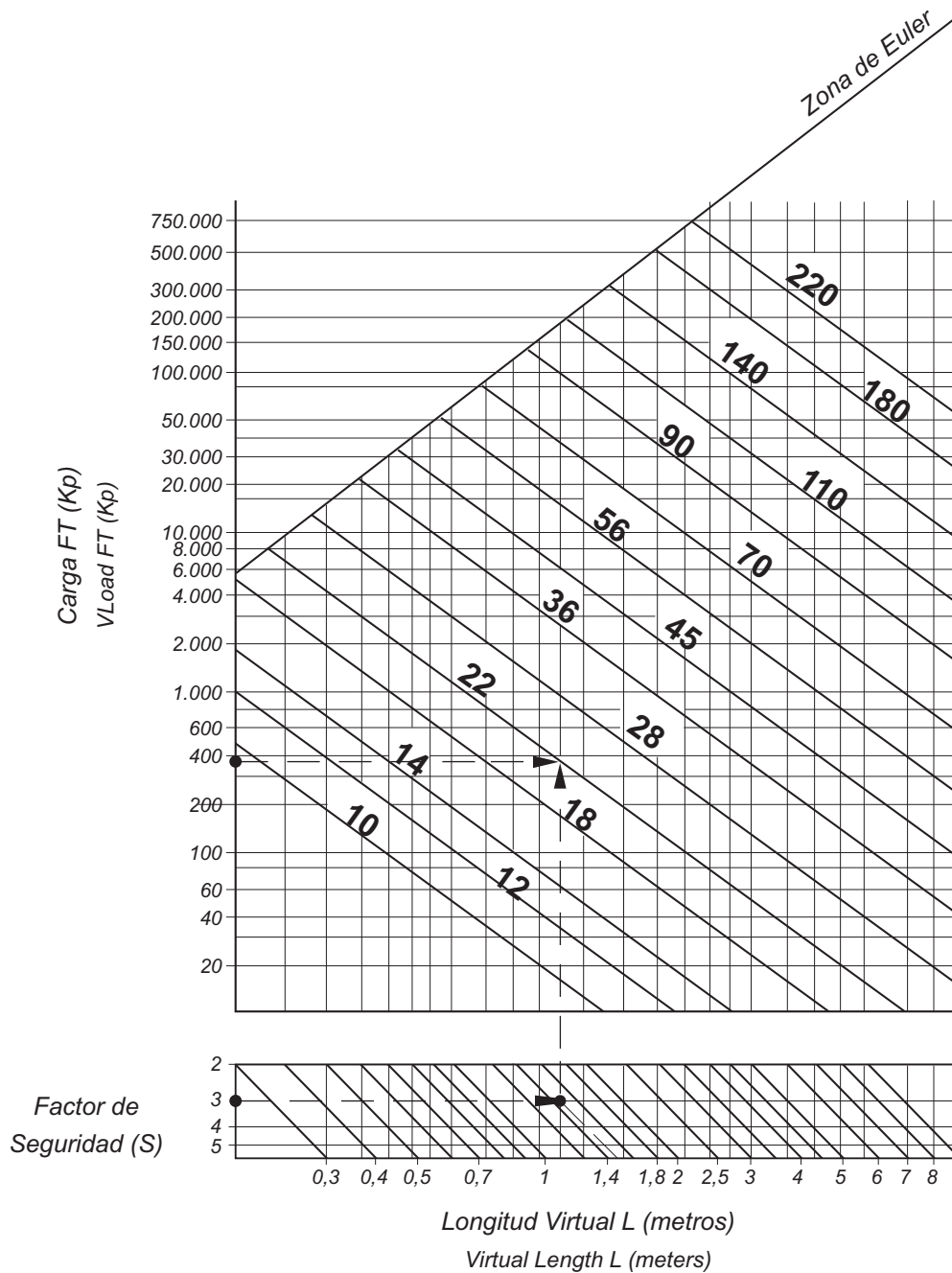


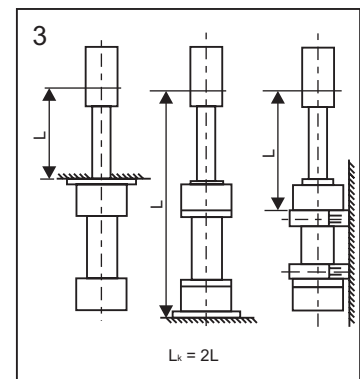
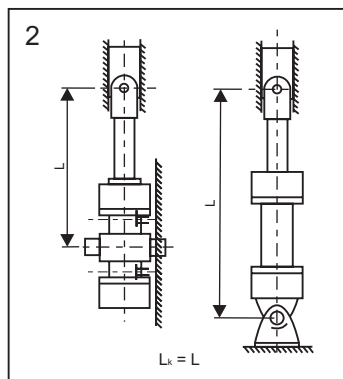
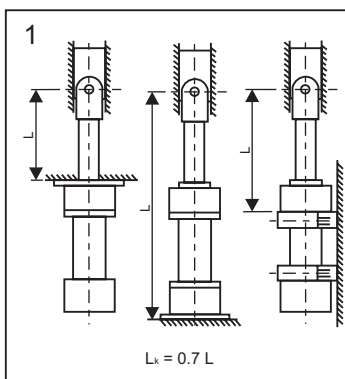


## PANDEO GRÁFICO / BUCKLING DIAGRAM



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.