



Rep- Application N° 11 :

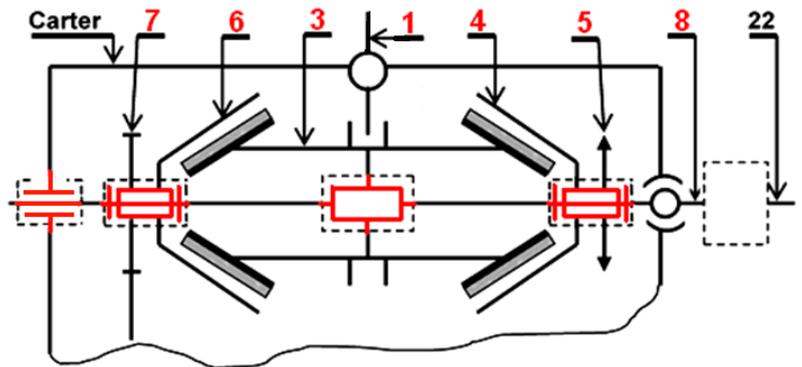
"INVERSEUR DE MARCHÉ"

C- Travail demandé :

C.1- Schéma cinématique :

C.1.1- Les repères des pièces voir schéma.

C.1.2- Le schéma cinématique partiel.



C.2- Étude de l'accouplement :

C.2.1- Le nom et la fonction de l'ensemble (A) : c'est un accouplement élastique, permet la transmission de puissance entre deux arbres en prolongement présentant des défauts d'alignement, et sans modification du couple ni de la vitesse,

- Permettre une légère variation de la position relative des axes ;
- Assurer la souplesse de la transmission par déformation élastique en rotation ;
- Amortir les vibrations.

C.2.2- Relier par une flèche l'accouplement permanent avec leurs avantages ou inconvénients ?

| | |
|------------------------|---|
| Accouplement rigide | Assurer la souplesse de la transmission |
| | N'accepte aucuns désalignements des arbres |
| Accouplement élastique | Amplifier les vibrations de l'arbre moteur à l'arbre récepteur et inversement |
| | Transmettre instantanément et brutalement les à coups provenant d'une variation brusque du couple résistant |
| | Permet un léger déplacement de la position relative des arbres |
| | Fatigue et usure rapide des paliers |
| | Amortir les vibrations |

C.3- Étude de l'embrayage :

C.3.1- C'est un embrayage à friction à surface conique et à commande mécanique, permet d'effectuer ou de supprimer à volonté la liaison entre deux arbres en prolongement.

C.3.2- La position de cet embrayage est : Position d'embrayage Position de débrayage

C.3.3- Pour inverser le sens de rotation de l'arbre 13, il faut manœuvrer le levier 1

C.3.4- Pour avoir le sens de montée sur l'arbre 13, il faut embrayer la cloche E1, car, la vitesse de rotation et réduit sur l'arbre 10 par l'engrenage 7-9, ce qui entraîne un grand couple sur 10 et par suite sur l'arbre 13.

C.3.5- La suite logique pour le sens Sd du levier 1:



C.3.6- Embrayage instantané ; coupleur.

C.3.7- Cet embrayage est : réversible irréversible

C.3.8- Deux avantages d'un accouplement temporaire :

- La sécurité : l'entraînement du récepteur peut être arrêté instantanément sans avoir stopper le moteur.
- L'économie : permet de transmettre la puissance que lorsque cela est nécessaire.
- Effectuer la manœuvre en marche.
- Transmettre intégralement le couple moteur par adhérence vers le récepteur.

C.3.9- La progressivité de la transmission dans un embrayage à friction est assurée par frottement.

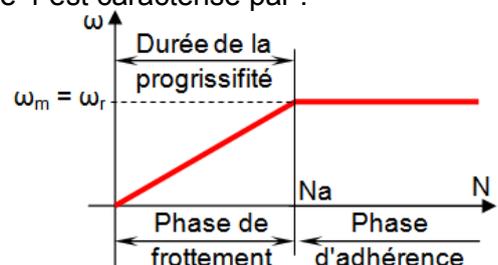
C.3.10- La transmission du couple moteur vers le récepteur dans un embrayage à friction est assurée par adhérence.

C.3.11- En cas d'embrayage la liaison entre les garnitures et la pièce 4 est caractérisé par : complète, rigide, par adhérence, démontable et indirecte.

C.3.12- Le graphe explicatif de la question C.3.9 et C.3.10 :

C.3.13- Les éléments qui constitués l'embrayage à friction sont :

- Les surfaces de friction.
- Système de commande provoquant la force presseur.



C.3.14- La force normale à la surface de friction de l'embrayage E2, avec : L'échelle du dessin 1:3

- ◆ D'après le dessin d'ensemble les dimensions des diamètres $D = 90 \text{ mm}$ et $d = 75 \text{ mm}$;

$$F_n = \frac{C \cdot \sin \alpha}{f \cdot R_{\text{moy}}} = \frac{27 \cdot \sin 15}{\text{tg} 11,31} \cdot 3 \cdot \frac{D^2 - d^2}{D^3 - d^3} = \frac{27 \cdot 0,45 \cdot 3 \cdot (0,09^2 - 0,075^2)}{0,2 \cdot (0,09^3 - 0,075^3)} = 1468,68 \text{ N}$$

C.3.15- Le constructeur veut remplacer l'embrayage conique par un autre multidisque à commande électromagnétique en conservant les mêmes caractéristiques avec : la force presseur $P = 100 \text{ daN}$. Le couple transmissible par ce nouveau embrayage égale :

$$C = n \cdot P \cdot f \cdot R_{\text{moy}} = 8 \cdot 10^3 \cdot 0,2 \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{0,09^3 - 0,075^3}{0,09^2 - 0,075^2} = 66,18 \text{ Nm}$$

C.3.16- Non, car, le bronze est un métal amagnétique.

C.3.17- L'embrayage multidisque transmet une puissance importante sous un faible encombrement.

C.3.18- L'embrayage instantané est manœuvré qu'a à l'arrêt du moteur par contre l'embrayage progressif la manœuvre est effectué sans arrêté le moteur.

C.4- Étude du frein :

C.4.1- C'est un frein à disques à surface plane et à commande mécanique.

C.4.2- Le frein du dessin d'ensemble est représenté dans : Position de freinage Position de défreinage

C.4.3- Les éléments constituent un frein sont :

- ◆ Un organe solidaire de la masse en mouvement (roue ; poulie ; tambour...)
- ◆ Un frotteur solidaire d'un organe fixe
- ◆ Un mécanisme de commande de la force pressante.
- ◆ Un système de refroidissement, si possible.

C.4.5- Les critères du choix d'un frein sont :

- ◆ Efficacité (puissant);
- ◆ Régularité (stabilité);
- ◆ Réversibilité;
- ◆ Matériaux;
- ◆ Dissipation de chaleur.

C.4.6- le nombre de surface de contact dans le frein, pour développer un couple de freinage $C = 3 \text{ daN.m}$, avec : La force de commande $F = 10 \text{ N}$; Coefficient de frottement $f = 0,2$;

D'après le dessin d'ensemble les dimensions des diamètres $D = 114 \text{ mm}$ et $d = 78 \text{ mm}$

$$n = \frac{C}{F \cdot f \cdot R_{\text{moy}}} = \frac{30 \cdot 10^3}{10 \cdot 0,2} \cdot 3 \cdot \frac{114^2 - 78^2}{114^3 - 78^3} = 308,88 \approx 309 \text{ surfaces de contact}$$

C.5- Étude de la roue et chaîne :

C.5.1- La fonction de la courroie : Transmettre par adhérence la puissance entre deux arbres éloignés généralement parallèles.

La transmission se fait, avec ou sans changement de couple et de sens.

- La fonction de la chaîne : Transmettre, par obstacle, à l'aide d'un lien articulé appelé " chaîne ", un mouvement de rotation continu entre deux arbres éloignés parallèles.

C.5.2- Les avantages et les inconvénients de la chaîne par rapport à la courroie :

- ◆ Rapport de transmission constant (pas de glissement) ;
- ◆ Longues durées de vie ;
- ◆ Possibilité d'entraîner plusieurs arbres récepteurs en même temps à partir d'une même source ;
- ◆ Supportent des forces de tension plus élevées ;
- ◆ Supportent des conditions de travail plus rudes ;
- ◆ Sont essentiellement utilisées aux basses vitesses (tournent moins vite) ;
- ◆ Sont plus bruyantes ;
- ◆ Nécessitent une lubrification ;
- ◆ Montage et entretien difficile que celui des courroies et prix de revient élevé.

C.5.3- La condition d'engrènement entre la roue et chaîne : même pas

C.5.4- On a $\alpha = \frac{2\pi}{Z_{11}}$; c.à.d ; $\frac{\alpha}{2} = \frac{\pi}{Z_{11}}$ et $\sin \frac{\alpha}{2} = \sin \frac{\pi}{Z_{11}} = \frac{\text{pas} / 2}{d_p / 2} = \frac{\text{pas}}{d_p}$ Alors : $d_p = \frac{\text{pas}}{\sin \frac{\pi}{Z_{11}}}$

C.5.5- La vitesse linéaire V de la chaîne en fonction de Z_{11} : On a $\pi d_p = \text{pas} \cdot Z_{11}$

$$\text{Alors } V = \frac{d_p}{2} \cdot \omega_{11} = \frac{\text{pas} \cdot Z_{11}}{2\pi} \cdot \frac{2\pi \cdot N_{11}}{60} = \frac{\text{pas} \cdot Z_{11} \cdot N_{11}}{60}$$

C.6- Étude de l'engrenage :

C.6.1- La fonction d'un engrenage : **Transmettre sans glissement un mouvement de rotation continu entre deux arbres rapprochés, avec modification du couple transmis.**

C.6.2- Un engrenage permet la transmission de puissance :

| | | |
|---|-------------------------------|---|
| | Entre deux arbres éloignés | Avec glissement |
| ✗ | Entre deux arbres parallèles | Entre deux arbres quelconques |
| ✗ | Entre deux arbres orthogonaux | Avec changement de la vitesse de rotation |

C.6.3- La condition d'engrènement d'un engrenage cylindrique droit à denture droite : **même module**

C.6.4- Les avantages et les inconvénients d'une denture hélicoïdale par rapport à une denture droite :

- ◆ **Transmission plus souple ;**
- ◆ **Plus progressive et moins bruyante ;**
- ◆ **Transmission d'efforts importants, vitesses élevées ;**
- ◆ **Conduite plus grande (2, 3 ou 4 couples de dents toujours en prise) ;**
- ◆ **Réalisation facile d'un entraxe imposé (en faisant varier la valeur de l'angle d'hélice) ;**
- ◆ **Rendement un peu moins bon ;**
- ◆ **Les engrenages à denture hélicoïdale doivent toujours rester en prise ;**
- ◆ **Leur utilisation est impossible sous forme de baladeur (dans les boîtes de vitesses) ;**
- ◆ **Efforts parasites supplémentaires dus à l'angle d'hélice (force axiale sur les paliers de l'arbre qui entraîne la flexion de l'arbre).**

C.4.5- Tableau des caractéristiques de l'engrenage (7-9) :

| formule | m | Z = d/m | d = m.Z | da = d + 2m | df = d - 2,5m | a = (d ₇ + d ₉)/2 |
|----------|-----|---------|---------|-------------|---------------|--|
| Pignon 7 | 1,2 | 55 | 66 | 68,4 | 63 | 87 |
| Roue 9 | 1,2 | 90 | 108 | 110,4 | 105 | |

C.6.6- Le principal avantage d'une transmission par roue et vis sans fin :

c'est pour avoir un grand rapport de réduction sous un faible encombrement.

C.6.7- Le sens de l'angle d'hélice de la roue 12 est **droit, car, la vis sans fin 10 possède un angle d'hélice droit (c'est une condition d'engrènement).**

C.6.8- Les conditions d'engrènement d'un engrenage roue et vis sans fin :

- ◆ **même sens d'hélice ;**
- ◆ **β_R + β_V = 90° ;**
- ◆ **m_{tR} = m_{xV}.**

C.6.9- Tableau des caractéristiques de l'engrenage roue 12 et la vis sans fin 10 : avec :

m_n = 1 ; β_{vis} = 88,9° ; Relever du dessin d'ensemble les dimensions des diamètres d_{pvis} et d_{proue}

| formule | $d_{pV} = Z_V \cdot \frac{m_n}{\sin \beta_R}$ | $\beta_R = 90 - \beta_{vis}$ | $m_t = \frac{m_n}{\cos \beta_R}$ | $Z_R = \frac{d_{pR}}{m_t}$ | $r = \frac{Z_V}{Z_R}$ | $a = \frac{d_V + d_R}{2} = \frac{m_n}{2} \left(\frac{Z_V}{\sin \beta_R} + \frac{Z_R}{\cos \beta_R} \right)$ |
|---------|---|------------------------------|----------------------------------|----------------------------|-----------------------|--|
| | $d_{pR} = m_t \cdot Z_R$ | | | | | |
| 10 | 52,5 | 88,9° | X | 1 | 0,006 | 101,25 ou 101,05 |
| 12 | 150 | 1,1° | 1 | 150 | | |

C.6.10- La vitesse de rotation en (rad/s) de l'arbre de sortie, avec :

N₂₂ = 1500 tr/min ; d_{p5} = d_{p11} = 66 mm ; Z₅ = Z₁₁ = 66 dents et Z₁₃ = 120 dents.

◆ Phase de montée : On a $r = \frac{\omega_{13}}{\omega_{22}} = \frac{Z_7 \cdot Z_{10}}{Z_9 \cdot Z_{12}} = \frac{55 \cdot 1}{90 \cdot 120}$ Alors : $\omega_{13} = \omega_{22} \cdot r = \frac{2\pi \cdot N_{22}}{60} \cdot \frac{55}{90 \cdot 120} = 0,799 \text{ rad/s}$

Soit $N_{13(\text{montée})} = 7,633 \text{ tr/min}$

◆ Phase de descente : On a $r = \frac{\omega_{13}}{\omega_{22}} = \frac{Z_5 \cdot Z_{10}}{Z_{11} \cdot Z_{12}} = \frac{66 \cdot 1}{66 \cdot 120}$ Alors : $\omega_{13} = \omega_{22} \cdot r = \frac{2\pi \cdot N_{22}}{60} \cdot \frac{1}{120} = 1,30 \text{ rad/s}$

Soit $N_{13(\text{descente})} = 12,42 \text{ tr/min}$

La fonction principale "Fp" est vérifiée, car, $N_{13(\text{montée})} < N_{13(\text{descente})}$; c.à.d ; $\text{Couple}_{(\text{montée})} > \text{Couple}_{(\text{descente})}$

C.6.11- Le rendement de la transmission par roue et vis sans fin : avec : le coefficient de frottement $f = 0,3$

entre la roue et la vis sans fin : $\eta_{(Vis-Roue)} = \frac{\mathcal{P}_{Roue}}{\mathcal{P}_{Vis}} = \frac{\tan \beta_R}{\tan(\beta_R + \varphi)} = \frac{\tan 1,1}{\tan(1,1 + \text{Arc tan } 0,3)} = 0,059$

C.6.12- Pour diminuer le coefficient de frottement entre la roue et la vis sans fin, le matériau la roue c'est l'**alliage de cuivre**.

C.6.13- La puissance à la sortie du mécanisme : avec : le rendement d'autre liaison supposé égale à 1.

◆ Phase de montée : On a $r = \frac{\omega_{13}}{\omega_{22}} = \frac{\omega_{12}}{\omega_{10}} \cdot \frac{\omega_9}{\omega_7} = \frac{\mathcal{P}_{12} / C_{12}}{\mathcal{P}_{10} / C_{10}} \cdot \frac{\mathcal{P}_9 / C_9}{\mathcal{P}_7 / C_7} = \eta_{(vis-roue)} \cdot \frac{C_{10}}{C_{12}} \cdot 1 \cdot \frac{C_7}{C_9}$ et $C_9 = C_{10}; C_7 = C_6$

On trouve : $r = \eta_{(vis-roue)} \cdot \frac{C_6}{C_{12}}$; et $\mathcal{P}_{12} = C_{12} \cdot \omega_{12} = \eta_{(vis-roue)} \cdot \frac{C_6}{r} \cdot \omega_{13}$

Donc : $\mathcal{P}_{13} = 0,059 \cdot \frac{27}{55} \cdot \frac{2\pi \cdot N_{22}}{60} \cdot \frac{55}{90 \cdot 120} = 250,101W$

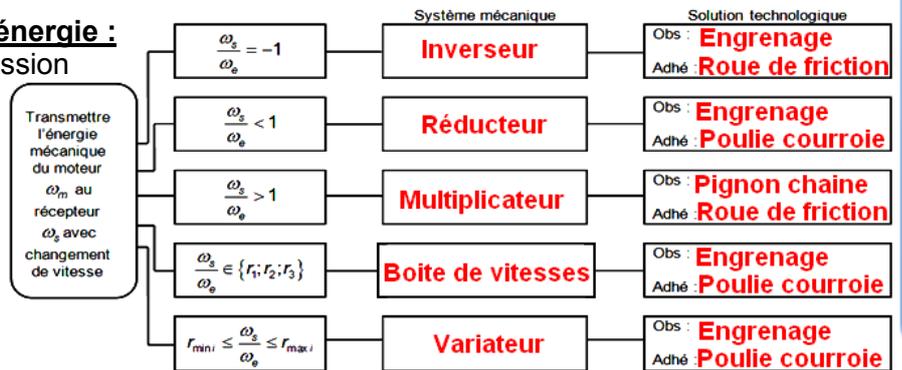
◆ Phase de descente : On a $r = \frac{\omega_{13}}{\omega_{22}} = \frac{\omega_{12}}{\omega_{10}} \cdot \frac{\omega_{11}}{\omega_5} = \frac{\mathcal{P}_{12} / C_{12}}{\mathcal{P}_{10} / C_{10}} \cdot 1 = \eta_{(vis-roue)} \cdot \frac{C_{10}}{C_{12}}$ et $C_5 = C_{11} = C_{10} = C_6$

On trouve : $r = \eta_{(vis-roue)} \cdot \frac{C_6}{C_{12}}$; et $\mathcal{P}_{12} = C_{12} \cdot \omega_{12} = \eta_{(vis-roue)} \cdot \frac{C_6}{r} \cdot \omega_{13}$

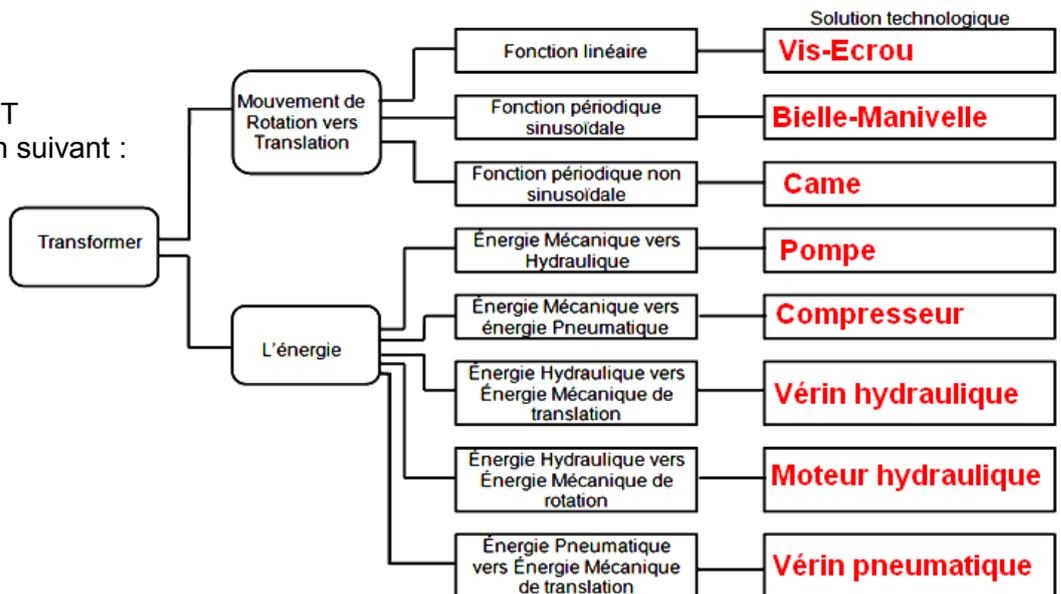
Donc : $\mathcal{P}_{13} = 0,059 \cdot \frac{27}{1} \cdot \frac{2\pi \cdot N_{22}}{60} \cdot \frac{1}{120} = 250,101W$

C.7- Solutions de la transmission d'énergie :

C.7.1- Le diagramme FAST de transmission de puissance mécanique :



C.7.2- Le diagramme FAST de la transformation suivant :



FONCTION TRANSMETTRE L'ÉNERGIE : Aspect Technologique

C.8- Étude technologique :

C.8.1-

| Repère | Nom | Fonction |
|--------|---------------------|--|
| 7+9 | Engrenage | Transmettre sans glissement la puissance entre deux arbres rapprochés, avec modification du couple transmis. |
| 17 | Ressort | Rappeler les pièces à leur position initiale. |
| 19 | Excentrique | Transforme le mvt de rotation continu vers un mvt de translation alternatif |
| 23 | Clavette parallèle | Empêcher la rotation de 9/10 |
| 24 | Joint à deux lèvres | Assurer l'étanchéité dynamique |
| 25 | Écrou à encoches | Arrêt en translation de la bague intérieur |
| 26 | Roulement BC | Faciliter le guidage en rotation |
| 27 | Vis de vidange | Boucher le trou de vidange |

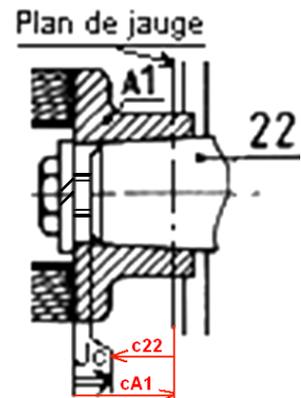
C.8.2- la pièce 18 obtenue par **moulage** ; la pièce 10 obtenue par **usinage**.

C.9- Travail graphique :

C.9.1- La chaîne de cote relative au jeu Jc

C.9.2- Votre travail.

C.9.3- Les ajustements sur les portés des roulements : $\varnothing m6$ et $\varnothing H76$



⚡ Remarque :

Si, au cours de l'étude, un élève repère ce qui lui semble être une erreur ou fautes de frappe, il le signale au professeur de la matière !!!