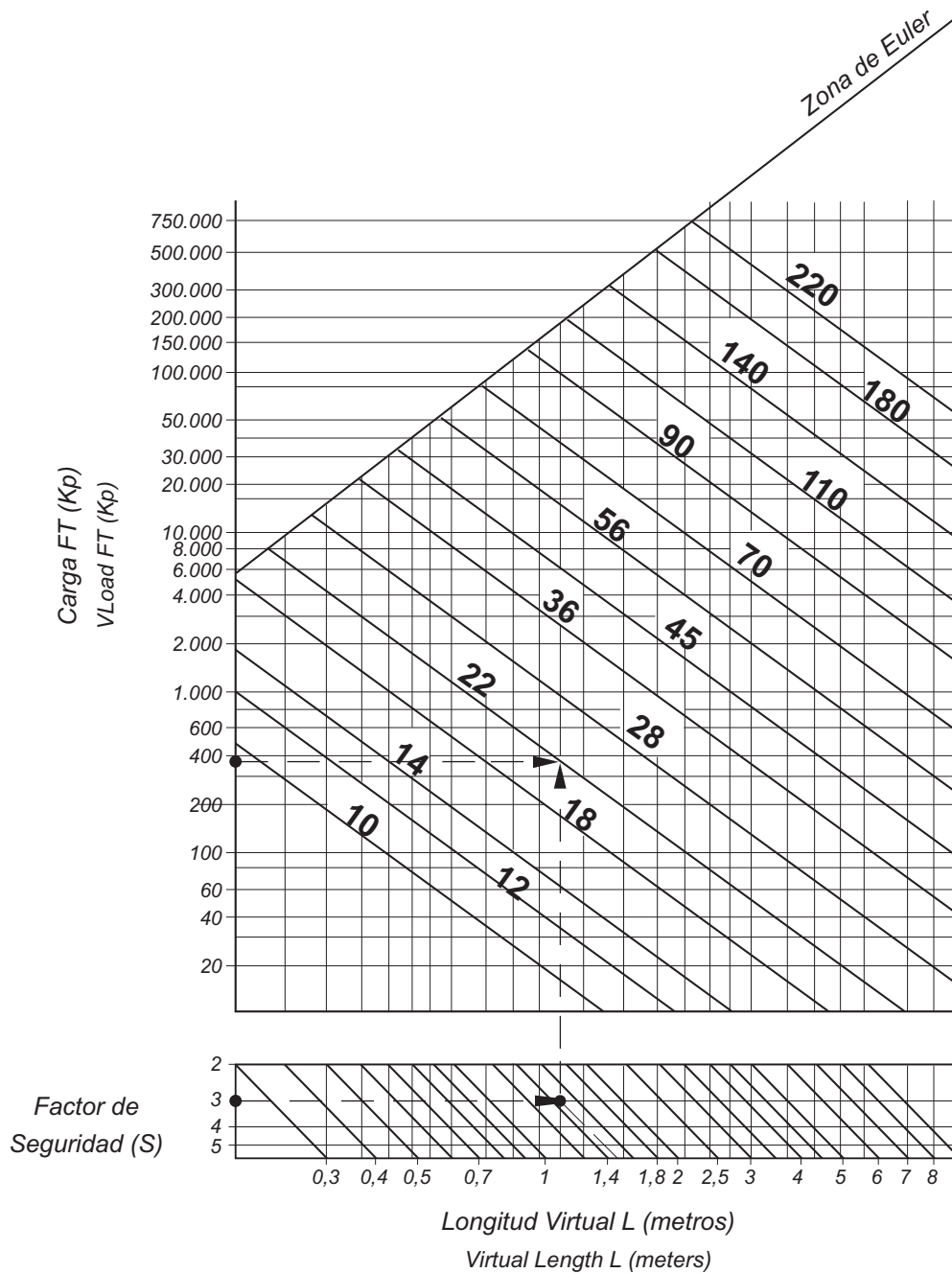


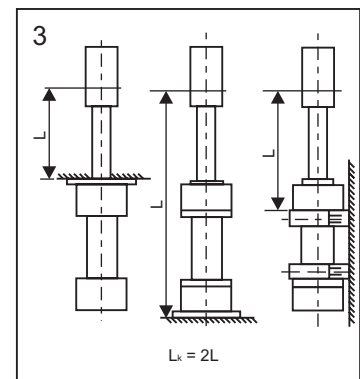
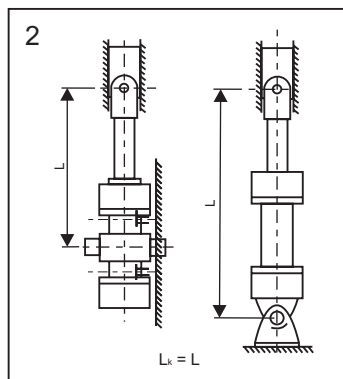
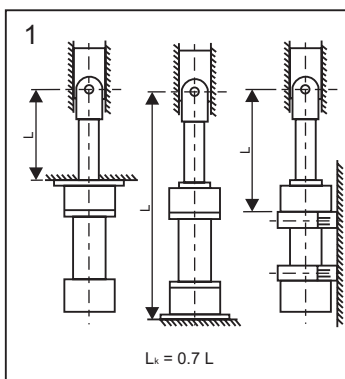


PANDEO GRÁFICO / BUCKLING DIAGRAM



Influencia del tipo de fijación sobre la longitud de pandeo:

Influence of the mounting type on the buckling length:





EJEMPLO DE CALCULO

Supongamos que queremos un cilindro ISO 6020/1 tipo MF2 con rótula ISO 6982 que efectúe una fuerza de empuje $F = 150\text{kN} \sim 15300\text{ kp}$, y que desarrolle una carrera de 1000 mm de longitud.

Con la tabla de fuerzas (tabla 1) comparamos a que dimensiones de desarrolla la fuerza de 150 kN, esta está en un cilindro de diámetro $\varnothing 125$, el cual tiene vástagos de $\varnothing 70$ y $\varnothing 90$, y que necesita una presión teórica de

$$p = F_1(kp) / S_1(cm^2) = 124.766bar$$

Ahora se hará la comprobación de que vástago se necesita para poder aguantar el pandeo según el tipo de fijación de cilindro a la máquina, calculamos la L (longitud entre fijaciones), $L = ZF + Carrera + CH = 357 + 1000 + 140 = 1497\text{ mm}$, en donde las cotas ZF y CH se obtienen de las *tablas interiores de dimensiones del cilindro 125*. Con esta medida sacamos la longitud virtual de pandeo (L_k), $L_k = 0.7 L$ (según fig.1) = $0.7 \cdot 1497 = 1047.9\text{ mm} \sim 1.1\text{m}$

Nos situamos en la gráfica (fig.2) y con $L_k = 1.1\text{m}$, un coeficiente de seguridad 3 y la Fuerza de empuje $F = 15300\text{ kp}$, hallamos que el mínimo vástago para que no sufra rotura por pandeo debe ser de $\varnothing 36\text{mm}$, como anteriormente nos ha salido $\varnothing 70$ y $\varnothing 90$, utilizamos el vástago más pequeño aun estando este sobredimensionado.

EXAMPLE OF CALCULATION

Let us suppose that we want an ISO 6020/1 cylinder of the MF2 type with an ISO 6982 ball joint with a push force $F = 150\text{ kN} \sim 15300\text{ kp}$ with a course capacity of 1000 mm long.

Using chart 1, we can compare at which dimensions the force of 150 kN is attained. This force would be attained with a cylinder with a diameter of $\varnothing 125$, with $\varnothing 70$ and $\varnothing 90$ rods, and needs a theoretical pressure of

$$p = F_1(kp) / S_1(cm^2) = 124.766bar$$

Now, we must check which rod is most suitable to resist the buckling according to the type of mixture used to join the cylinder to the machine. We calculate L (length between fixtures),

$L = ZF + Stroke + CH = 357 + 1000 + 140 = 1497\text{ mm}$, where the dimensions ZF and CH are obtained from the dimension charts of the interior of cylinder number 125. with this measurement, we can now calculate the virtual buckling length

(L_k), where $L_k = 0.7 L$ (according to pict.1) = $0.7 \cdot 1497 = 1047.9\text{ mm} \sim 1.1\text{m}$

Based on the graph (pict. 2) and taking into account that $L_k = 1.1\text{m}$, with a safety coefficient of 3 and a push force $F = 15300\text{ kp}$, we find out that the minimum rod diameter needed to avoid breakage due to buckling should be of $\varnothing 36\text{mm}$. As previously we had $\varnothing 70\text{mm}$ and $\varnothing 90\text{mm}$, we should then use the smallest rod, even though it is oversized.