

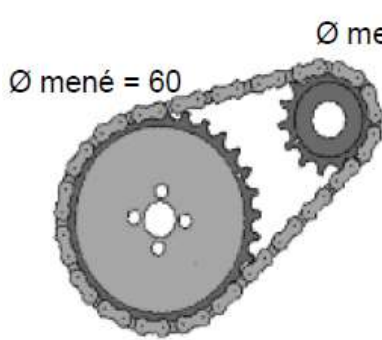
# TD 15 : Transmissions - corrigé

## 1. Exercices de base (le vocabulaire doit être su)

### Chaîne - pignon

Le rendement de chaque engrènement entre la chaîne et un pignon est  $\eta_{méca} = 0,93$ .

Puissance entrante  $P_e = 3200 \text{ W}$  pour  $N_e = 1500 \text{ tr. min}^{-1}$



$\text{Ø menant} = 28$  Q1.1. Calculer  $r_{\text{réd}} = \frac{\omega_s}{\omega_e}$  et  $N_s$

$$r_{\text{réd}} = \frac{28}{60} = \frac{7}{15} = \frac{1}{2,14} \quad \text{et} \quad N_s = 700 \text{ tr. min}^{-1}$$

Q1.2. Calculer  $P_s$  et le couple de sortie  $C_s$ .

$$\eta_g = \eta_{méca}^2 = 0,865 \quad \text{et} \quad \eta_g = \frac{P_s}{P_e} \quad \text{d'où} \quad P_s = 2768 \text{ W}$$

Par ailleurs,  $P_s = C_s \cdot \omega_s$  donc  $C_s = \frac{P_s}{\omega_s} = \frac{2768}{\left(\frac{700 \cdot \pi}{30}\right)} = 37,75 \text{ N.m}$  ou,  $C_s = \frac{1}{r_{\text{réd}}} \cdot \eta_g \cdot C_e$  mais il faut  $C_e$ .

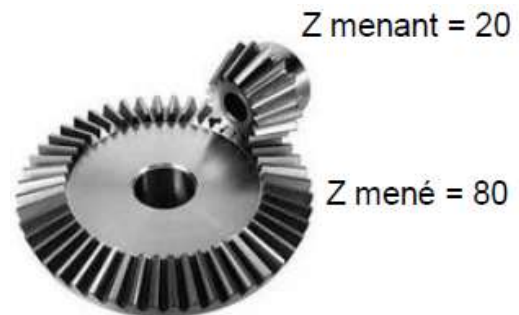
### Couple conique

Rendement entre les pignons :  $\eta_{méca} = 0,95$ .

Puissance sortante  $P_s = 2500 \text{ W}$  pour  $N_s = 350 \text{ tr. min}^{-1}$

Q1.3. Calculer  $r_{\text{réd}} = \frac{\omega_s}{\omega_e}$  et  $N_e$

$$r_{\text{réd}} = \frac{20}{80} = \frac{1}{4} \quad \text{et} \quad N_e = 1400 \text{ tr. min}^{-1}$$



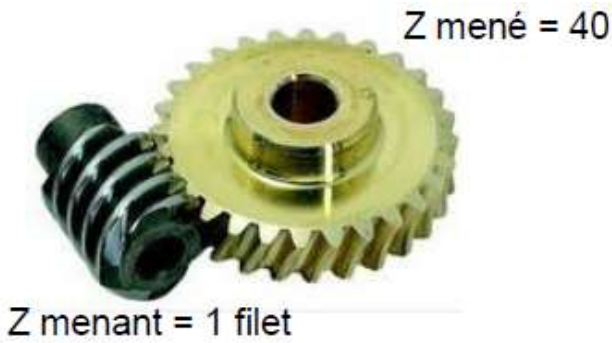
Q1.4. Calculer  $P_e$  et les couples  $C_s$  et  $C_e$ .

$$\eta_g = \eta_{méca} \quad \text{d'où} \quad P_e = 2631 \text{ W}$$

$$\text{Par ailleurs, } C_s = \frac{P_s}{\omega_s} = 68,2 \text{ N.m} \quad \text{et} \quad C_e = \frac{P_e}{\omega_e} = 17,95 \text{ N.m}$$

$$\text{Autre solution } C_e = C_s \cdot \frac{r_{\text{réd}}}{\eta_g}$$

**Roue et vis sans fin**



Rendement entre la vis sans fin et la roue :  $\eta_{méca} = 0,75$ .

Puissance sortante  $P_s = 130 W$  pour  $N_e = 1500 tr. min^{-1}$

Q1.5. Calculer  $r_{réd} = \frac{\omega_s}{\omega_e}$  et  $N_s$

$$r_{réd} = \frac{1}{40} \quad \text{et} \quad N_s = 37,5 tr. min^{-1}$$

Q1.6. Calculer  $P_e$  et les couples  $C_s$  et  $C_e$ .

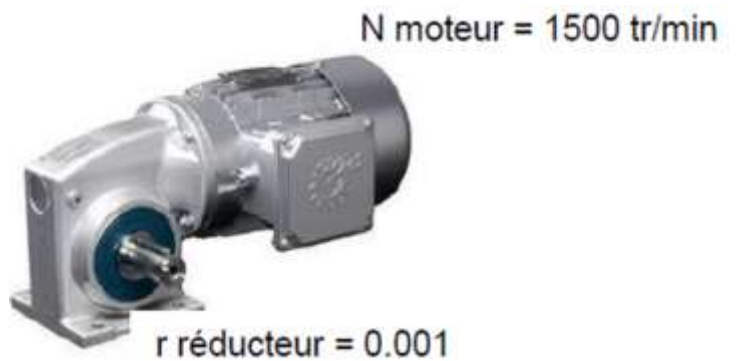
$$\eta_g = \eta_{méca} \quad \text{d'où} \quad P_e = 173,3 W$$

$$\text{Par ailleurs, } C_s = 33,1 N.m \quad \text{et} \quad C_e = 1,1 N.m$$

**Moto-réducteur**

Q1.7. Calculer  $N_s$

$$N_s = 1,5 tr. min^{-1}$$



**Réducteur étagé à axes parallèles**

Rendement entre les pignons :  $\eta_{méca} = 0,95$ .

Puissance entrante  $P_m = 8200 W$

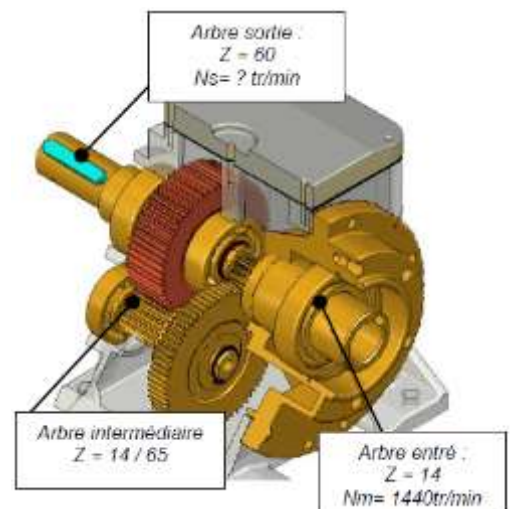
Q1.8. Calculer  $C_e$  et  $N_s$ .

$$e = m \text{ (moteur) donc } C_e = \frac{P_m}{\omega_m} = 54,4 N.m$$

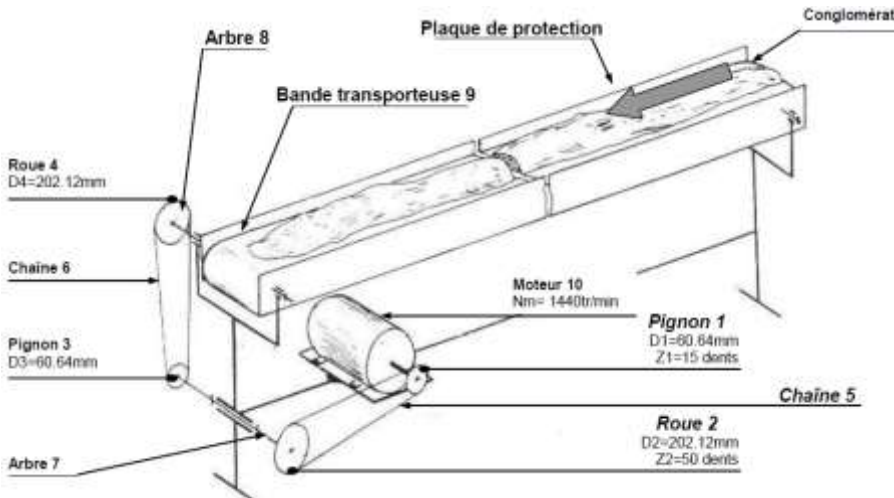
$$\text{Par ailleurs, } r_{réd} = \frac{14}{65} \cdot \frac{14}{60} = \frac{1}{19,9} \quad \text{donc} \quad N_s = 72,4 tr. min^{-1}$$

Q1.9. Calculer la puissance et le couple  $P_s$  et  $C_s$ .

$$\eta_g = \eta_{méca}^2 = 0,90 \quad \text{donc} \quad P_s = 7400 W \quad \text{et} \quad C_s = 976 N.m$$



**Bande transporteuse**



Q1.10. Calculer la vitesse de translation  $V = \|\vec{V}(K, 9/b\hat{a}t\vec{i})\|$  (vous ferez des hypothèses raisonnables).

On suppose qu'il n'y a pas de glissement entre la bande transporteuse et son tambour d'entraînement donc le diamètre sera pris égal à  $D_4$ .

On a alors  $V = R_4 \cdot \omega_{4/0}$ .

Concernant  $\omega_{4/0}$ , on a  $\frac{\omega_5}{\omega_e} = \frac{\omega_4}{\omega_1} = \frac{\omega_4}{\omega_3} \cdot \frac{\omega_3}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{D_3}{D_4} \cdot 1 \cdot \frac{Z_1}{Z_2}$  et donc  $V = R_4 \cdot \frac{D_3}{D_4} \cdot \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \omega_1 = 1,37 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Le diamètre primitif d'un pignon est  $d = m \cdot Z$  où  $m$  (unité mm) est le module normalisé du pignon.

Q1.11. Calculer le diamètre primitif du pignon de 83 dents de module 2,5.

$$d = 207,5 \text{ mm}$$

Q1.12. Quel est le module d'un pignon de 257 dents et de diamètre primitif estimé à 2060 mm ?

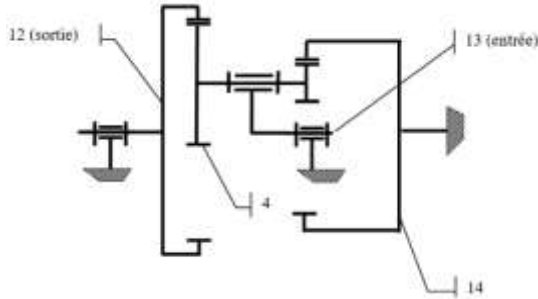
$$m \approx \frac{2060}{257} = 8,02 \text{ donc } m = 8 \text{ mm}$$

**MODULES NORMALISÉS**

| Valeurs principales |    |
|---------------------|----|
| 0.50                | 4  |
| 0.60                | 5  |
| 0.80                | 6  |
| 1                   | 8  |
| 1.25                | 10 |
| 1.50                | 12 |
| 2                   | 16 |
| 2.50                | 20 |
| 3                   | 25 |

Remarque : ils existent différents types de modules (modules de taille, de fonctionnement, ...)

## 2. Réducteur à train épicycloïdal à grand rapport de réduction



- $Z_{12} = 128 \text{ dents}$
- $Z_{14} = 125 \text{ dents}$
- $Z_{4g} = 45 \text{ dents}$
- $Z_{4d} = 44 \text{ dents}$

Q2.1. Ecrire la relation de Willis de ce train et donner l'expression de sa raison de base  $\lambda$ .

$$\lambda = \frac{\omega_{12/13}}{\omega_{14/13}} = \frac{\omega_{12/14} - \omega_{13/14}}{\omega_{14/14} - \omega_{13/14}} = + \frac{Z_{4g} \cdot Z_{14}}{Z_{12} \cdot Z_{4d}} \quad (14 \text{ est le bâti})$$

$$\left( \text{ou bien } \lambda = \frac{\omega_{14/13}}{\omega_{12/13}} = \frac{\omega_{14/14} - \omega_{13/14}}{\omega_{12/14} - \omega_{13/14}} = + \frac{Z_{12} \cdot Z_{4d}}{Z_{4g} \cdot Z_{14}} \right)$$

Q2.2. Exprimer le rapport de réduction  $r = \frac{\omega_s}{\omega_e}$  en fonction de  $\lambda$ .

L'utilisation est telle que  $\omega_s = \omega_{12/14}$  et  $\omega_e = \omega_{13/14}$  donc  $\lambda = \frac{\omega_s - \omega_e}{0 - \omega_e}$  et finalement,  $\frac{\omega_s}{\omega_e} = 1 - \lambda$

Q2.3. Calculer  $r$ .

Attention  $\lambda \approx 1$ . Il faut donc reprendre l'expression de  $\lambda$  et on trouve  $r = \frac{Z_{12} \cdot Z_{4d} - Z_{4g} \cdot Z_{14}}{Z_{12} \cdot Z_{4d}} = \frac{1}{804,6}$

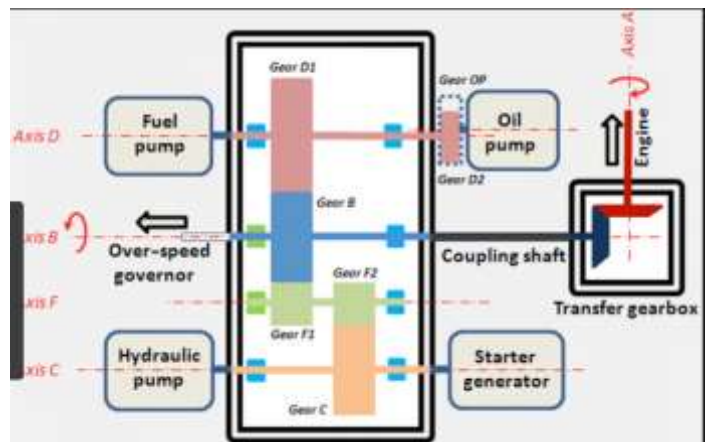
Ce type de réducteur, extrêmement compact, n'a pas un bon rendement. Il est utilisé pour réduire la vitesse mais pas pour transmettre du couple. Autrement dit, la puissance entrante est fortement dissipée.

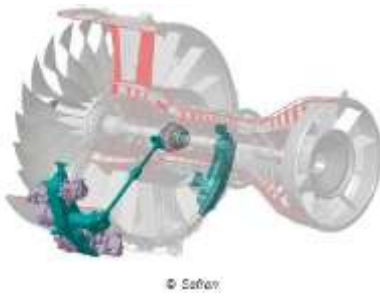
## 3. Accessory gearbox (AGB)

*Nota bene : Les données fournies dans ce TD sont issues de différents systèmes.*

Sur les réacteurs d'avion, une fraction de la puissance des moteurs (engines) alimente la boîte à accessoires qui entraîne différents sous-systèmes :

- Lubrifier et/ou refroidir certains éléments du réacteur (oil pump) ;
- Générer le débit de carburant (fuel pump) ;
- Générer un débit de fluide hydraulique (hydraulic pump) pour alimenter les vérins (train d'atterrissage par exemple) et autres composants hydrauliques ;
- Générer de l'énergie électrique (generator) pour tous les éléments de l'avion (circuits techniques et ceux destinés aux passagers) ;
- Contrôler la vitesse de rotation (over-speed governor).





A l'inverse, pour lancer le réacteur, un moteur électrique (starter) apporte la puissance mécanique nécessaire à la mise en rotation de la turbine. Ce moteur est alimenté par les batteries de bord ou une source externe. A partir d'une certaine vitesse de rotation de la turbine, le pilote pourra commander l'alimentation en carburant des chambres de combustion. La procédure complète sur avion de ligne, intégrant de nombreuses vérification (check-list), prend 30 min.

On veut déterminer la puissance mécanique que le moteur doit fournir à l'arbre A (Axis A) pour alimenter les sous-systèmes.

**CARACTÉRISTIQUES TECHNIQUES**

*(versus transmission de puissance CFM56)*

Les enjeux de performance du moteur LEAP<sup>2</sup> sont déclinés dans l'ADT.

Ainsi, les solutions mises en œuvre par Hispano-Suiza permettent de diminuer la masse de l'ADT de 20 % tout en augmentant la puissance transmise de 30 %. Le troisième avantage repose sur une fiabilité encore améliorée.

- > Puissance transmise max : 310 kW
- > Vitesse de rotation max : 22 000 tr/min

ACCESSORY DRIVEN TRAIN

## MOTEURS LEAP

UNE NOUVELLE GENERATION DE TRANSMISSION DE PUISSANCE

L'Accessory Drive Train (ADT) du moteur LEAP comprend le boîtier d'accessoires (Accessory GearBox), la boîte de renvoi d'angle (Transfer GearBox) et l'arbre radial (RDS).

Sa fonction : Composée de pignons, d'engrenages et d'arbres, l'ADT prélève une partie de l'énergie du moteur pour la transmettre aux systèmes du moteur et de l'avion : pompe carburant, groupe de lubrification du moteur, démarreur, pompe hydraulique, générateurs électriques du moteur et de l'avion.

|   |   |
|---|---|
| <p><b>Puissances mécaniques consommées en vol :</b></p> <p><math>P_{méca\ fuel\ pump} = 6\ kW</math></p> <p><math>P_{méca\ oil\ pump} = 8\ kW</math></p> <p><math>P_{méca\ hydraulic\ pump} = ?</math></p> <p><math>P_{méca\ generator} = 250\ kW</math></p> <p><math>P_{méca\ over-speed\ governor} = 0\ kW</math></p> | <p><b>Pignon (gear) :</b></p> <p>Rendement de chaque couple de pignons en engrenement : <math>\eta_{méca} = 0,98</math></p> |
|---|---|

Q3.1. Les besoins des systèmes hydrauliques embarqués requièrent un débit total de  $50\ l \cdot min^{-1}$  pour une différence de pression maxi de 280 bar. Le rendement global des pompes  $\eta_{g,p} = 0,8$ . Estimer la puissance hydraulique  $P_{hyd}$  générée par les pompes et la puissance mécanique qu'elles consomment ( $P_{méca\ hydraulic\ pump}$ ).

La puissance hydraulique en sortie des pompes est  $P_s = P_{hyd} = Q_s \cdot \Delta p = \frac{50}{60000} \cdot 280 \cdot 10^5 = 23333\ W$

La puissance mécanique consommée en entrée de la pompe sera donc

$$P_{méca\ hydraulic\ pump} = \frac{P_{hyd}}{\eta_{g,p}} = 29,2\ kW$$

Q3.2. Donner l'expression littérale de la puissance nécessaire  $P_A$  sur l'axe A en entrée de l'AGB.

$$P_A = \frac{1}{\eta_{méca}} \cdot \left( \left[ P_{méca \text{ fuel pump}} + P_{méca \text{ oil pump}} \cdot \frac{1}{\eta_{méca}} \right] \cdot \frac{1}{\eta_{méca}} + \left[ P_{méca \text{ hydraulic pump}} + P_{méca \text{ generator}} \right] \cdot \frac{1}{\eta_{méca}^2} \right)$$

$$P_A = \frac{P_{méca \text{ fuel pump}}}{\eta_{méca}^2} + \frac{P_{méca \text{ hydraulic pump}} + P_{méca \text{ generator}} + P_{méca \text{ oil pump}}}{\eta_{méca}^3}$$

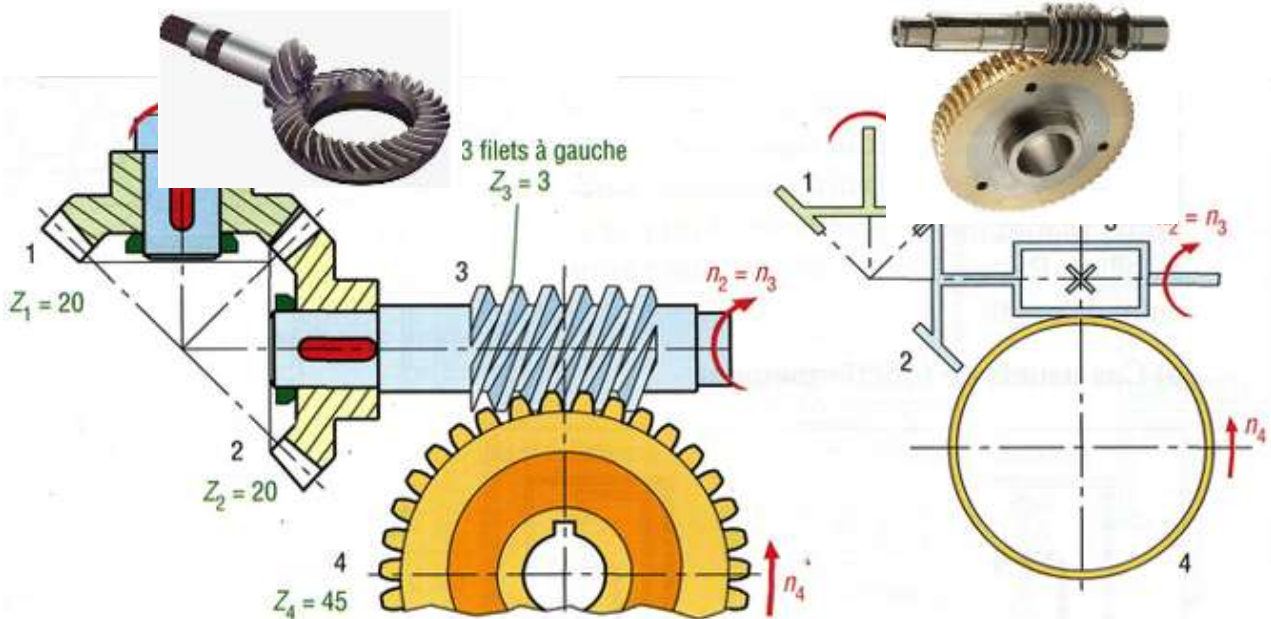
Q3.3. Calculer la valeur numérique de  $P_A$ . Conclusion.

$$P_A = \frac{29,2 + 250 + 8}{0,98^3} + \frac{6}{0,98^2} = 311,4 \text{ kW}$$

Remarque : Tous les systèmes ne sont pas alimentés au maximum à chaque phase de fonctionnement. Par exemple, pour l'atterrissage, on utilise l'énergie hydraulique (volets, commandes, trains d'atterrissage) mais on limite la consommation électrique.

#### 4. Réducteurs en série (axes non parallèles)

Un réducteur se compose d'un renvoi conique (ou couple conique) et d'un système roue et vis sans fin.



Q4.1. Déterminer son rapport de réduction  $r = \frac{n_4}{n_1}$ . Pour  $n_1 = 1500 \text{ tr/min}$ , calculer  $n_4$ .

$$r = \frac{\omega_s}{\omega_e} = \frac{n_4}{n_1} = r_{rc} \cdot r_{vc} = \frac{n_2}{n_1} \cdot \frac{n_3}{n_2} \cdot \frac{n_4}{n_3} = \frac{Z_1}{Z_2} \cdot 1 \cdot \frac{Z_3}{Z_4} = \frac{20}{20} \cdot 1 \cdot \frac{3}{45}$$

(on ne tient pas compte du signe)

$$r = \frac{1}{15} \quad \text{et donc} \quad n_4 = 100 \text{ tr/min}$$

Q4.2. On donne les rendements mécaniques  $\eta_{rc} = 0,95$  et  $\eta_{rv} = 0,7$  ainsi que la puissance entrante  $P_1 = 2300 \text{ W}$ . Calculer la puissance sortante  $P_4$  et le couple  $C_4$ .

$$\eta_g = \left| \frac{P_s}{P_e} \right|$$

$$P_4 = 1530 \text{ W} \quad \text{et} \quad C_4 = 146 \text{ N.m}$$

## 5. Chariot de manutention motorisé

On s'intéresse à un chariot motorisé du fabricant HYSTER utilisé pour assister des opérateurs dans des tâches de manutention de charges lourdes.

La rotation du timon autour d'un axe vertical permet de diriger le chariot dans la direction souhaitée.

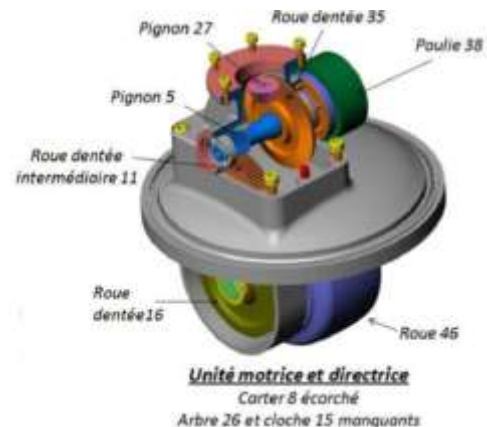
La rotation du timon autour d'un axe horizontal permet de freiner le chariot. Le freinage (frein à sangle agissant sur la poulie 38) est automatiquement appliqué et le courant coupé lorsque le timon se trouve en position haute ou basse.

Les commandes des vitesses avant et arrière et la commande d'élévation de la fourche qui supporte la charge, sont placées sur la poignée du timon, sous la main de l'utilisateur.

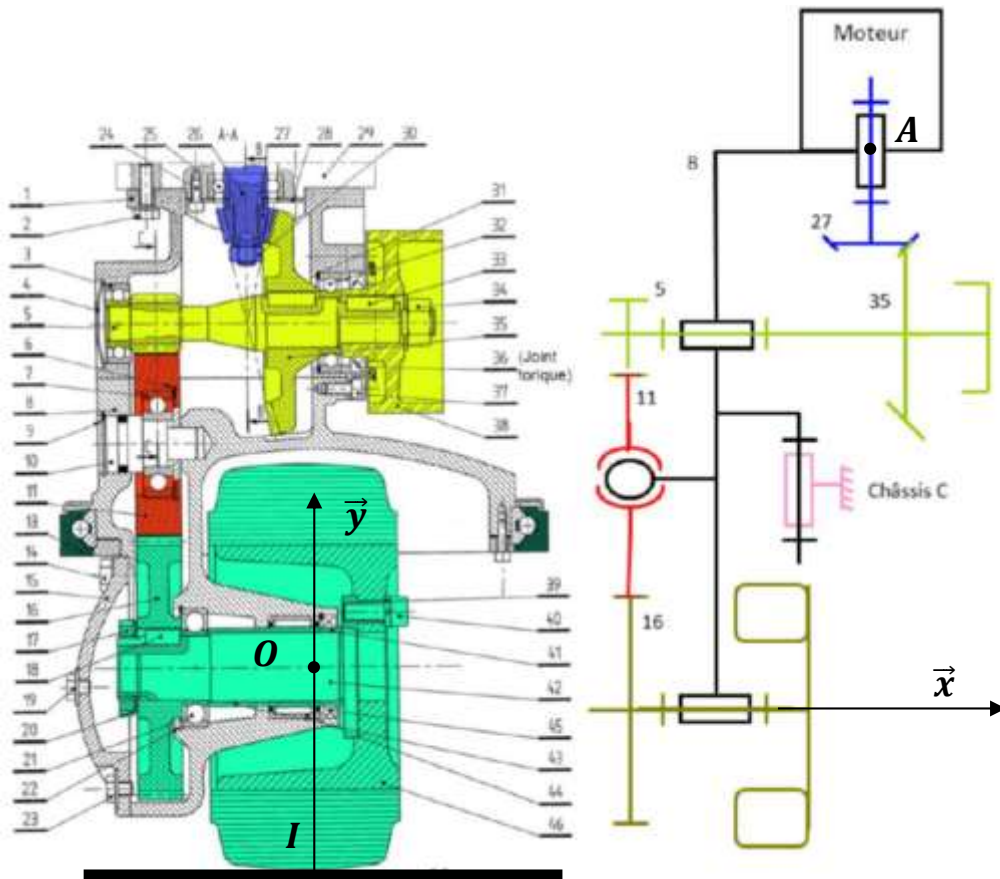
L'étude porte plus particulièrement sur l'unité **motrice** et **directrice** du chariot. Cet ensemble se compose de :



- Moteur électrique d'entraînement de la transmission ;



- une chaîne cinématique (voir représentation technique 2D) composée de :
  - un engrenage conique à denture droite ( $m=1,5$ ) :
    - pignon d'entrée 27 :  $z_{27} = 16$  dents,
    - roue dentée conique 35 :  $z_{35} = 84$  dents,
  - un train d'engrenages cylindriques à denture droite ( $m=1,5$ ) :
    - pignon 5 :  $z_5 = 14$  dents,
    - roue dentée intermédiaire 11 :  $z_{11} = 56$  dents,
    - roue dentée 16 :  $z_{16} = 75$  dents,
  - une roue 46 dont le rayon est de  $r = 90$  mm,
- un roulement particulier 13, permettant au carter 8 de pivoter par rapport au châssis C du chariot autour de l'axe vertical.



Q5.1. Déterminer son rapport de réduction  $r_{red}$ .

$$r_{red} = \frac{\omega_s}{\omega_e} = \frac{\omega_{16/8}}{\omega_{27/8}} = \frac{\omega_{35/8}}{\omega_{27/8}} \cdot \frac{\omega_{5/8}}{\omega_{35/8}} \cdot \frac{\omega_{11/8}}{\omega_{5/8}} \cdot \frac{\omega_{16/8}}{\omega_{11/8}} = \frac{Z_{27}}{Z_{35}} \cdot 1 \cdot \frac{Z_5}{Z_{11}} \cdot \frac{Z_{11}}{Z_{16}} = \frac{Z_{27}}{Z_{35}} \cdot \frac{Z_5}{Z_{16}} = \frac{16}{84} \cdot \frac{14}{75} = \frac{1}{28,125}$$

**Etude en régime établi (translation rectiligne à vitesse constante du chariot/sol)**

Extrait du cahier des charges

| Exigence               | Critère                                 | Niveau               |
|------------------------|---|----------------------|
| Déplacement rectiligne | $\  \overrightarrow{V(O,8/sol)} \  = V$ | $V = 2 \text{ km/h}$ |

Q5.2. On suppose qu'il y a roulement sans glissement au contact en I entre le sol et la roue 46. Déterminer la vitesse de rotation  $\omega_{16/8}$  répondant à l'exigence du cas des charges.

Non glissement en I de 46/sol :  $\overrightarrow{V(I,46/sol)} = \vec{0}$

$$\text{Or } \overrightarrow{V(I,46/sol)} = \underbrace{\overrightarrow{V(I,46/8)}}_{= \overrightarrow{V(O,46/8)} + \vec{IO} \wedge \Omega_{46/8}} - \underbrace{\overrightarrow{V(I,sol/8)}}_{= -\overrightarrow{V(O,8/sol)} \text{ car } 8/sol: \text{translation}} = \vec{0}$$

$$= \vec{0} + r \cdot \vec{y} \wedge \omega_{46/8} \cdot \vec{x}$$

alors,  $-r \cdot \omega_{46/8} + V = 0 \Leftrightarrow \omega_{46/8} = \omega_{16/8} = \frac{V}{r} = \frac{2}{0,09} = \frac{3,6}{0,09}$  ( $r$  : rayon de la roue 46)

$\omega_{16/8} = \frac{\frac{2}{3,6}}{0,09} \Leftrightarrow \omega_{16/8} = 6,17 \text{ rad/s}$  (vitesse de sortie)

Q5.3. On suppose que l'action mécanique du sol sur la roue 46 en I est un glisseur dont la composante tangentielle (motricité donc selon  $\vec{z}$ ) de la résultante est  $T_{sol \rightarrow 46} = 250 \text{ N}$ . Par ailleurs, le rendement de chaque réducteur est  $\eta_r = 0,96$ . Calculer le couple moteur et la puissance du moteur d'entraînement.

Le couple  $C_{sol \rightarrow 46} = r \cdot T_{sol \rightarrow 46} = 0,09 \cdot 250 = 22,5 \text{ N.m}$  (couple de sortie)

(en fait,  $C_{sol \rightarrow 46} = \overline{M_{sol \rightarrow 46}(O)} \cdot \vec{x} = [\overline{M_{sol \rightarrow 46}(I)} + \overline{OI} \wedge \overline{R_{sol \rightarrow 46}}] \cdot \vec{x}$ )

Alors,  $C_{mot} = C_{mot \rightarrow 27} = \frac{1}{\eta_r^3} \cdot r_{red} \cdot C_{sol \rightarrow 46}$  (en fait,  $C_{mot \rightarrow 27} = \overline{M_{mot \rightarrow 27}(A)} \cdot \vec{y}$ )

$C_{mot} = 0,9 \text{ N.m}$  (couple d'entrée)

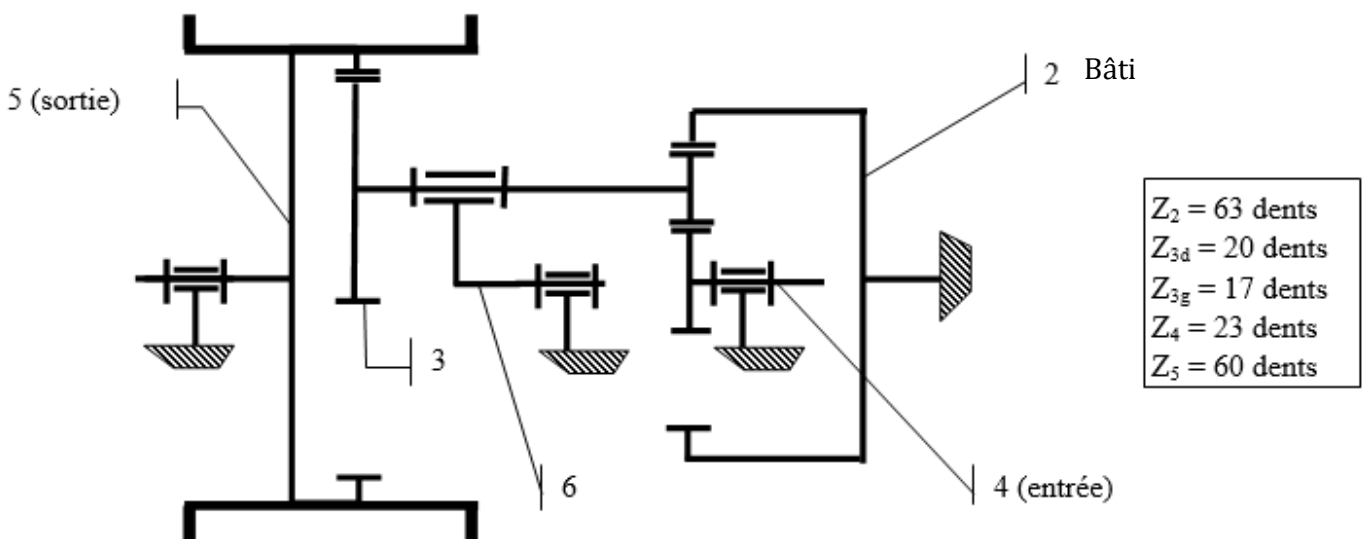
$P_{mot} = C_{mot} \cdot \omega_{mot} = C_{mot} \cdot \frac{\omega_{16/8}}{r_{red}} = 0,9 \cdot 6,17 \cdot 28,125 = 0,9 \cdot 173,5 = 157 \text{ W}$  (entrée)

ou encore  $P_{mot} = \frac{C_{sol \rightarrow 46} \cdot \omega_{46/sol}}{\eta_g} = \frac{C_{sol \rightarrow 46} \cdot \omega_{46/sol}}{\eta_r^3} = \frac{22,5 \cdot 6,17}{0,96^3} = 157 \text{ W}$

Remarque : La puissance mécanique se calcule rigoureusement par le co-moment du torseur d'action mécanique et du torseur cinématique et a un signe parfaitement défini.

Dans le cadre de ce cours, on raisonne en valeur absolue sauf cas particulier.

## 6. Treuil à double trains épicycloïdaux



Q6.1. Ecrire la relation de Willis pour le train de gauche ( $\lambda_g$ ).

|                  |                 |  |
|------------------|-----------------|--|
| Planétaire       | 5               | $\frac{\omega_{5/2} - \omega_{6/2}}{\omega_{2/2} - \omega_{6/2}} = -\frac{Z_{3g}}{Z_5} \cdot \frac{Z_4}{Z_{3d}} = \lambda_g$ |
| Planétaire'      | 4 ou 2 au choix |  |
| Porte-satellites | 6               |  |



Q6.2. Calculer la raison basique ( $\lambda_g$ ).

$$\lambda_g = -0,325 \text{ (ce n'est pas le rapport de réduction)}$$

Q6.3. Ecrire la relation de Willis pour le train de gauche ( $\lambda_d$ ).

|                  |   |  |
|------------------|---|--|
| Planétaire       | 2 | $\frac{\omega_{2/2} - \omega_{6/2}}{\omega_{4/2} - \omega_{6/2}} = -\frac{Z_4}{Z_2} = \lambda_d$ |
| Planétaire'      | 4 |  |
| Porte-satellites | 6 |  |

Q6.4. Calculer la raison basique ( $\lambda_d$ ).

$$\lambda_d = -0,365 \text{ (ce n'est pas le rapport de réduction)}$$

Q6.5. Exprimer le rapport de réduction  $r = \frac{\omega_s}{\omega_e}$  en fonction de  $\lambda_g$  et  $\lambda_d$ .

Utilisation (étape 2) :  $\omega_{5/2} = \omega_{s/2}$  ;  $\omega_{4/2} = \omega_{e/2}$  ;  $\omega_{2/2} = 0$

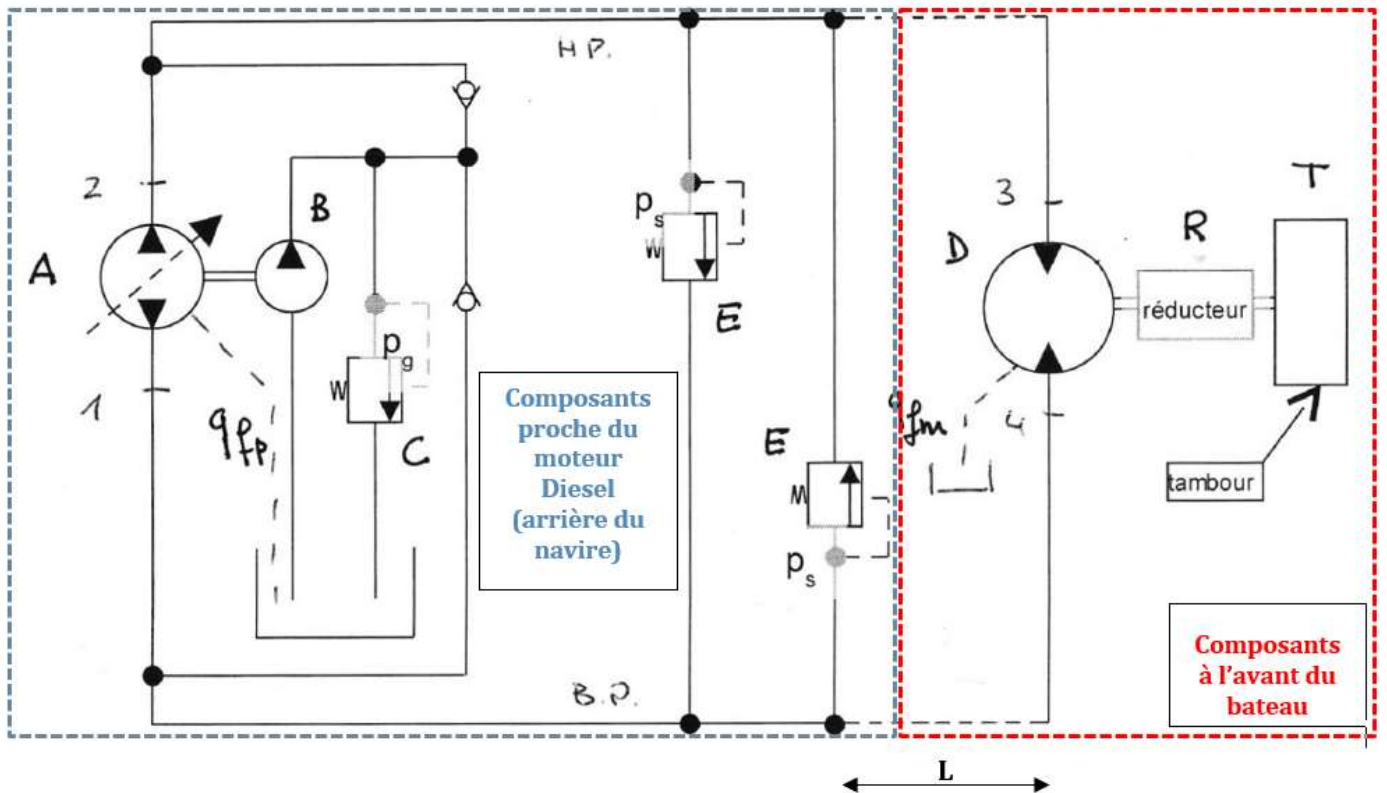
$$\frac{\omega_{s/2} - \omega_{6/2}}{\omega_{e/2} - \omega_{6/2}} = \lambda_g ; \frac{0 - \omega_{6/2}}{\omega_{e/2} - \omega_{6/2}} = \lambda_d \Leftrightarrow \omega_{6/2} = \omega_{e/2} \cdot \left( \frac{\lambda_d}{\lambda_d - 1} \right)$$

$$\text{Calculs ... } \frac{\omega_{s/2}}{\omega_{e/2}} = \frac{\lambda_d - \lambda_g}{\lambda_d - 1}$$

Q6.6. Calculer  $r$ .

$$r = \frac{\omega_{s/2}}{\omega_{e/2}} \approx \frac{1}{34,8}$$

7. Circuit hydraulique du guindeau d'un navire



Le guindeau d'un navire sert :

- à mouiller l'ancre en actionnant son frein pour contrôler la vitesse de descente de la chaîne (voir TD 13 bis) ;
- à remonter l'ancre grâce à sa motorisation.

*La motorisation du guindeau est hydraulique et on veut déterminer ses caractéristiques.*

Le fluide, mis en mouvement par la pompe A, circule en boucle de 1 vers 2 puis 3 puis 4 puis 1.

Les fuites de la pompe principale A et du moteur D sont drainées vers le réservoir. Pour les compenser, une pompe de gavage B alimente en permanence le circuit basse pression (B.P.). Cette pompe débite dans le circuit B.P. par le clapet de non-retour adéquat. Elle est équipée d'un limiteur de pression C, toujours ouvert, qui définit la pression en entrée de la pompe A. Les pompes A et B sont entraînées par le même arbre, celui du moteur thermique. Le réservoir est à la pression atmosphérique.

Enfin, deux limiteurs principaux de pression E limitent la pression maximale dans le circuit haute pression H.P.

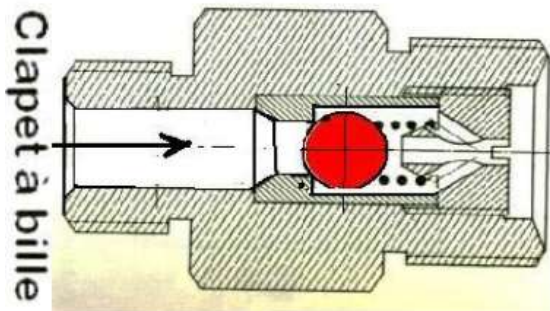
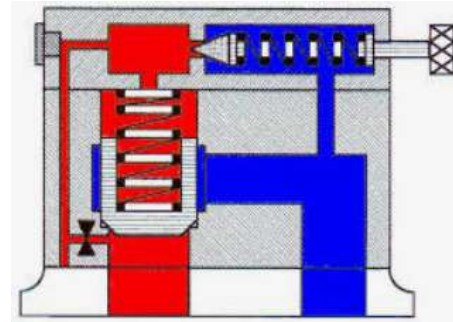
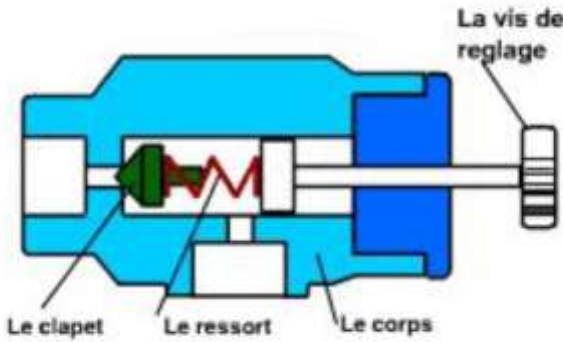
**Cahier des charges**

|   |   |
|---|---|
| <p>Points de fonctionnements choisis pour le dimensionnement du circuit hydraulique</p> | <p><b>Manœuvre normale :</b></p> <p>Les tensions sur la chaîne engendre un effort tangentiel <math>T = 15000 N</math> au niveau de la périphérie du tambour du guindeau.</p> <p>La vitesse de remontée de la chaîne devra atteindre <math>V = 1 m/s</math> (vitesse maximale souhaitée)</p> <p><b>Désengagement de l'ancre du fond de la mer :</b></p> <p>L'effort tangentiel d'arrachement <math>T_a = 50000 N</math> au niveau de la périphérie du tambour du guindeau.</p> <p>La vitesse de la chaîne est alors quasiment nulle.</p> |
|---|---|

## Données

|   |  |
|---|--|
| <b>Moteur thermique d'entraînement des pompes</b> | Moteur Diesel à régime constant $N_{md} = 1800$ tr/min.  |
| <b>Pompe principale A</b>                         | Pompe à cylindrée variable à deux sens de flux et un seul sens de rotation avec drainage externe des fuites ( $q_{fp}$ )<br>Cylindrée $Cy_p = Cy_{pmaxi} \cdot \beta$ avec $\beta \in [-1; 1]$<br>Rendement volumétrique $\eta_{v,p} = 0,95$<br>Rendement global $\eta_{g,p} = 0,79$ |
| <b>Pompe de gavage B</b>                          | Pompe à cylindrée fixe $Cy_{pg}$ à un sens de flux et un seul sens de rotation<br>Rendement volumétrique $\eta_{v,pg} = 0,85$<br>Rendement global $\eta_{g,pg} = 0,75$   |
| <b>Limiteur de pression C</b>                     | Pression d'ouverture $p_g = 5$ bar   |
| <b>Moteur hydraulique D</b>                       | Pompe à cylindrée fixe à deux sens de flux et un deux sens de rotation avec drainage externe des fuites ( $q_{fm}$ )<br>Cylindrée $Cy_m = 250$ cm <sup>3</sup> /tr<br>Rendement volumétrique $\eta_{v,m} = 0,92$<br>Rendement global $\eta_{g,m} = 0,75$                             |
| <b>Limiteurs de pression principaux E</b>         | Pression d'ouverture $p_s$   |
| <b>Canalisations et fluides</b>                   | Longueur des branches H.P et B.P : $L = 25$ m en tube d'acier étiré avec coudes à 90 ° filetés.<br>Fluide hydraulique de masse volumique $\rho = 850$ kg/m <sup>3</sup> et de viscosité cinématique $\nu = 36 \cdot 10^{-6}$ m <sup>2</sup> /s à 25°C.                               |
| <b>Réducteur et tambour</b>                       | Rapport de $r_{red} = 1/10$<br>Tambour de rayon $R = 0,25$ m   |

*Limiteur de pression à commande directe**Limiteur de pression à commande indirecte*



Clapet anti-retour ou de non retour



**Phase de manœuvre normale**

**Débites**

Q7.1. Déterminer  $\omega_{mh}$  la vitesse du moteur hydraulique en phase de manœuvre normale.

$$r_{red} = \frac{\omega_s}{\omega_e} = \frac{\omega_T}{\omega_{mh}} = \frac{1}{10} \quad \text{et} \quad \omega_T = \frac{V}{R} \quad \text{alors} \quad \omega_{mh} = \frac{V}{R \cdot r_{red}} = 40 \text{ rad/s} \quad (\text{soit } 382 \text{ tr/min})$$

Q7.2. Calculer les débits  $q_{v3}$  et  $q_{v4}$ . En déduire le débit de fuite  $q_{fm}$ .

Pour le moteur, par définition  $\eta_{v,m} = \frac{C_{ym} \cdot \omega_{mh}}{q_{v3} \text{ (entrant)}}$  d'où  $q_{v3} = \frac{C_{ym} \cdot \omega_{mh}}{\eta_{v,m}} = 103,8 \text{ l/min}$ .

Le moteur est à drainage externe des fuites donc  $q_{v4} = \eta_{v,m} \cdot q_{v3} = 95,5 \text{ l/min}$  et  $q_{fm} = 8,3 \text{ l/min}$

Q7.3. Que vaut  $q_{v2}$  ?

Le débit en sortie de pompe est celui entrant dans le moteur car en fonctionnement normal les limiteurs E sont fermés, par ailleurs la pompe de gavage B débite toujours dans le circuit B.P. (plus facile) :

$$q_{v2} = q_{v3} = 103,8 \text{ l/min} ;$$

Q7.4. Calculer la cylindrée  $C_{ypmaxi}$ .

Pour la pompe, par définition  $\eta_{v,p} = \frac{q_{v2} \text{ (sortant)}}{C_{yp} \cdot \omega_p}$  avec  $\omega_p = \omega_{md}$

On prend la cylindrée maxi puisque l'on cherche le débit maxi correspondant à V (hypothèse):

$$C_{ypmaxi} = \frac{q_{v2} \text{ (sortant)}}{\eta_{v,p} \cdot \omega_{md}} = \frac{103800}{0,95 \cdot 1800} = 60,7 \text{ cm}^3/\text{tr} \quad (\text{correspondant à } \beta = 1)$$

Q7.5. Calculer  $q_{v1}$ . En déduire le débit de fuite  $q_{fp}$ .

Les fuites sont drainées en externe donc :

$$q_{v1} = \frac{q_{v2}}{\eta_{v,p}} = 109,3 \text{ l/min} \text{ et on en déduit les fuites, } q_{fp} = 5,5 \text{ l/min.}$$

Q7.6. Déterminer le débit minimal  $q_{pgmin}$  de la pompe de gavage.

Le débit mini de la pompe de gavage est  $q_{pgmin} = q_{fp} + q_{fm} = 13,8 \text{ l/min}$ .

En fait, la pompe de gavage fournira 10 ou 20 % de débit en plus par sécurité.

Q7.7. En déduire sa cylindrée  $Cy_{pg}$ .

Comme pour la pompe principale, on a la relation  $Cy_{pgmini} = \frac{q_{pgmin} \text{ (sortant)}}{\eta_{v,pg} \cdot \omega_{md}} = 9,02 \text{ cm}^3/\text{tr}$

### Pressions

Q7.8. Que vaut la pression  $p_1$  ?

La pression en entrée pompe est définie par le limiteur C qui est toujours ouvert, alors  $p_1 = p_g = 5 \text{ bar}$ .

Les pertes de charges dans la canalisation B.P. sont évaluées à 7 bar.

Q7.9. En déduire la pression  $p_4$  ?

$$p_4 = p_1 + 7 = 12 \text{ bar}$$

Q7.10. Calculer la pression  $p_3$ .

Pour le moteur,  $\eta_{hm,mot} = \frac{C_{mh}}{Cy_m \cdot \Delta p} = \frac{C_{mh}}{Cy_m \cdot (p_3 - p_4)} = \frac{T.R.r_{red}}{Cy_m \cdot (p_3 - p_4)}$ . En effet, pour le réducteur,

$$P_s = P_e \text{ (car on prend le rendement à priori égal à 1)} \Leftrightarrow T.R. \omega_T = C_{mh} \cdot \omega_{mh} \Leftrightarrow C_{mh} = T.R. \frac{\omega_T}{\omega_{mh}}$$

Et  $\eta_{g,m} = \eta_{v,m} \cdot \eta_{hm,m}$  donc  $\eta_{hm,m} = 0,815$

$$\text{Par ailleurs, } p_3 - p_4 = \frac{T.R.r_{red}}{Cy_m \cdot \eta_{hm,m}} = \frac{15000 \cdot 0,25 \cdot 0,1}{\left(\frac{250 \cdot 10^{-6}}{2\pi}\right) \cdot 0,815} = 115,6 \cdot 10^5 \text{ Pa d'où } p_3 = 127,6 \text{ bar}$$

Les pertes de charges dans la canalisation H.P. sont évaluées à 10 bar.

Q7.11. En déduire la pression  $p_2$ .

$$p_2 = p_3 + 10 = 137,6 \text{ bar}$$

Q7.12. Calculer la puissance mécanique  $P_{méca}$  consommée par la pompe principale et la pompe de gavage.

$$P_{méca} = P_{mécaA} + P_{mécaB} = \frac{P_{hydA}}{\eta_{g,p}} + \frac{P_{hydB}}{\eta_{g,pg}} = \frac{q_{v2} \cdot (p_2 - p_1)}{\eta_{g,p}} + \frac{q_{vpgmini} \cdot (p_1 - p_{atm})}{\eta_{g,pg}}$$

$$P_{méca} = \frac{109,3}{60000} \cdot (137,6 - 5) \cdot 10^5 + \frac{13,8}{60000} \cdot (5 - 0) \cdot 10^5 = 30730 \text{ W}$$

### Phase de désengagement

Le fluide hydraulique ne circule plus dans les canalisations H.P. et B.P. du circuit. Il est dérivé par les limiteurs E directement de la sortie de la pompe A vers son entrée. Il n'y a donc plus de pertes de charges dans les canalisations.

Q7.13. En déduire la pression  $p_4$  ?

Il n'y a pas de perte de charge dans le circuit puisque le fluide ne circule pas, alors  $p_4 = 5 \text{ bar}$

Q7.14. Calculer la pression  $p_3$ .

Comme pour la question 2.10,  $p_3 - p_4 = \frac{T_a \cdot R \cdot r_{red}}{C_{ym} \cdot \eta_{hm,m}} = \frac{50000 \cdot 0,25 \cdot 0,1}{\left(\frac{250 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot \pi}\right) \cdot 0,815} = 385 \cdot 10^5 \text{ Pa}$  d'où  $p_3 = 390 \text{ bar}$

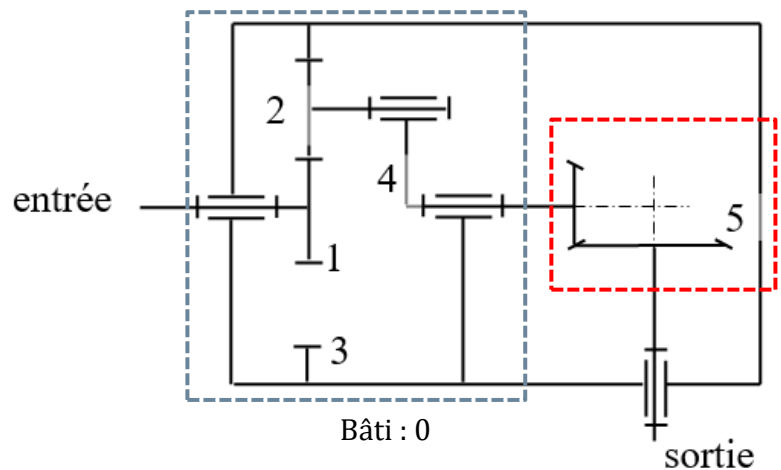
Q7.15. Proposer un réglage des limiteurs de pression **E**.

Le circuit devra ponctuellement supporter 390 bar et ce sont les limiteurs principaux qui fixeront cette valeur. L'ensemble du circuit sera dimensionné en conséquence. Finalement on réglera  $p_s = 390 \text{ bar}$ .

## 8. Motoréducteur à train épicycloïdal et couple conique



Le réducteur à arbres concourants (les arbres d'entrée et sortie sont perpendiculaires) ci-dessous est composé d'un étage de réduction épicycloïdal et d'un étage de réduction à renvoi conique.



Caractéristiques des pignons :  $Z_1 = 27$  dents ;  $Z_3 = 83$  dents ;  $Z_4 = 22$  dents et  $Z_5 = 55$  dents

Q8.1. Ecrivez la relation de Willis du train épicycloïdal et calculez sa raison de base  $\lambda$ .

|                  |   |  |
|------------------|---|--|
| Planétaire       | 1 | $\frac{\omega_{1/0} - \omega_{4/0}}{\omega_{3/0} - \omega_{4/0}} = -\frac{Z_3}{Z_1} = \lambda$ |
| Planétaire'      | 3 |  |
| Porte-satellites | 4 |  |

Q8.2. Calculez le rapport de réduction du train épicycloïdal.

Analyse de l'utilisation : On a  $\omega_{3/0} = 0$  et  $r_{train} = \left(\frac{\omega_s}{\omega_e}\right)_{train} = \frac{\omega_{4/0}}{\omega_{1/0}}$  or  $\frac{\omega_{1/0} - \omega_{4/0}}{0 - \omega_{4/0}} = -\frac{Z_3}{Z_1} \Leftrightarrow \frac{\omega_{4/0}}{\omega_{1/0}} = \frac{Z_1}{Z_1 + Z_3}$

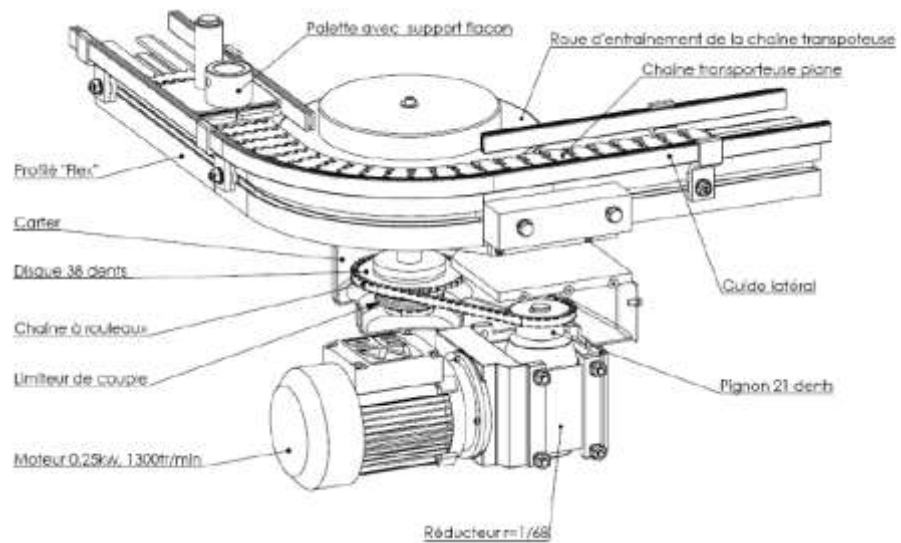
Q8.3. Calculez le rapport de réduction du renvoi conique.

$$r_{rc} = \left(\frac{\omega_s}{\omega_e}\right)_{rc} = \frac{\omega_{5/0}}{\omega_{4/0}} = \frac{Z_4}{Z_5} \text{ (on ne tient pas compte du signe)}$$

Q8.4. En déduire le rapport de réduction  $r = \frac{\omega_s}{\omega_e}$  de ce réducteur.

$$r = \frac{\omega_s}{\omega_e} = \frac{\omega_{5/0}}{\omega_{1/0}} = \frac{\omega_{5/0}}{\omega_{4/0}} \cdot \frac{\omega_{4/0}}{\omega_{1/0}} = r_{rc} \cdot r_{train} = \frac{Z_4}{Z_5} \cdot \frac{Z_1}{Z_1 + Z_3} \approx \frac{1}{10,2}$$

Exemple de chaîne de production :



## 9. Ludique : Réducteur de Daniel de Bruin

L'artiste Daniel De Bruin a construit le plus « grand » réducteur mécanique au monde en s'inspirant de la « Machine with Concrete » d'Arthur Ganson. Ce réducteur mécanique possède 100 couples de roues chacun un rapport de réduction de 1/10.



Q9.1. Calculer son rapport de réduction  $r = \frac{\omega_s}{\omega_e}$ .

$$r = \frac{1}{10^{100}}$$

Q9.2. Calculer le temps  $T$  nécessaire à la dernière roue pour faire un tour si le moteur électrique d'entraînement tourne à 3000 tr/min.

On a donc  $\omega_s \cdot T = 2 \cdot \pi$  soit  $T = \frac{2 \cdot \pi}{\omega_s} = \frac{2 \cdot \pi}{r \cdot \omega_e}$  en seconde et  $T = 6,34 \cdot 10^{81}$  milliard d'années

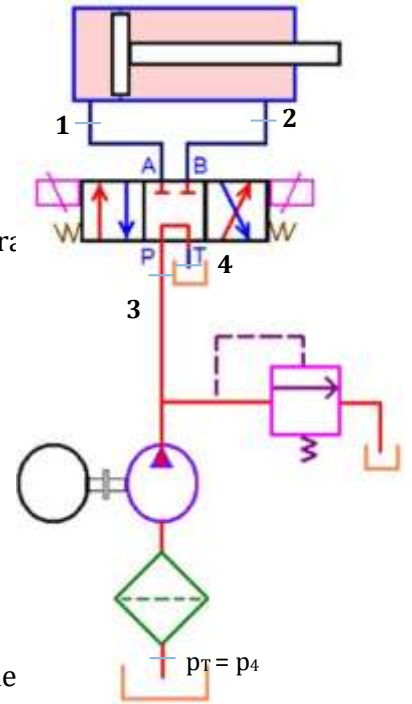
Mais le temps qui « reste » est infiniment plus grand que l'âge de notre univers. On a aussi calculé qu'il aurait consommé bien plus que toute l'énergie de notre univers. Par chance, il y a sûrement de nombreux univers.

« Une machine représente gogol, un nombre plus grand que les atomes dans l'Univers visible ».

## 10. Alimentation d'un vérin hydraulique

Q10.1. Numéroté les composants et indiquer leurs noms.

- 1-Vérin
- 2-Distributeur hydraulique 4 raccords/3 positions à commande électrique et r
- 3-Limiteur de pression
- 4-Pompe hydraulique simple flux et cylindrée fixe
- 5- Moteur d'entraînement de la pompe
- 6-Filtre
- 7- Réservoir (Tank)



Q10.2. Compléter par des flèches les cases du distributeur.

On a supposé que le pilotage de la bobine de gauche conduit à l'alimentation de

Q10.3. Qu'est-ce que la course d'un vérin ?

C'est la longueur entre la tige rentrée et sortie.

Le cahier des charges impose classiquement  $F_{t\grave{a}ge \rightarrow r\acute{e}c\acute{e}p\acute{t}eur}$  et  $V_{t\grave{a}ge/corps}$ .

Par ailleurs, on retient les hypothèses :

- Les pertes de charges dans les canalisations et dans le filtre sont négligées ;
- Les pertes de charges aux bornes du distributeur, quel que soit le sens du débit  $Q$  le traversant, sont exprimées par  $\Delta p = A \cdot Q^2$  où  $A$  est une constante ;
- Le distributeur est sans fuite.

On donne de surcroît les notations (connues si en gras) :

| $P_{méca\ sortie}$                                | $P_{méca\ entrée}$                 | $p_{tar}$ (pression de tarage du limiteur) |
|---|------------------------------------|--|
| $c\gamma_p ; \eta_{v,p} ; \eta_{hm,p} ; \omega_p$ | $p_i$ (pressions en divers points) | $C_{mot}$                                  |

Q10.4. Numéroté les points de pressions différentes du circuit.

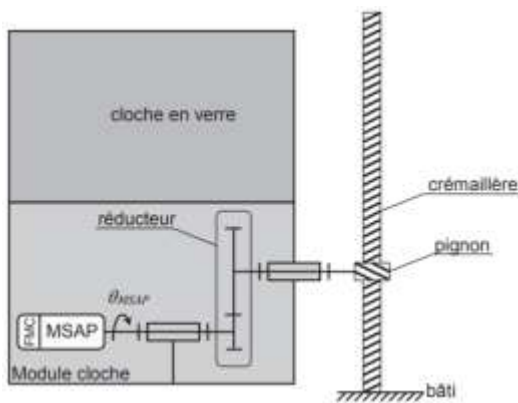
Il n'y a pas de pertes de charges dans les canalisations ni le filtre. Il n'y a donc que 4 pressions différentes.

Q10.5. Donner toutes les relations possibles de ce circuit dans le cas de la sortie de la tige du vérin.

Q10.6. Exprimer toutes les grandeurs physiques en fonction de  $F_{t\grave{a}ge \rightarrow r\acute{e}c\acute{e}p\acute{t}eur}$  ;  $V_{t\grave{a}ge/corps}$  ;  $A$  ;  $\eta_{v,p}$  et  $\eta_{hm,p}$ .

## 11. Fonction adapter-transmettre

La cloche et sa motorisation ont un mouvement de translation par rapport au bâti.



Q11.1. Donner la relation entre  $\theta_{MSAP}$  et  $\theta_{pignon/cloche}$

Q11.2. Donner la relation entre  $\theta_{MSAP}$  et  $V_{cloche/bâti}$ .