

3. Plot d'interdiction de circulation

Le schéma ci-dessous (figure 1) représente la chaîne d'énergie d'un dispositif urbain d'interdiction de circulation. Ce dispositif est constitué d'un plot escamotable motorisé dont voici quelques caractéristiques extraites du cahier des charges :

Temps de sortie (ou de rentrée) : 6 s maximum

Hauteur de la borne sortie correspondant à la course de la borne : 500 mm

Diamètre de la borne : 210 mm

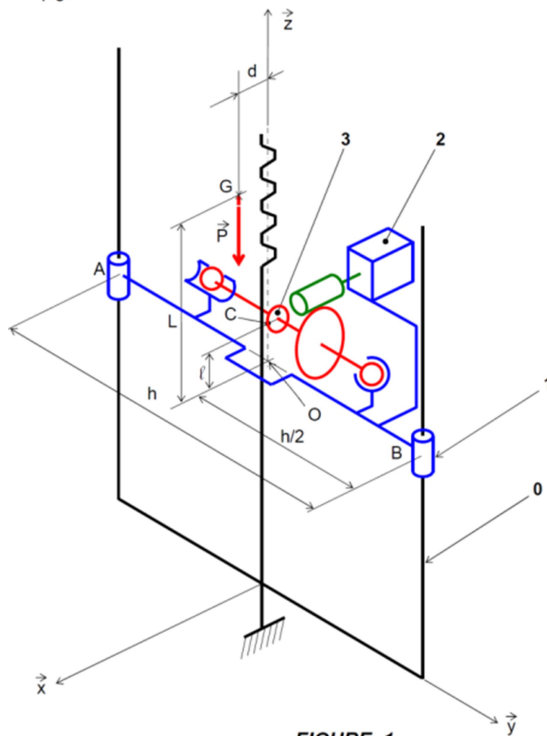
Poids maximum soutenu avec le plot relevé : 80 daN

Poids maximum supportable sur le plot abaissé : 15 000 daN

Poids maximum supportable lors de la montée du plot : 80 daN maximum en fin de course

Autonomie du plot : 100 cycles par jour en été et 50 cycles par jour en hiver

- 0 : bâti
- 1 : chariot
- 2 : motoréducteur
- 3 : pignon



$$\begin{aligned}\vec{OA} &= -\frac{h}{2}\vec{y} \\ \vec{OB} &= \frac{h}{2}\vec{y} \\ \vec{OC} &= r\vec{z} \\ \vec{OG} &= d\vec{x} + L\vec{z}\end{aligned}$$

Le diamètre de la roue 3 est de 60 mm

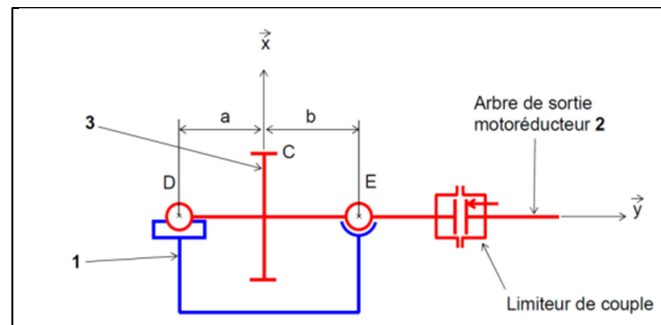
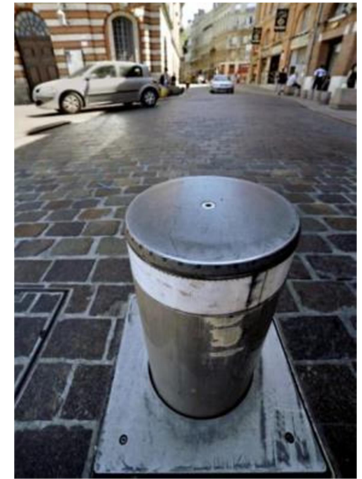
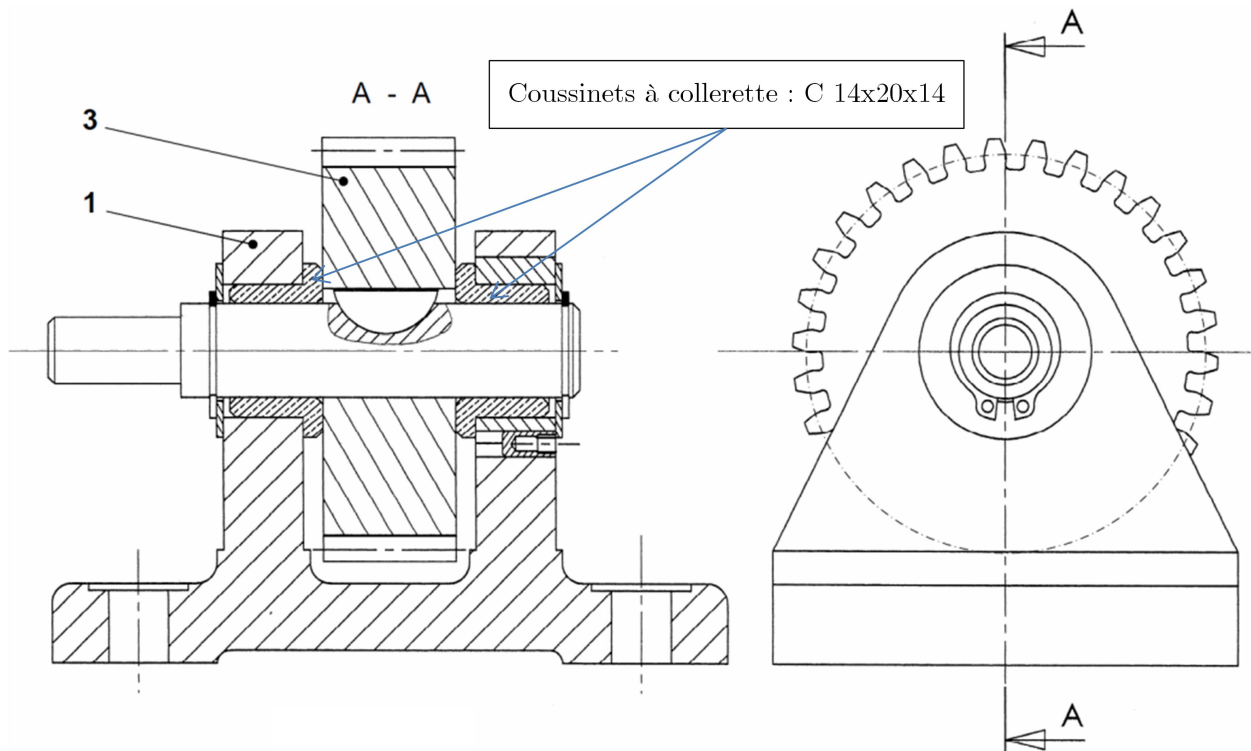


FIGURE 1

On s'intéresse plus particulièrement dans cette étude au guidage de l'arbre portant le pignon 3 du système pignon crémaillère. On envisage dans un premier temps un guidage par coussinets autolubrifiants.



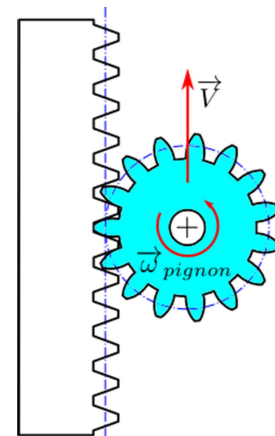


On admettra que la force radiale appliquée sur chaque coussinet vaut : $F_r = 175 \text{ N}$.

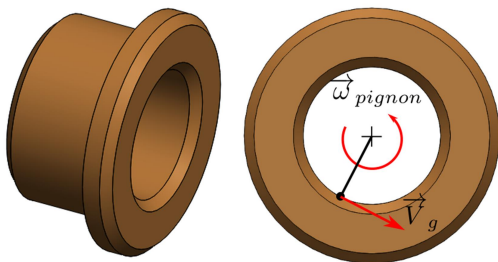
➔ Déterminer la vitesse de montée de la borne $V_{G,1/0}$ ainsi que la vitesse angulaire de l'arbre $\omega_{3/1}$. En déduire la vitesse de glissement au contact entre l'arbre et le coussinet.

On annonce un temps de sortie de 6 s pour une borne de hauteur 500 mm. La vitesse de déplacement vertical (supposée identique pour une phase de descente ou de montée) est donc de $83,3 \text{ mm.s}^{-1}$.

Dans une phase de mouvement de la borne (en montée ou en descente), tout se passe comme si il y avait roulement sans glissement du pignon sur la crémaillère en considérant le plan au primitif de la crémaillère et le cylindre au primitif du pignon (voir cours sur les transmissions au S7). Ainsi, on peut déterminer la vitesse angulaire du pignon en utilisant la valeur de son rayon au primitif (30 mm ici) :



$$V = R_{\text{primitif}} \omega_{\text{pignon}} \text{ on trouve alors : } \omega_{\text{pignon}} \simeq 2,778 \text{ rad.s}^{-1}$$



La vitesse de glissement de l'arbre sur la face intérieure des coussinets peut alors être déterminée :

$$V_g = R_{\text{coussinet}} \omega_{\text{pignon}} = 14 \cdot 2,778 = 38,89 \text{ mm.s}^{-1}$$

➔ Déterminer la pression spécifique p appliquée à un coussinet.

Le terme de « pression spécifique » utilisé dans la documentation constructeur correspond bien sûr à la pression diamétrale. Celle-ci correspond à un modèle de répartition de pression uniforme sur un demi-cylindre (modèle critiquable, on l'a vu).

Pour calculer cette pression, on a besoin de connaître l'effort radial appliqué à chaque coussinet à collerette. On fait pour cela l'hypothèse que cet effort correspond au poids soutenu par le guidage, c'est-à-dire 80 daN. On suppose également (la géométrie du système ne contredit pas cela) que cet effort est équitablement réparti sur les deux coussinets. Chaque coussinet supporte donc une force radiale de 400 N. Comme le diamètre intérieur est connu (14 mm), on est en mesure de calculer cette pression

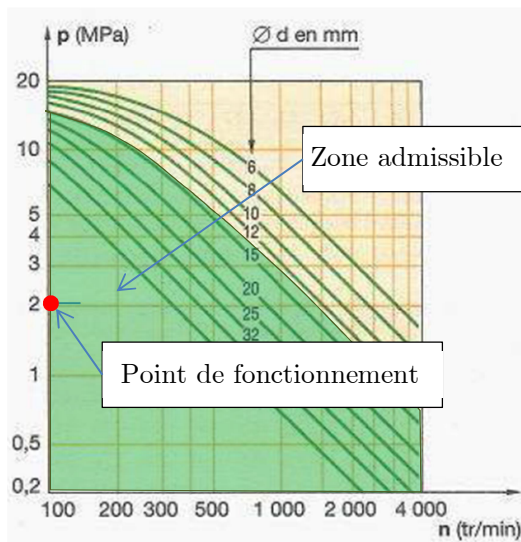
$$\text{diamétrale : } p = \frac{F}{D \cdot L} = \frac{400}{14 \cdot 14} \simeq 2,041 \text{ MPa}$$

Cette valeur de pression semble modeste au regard des pressions usuellement considérées pour des coussinets. Il faut néanmoins vérifier les 3 critères pour nous assurer du bon dimensionnement des coussinets.

➔ Effectuer toutes les vérifications préconisées en annexe et conclure sur la validité de la référence choisie par le concepteur du plot.

La pression et la vitesse de glissement étant connus, il est possible de trouver le point de fonctionnement

sur l'abaque du fabricant (la fréquence de rotation de l'arbre est $\frac{60}{2\pi} \omega_{\text{pignon}} = 26,53 \text{ tr.min}^{-1}$:



L'arbre tournant à très faible vitesse, on constate que seule la pression est réellement dimensionnante.

Comme le point de fonctionnement est dans la zone admissible, le choix des coussinets est validé.

Pour minimiser les pertes par frottement dans la liaison pivot entre les sous-ensembles 1 et 3 en vue d'augmenter l'autonomie du système, le fabricant propose de remplacer la solution actuelle par l'intégration de roulements à une rangée de billes à contact radial (ce choix se justifie par le fait que les roulements ne subiront que des efforts radiaux).

➔ Décrire la méthode de dimensionnement des roulements en précisant la relation utilisée pour leur vérification.

Pour dimensionner les roulements, on peut commencer par vérifier la charge statique C_0 . Si cette charge est validée, on peut déterminer la charge dynamique équivalente P . La valeur de P permettra d'estimer la durée de vie en utilisant la valeur de la charge dynamique de base C (correspondant à la charge appliquée au roulement pour atteindre un million de tours de fonctionnement).

On donne la charge dynamique de base de chaque roulement : $C = 510 \text{ daN}$.

➔ En déduire le nombre d'heures de fonctionnement et conclure.

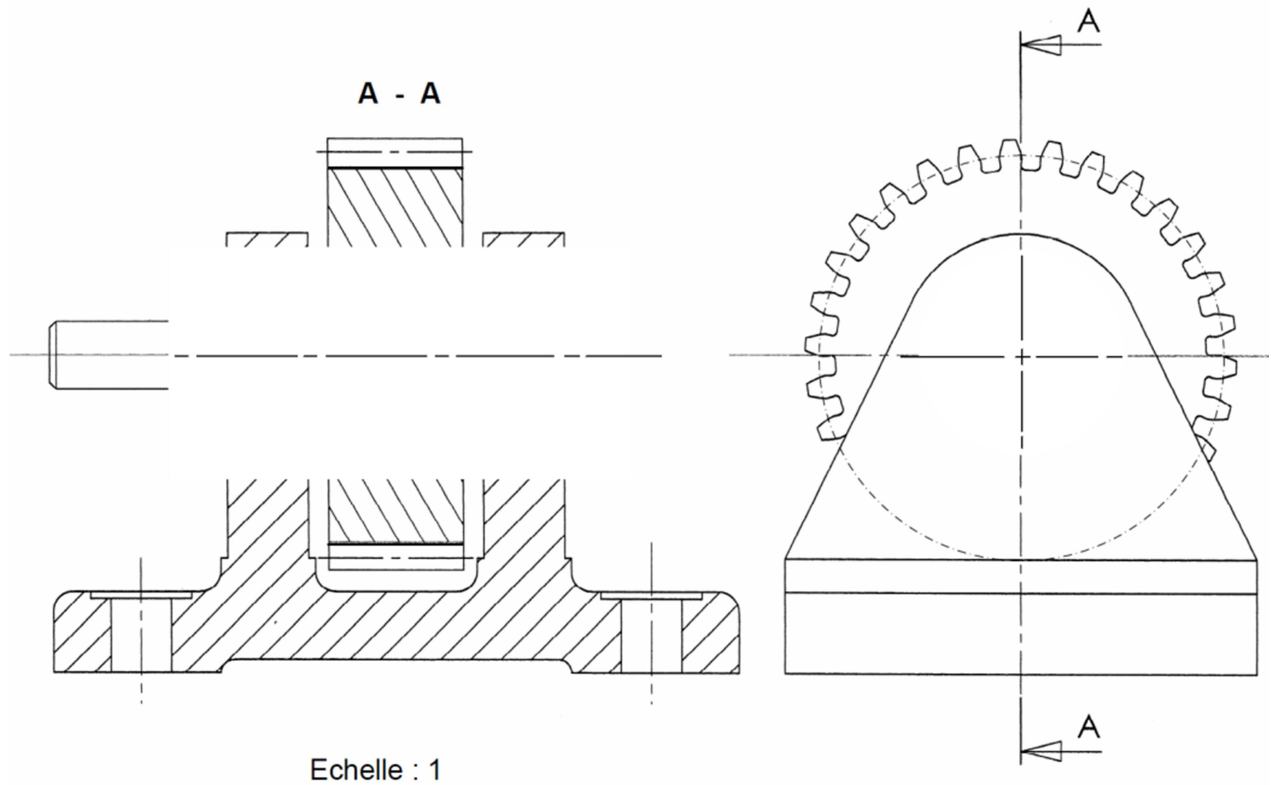
Dans ce cas précis, la charge est purement radiale. Le calcul de P est donc trivial et on trouve immédiatement $P = 400 \text{ N}$ (la charge dynamique équivalente est égale à la charge radiale : $P = Fr$).

S'agissant de roulements à billes, la durée de vie en millions de tours est obtenue par la formule :

$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^n = \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \left(\frac{5100}{400}\right)^3 = 2070$ millions de tours. Comme la vitesse est très faible, cela représente un très grand nombre d'heures de fonctionnement.

➔ Compléter la vue en coupe A-A par l'intégration des roulements en représentant :

- les roulements (uniquement sous forme symbolique) ;
- les arrêts axiaux en précisant les formes de l'arbre et du bâti ;



Exemple de solution :

