

DOSSIER D'ETUDE

Cette étude comprend 7 parties.

Ces parties sont indépendantes et peuvent être traitées dans n'importe quel ordre.

Il est conseillé de consacrer à chacune de ces parties la durée suivante :

Lecture du dossier et des documents techniques	0 h 30
1 ^{ère} partie : Caractéristiques moteur.....	0 h 30
2 ^{ème} partie : Etude cinématique.....	0 h 50
3 ^{ème} partie : Etude de l'embrayage conique.....	0 h 30
4 ^{ème} partie : Etude de la résistance des leviers (13).....	0 h 20
5 ^{ème} partie : Caractéristiques du véhicule.....	0 h 20
6 ^{ème} partie : Utilisation de la puissance.....	0 h 30
7 ^{ème} partie : Guidage en rotation de l'arbre de sortie (22).....	2 h 30

1 Caractéristiques moteur

Matière d'œuvre : documents DT1 R1

Domaine étudié : étude de l'adaptation de la transmission.

Objectif : détermination de la courbe de couple du moteur.

La courbe de la puissance motrice en fonction de la fréquence de rotation du moteur est donnée sur le **document R1**.

Il s'agit de déterminer la courbe de couple de ce moteur.

1-1) Compléter sur le document R1 la courbe de couple entre les fréquences de rotation 4000 et 6000 tr.min⁻¹.

Déterminer l'échelle des moments du couple moteur.

Tracer et graduer l'axe sur le **document R1**.

Préciser l'unité.

1-2) A l'aide du **document R1**, déterminer la fréquence de rotation au moment du couple maximal.

2 Etude cinématique de la vitesse surmultipliée.

Matière d'œuvre : documents DT1, DT2, DT3, DT4 et R2

Domaine étudié : étude de la transformation de vitesses dans le système.

Objectif : détermination du rapport de vitesse en position « surmultipliée » .

Le document R2 représente le schéma cinématique simplifié du train épicycloïdal servant à la transformation de mouvement en position « surmultipliée ».

Dans la position « surmultipliée » le mouvement d'entrée se fait sur le porte-satellite 6 tandis que le mouvement de sortie a lieu sur la couronne (22). Le pignon (8) est lié au bâti par l'embrayage conique (cf doc. DT3)

Données :

✓ $\omega_{\text{entrée}} = \omega_{6/8} = \dot{\alpha}$

✓ $\omega_{\text{sortie}} = \omega_{22/8} = \dot{\gamma}$

✓ $\omega_{8/\text{bâti}} = 0$

✓ on note r_2, r_8, r_{22} et r_4 les rayons primitifs des différents pignons ou roue dentée.

✓ les vecteurs rotation seront notés :

$$\vec{\Omega}_{6/8} = \omega_{6/8} \vec{X}_6 = \dot{\alpha} \vec{X}_6$$

$$\vec{\Omega}_{2/6} = \vec{\Omega}_{4/6} = \omega_{2/6} \vec{X}_6 = \dot{\beta} \vec{X}_6$$

$$\vec{\Omega}_{22/8} = \omega_{22/8} \vec{X}_6 = \dot{\gamma} \vec{X}_6$$

2-1) Donner la valeur de $\vec{V}_{J_{e2/8}}$ (le point J est le CIR du mouvement entre 2 et 8).

2-2) En déduire la relation vectorielle entre $\vec{V}_{J_{e2/6}}$ et $\vec{V}_{J_{e6/8}}$.

2-3) Exprimer $\vec{V}_{I \in 2/6}$ en fonction de r_2 et $\omega_{2/6}$.

Tracer l'allure de ce vecteur vitesse sur le document R2 (sens et direction)

2-4) Exprimer $\vec{V}_{I \in 6/8}$ en fonction de r_8 et $\omega_{6/8}$.

Tracer l'allure de ce vecteur vitesse sur le document R2 (sens et direction)

2-5) Démontrer à partir des questions précédentes l'expression scalaire suivante :

$$r_2 \cdot \omega_{2/6} = r_8 \cdot \omega_{6/8} \quad (1)$$

2-6) Donner la valeur de $\vec{V}_{I \in 22/4}$ (le point I est le CIR du mouvement entre 22 et 4).

2-7) En déduire la relation vectorielle entre $\vec{V}_{I \in 22/6}$ et $\vec{V}_{I \in 6/4}$.

2-8) Exprimer $\vec{V}_{I \in 6/4}$ en fonction de r_4 et $\omega_{2/6}$.

Tracer l'allure de ce vecteur vitesse sur le document R2 (sens et direction).

2-9) Exprimer $\vec{V}_{I \in 22/6}$ en fonction de $\vec{V}_{I \in 22/8}$ et de $\vec{V}_{I \in 8/6}$.

2-10) Exprimer $\vec{V}_{I \in 22/8}$ en fonction de r_{22} et $\omega_{22/8}$, et $\vec{V}_{I \in 8/6}$ en fonction de r_{22} et $\omega_{6/8}$.

Tracer l'allure de ces vecteurs vitesse sur le document R2 (sens et direction).

2-11) Démontrer à partir des questions précédentes l'expression scalaire suivante :

$$r_4 \cdot \omega_{2/6} = r_{22} \cdot (\omega_{22/8} - \omega_{6/8}) \quad (2)$$

2-12) Démontrer que $\frac{\omega_{\text{sortie}}}{\omega_{\text{entrée}}} = \frac{k+1}{k}$ à partir des relations (1) et (2).

$$\text{avec } k = \frac{r_2 \cdot r_{22}}{r_8 \cdot r_4} = \frac{Z_2 \cdot Z_{22}}{Z_8 \cdot Z_4}$$

2-13) Application numérique de la question 2-12 :

Calculer le rapport de « surmultipliée ».

nota : cette question est indépendante des précédentes

3 Etude de l'embrayage conique pendant la phase surmultipliée.

Matière d'œuvre : documents DT1, DT4, R 1

Domaine étudié : étude de l'embrayage conique 21- bâti dans la phase « surmultipliée »

Objectif : Détermination de la pression d'admission minimale des vérins et vérification de la résistance au matage des éléments de friction.

Caractéristiques géométriques :

$f = 0,2$ coefficient d'adhérence entre les surfaces coniques 21/20 à la limite du glissement

$\delta = 12^\circ$ (demi angle au sommet du cône)

$R_i = 59,5 \text{ mm}$ et $R_e = 62,5 \text{ mm}$

$\eta = 1$ (pour cette question on suppose que le rendement de transmission est de 1)

Relations caractéristiques :

$C = \frac{f \cdot q_n \cdot \pi}{\sin \delta} \cdot \frac{2}{3} \cdot (R_e^3 - R_i^3)$	couple transmissible par l'embrayage dans le cas d'une pression de contact q_n supposée uniforme .
$F = q_n \cdot S \cdot \sin(\delta)$	effort presseur obtenu par la poussée des vérins 28
$S = \frac{\pi \cdot (R_e^2 - R_i^2)}{\sin \delta}$	aire de la surface du tronc de cône de contact entre 21 et le bâti
$C_{\text{bâti}/21} = \lambda \cdot C_{\text{moteur}}$	le couple transmissible par l'embrayage pendant la phase « surmultipliée » avec $\lambda=1/k$ (question 2). Le couple moteur (document R1) sera de 200 Nm

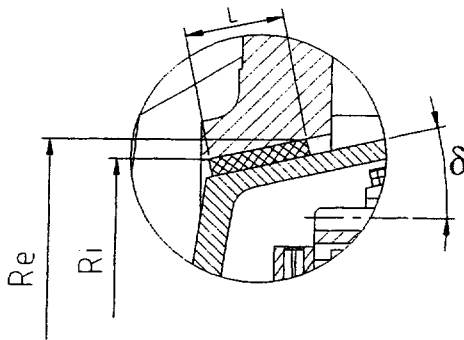
3-1) Déterminer à partir des relations précédentes la pression de contact q_n maximale entre les cônes 21 et le bâti en fonction du couple maximal transmissible.

La pression maximale admissible au contact cône/cône est de $q_{n \text{ maxi}} = 0,5 \text{ MPa}$

Conclure.

3-2) Déterminer le rayon extérieur R_e de la partie frottante pour que la pression de contact ne dépasse pas la pression admissible. En déduire la longueur minimale L .

On suppose que le rayon minimal R_i reste inchangé.



3-3) Déterminer l'effort à exercer par les deux vérins (28) sachant que l'effort développé par chaque ressort (15) est de 365 N en position surmultipliée et que l'effort presseur entre les 2 cônes est de 810 N. Déduire la pression minimale d'admission du vérin, nécessaire au fonctionnement en « surmultipliée ».

4 Vérification de la résistance des leviers (13)

Matière d'œuvre : documents DT1, DT5, R1

Domaine étudié : étude des leviers de transmission (13) dans la phase « surmultipliée »

Objectif : Analyse de la modélisation des leviers (13) à la flexion.

Il s'agit de vérifier la résistance à la flexion des leviers (13) .

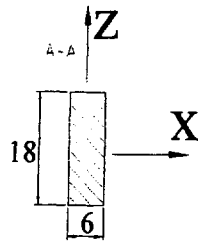
Deux modèles d'étude sont proposés:

Modèle 1 : effort du vérin modélisé par **une action répartie linéique** $q = 57 \text{ N/mm}$ sur la largeur du piston.

Modèle 2 : effort du vérin modélisé par **une action concentrée** $F = 1140 \text{ N}$ au centre du piston.

Il s'agit de comparer les deux modèles d'étude

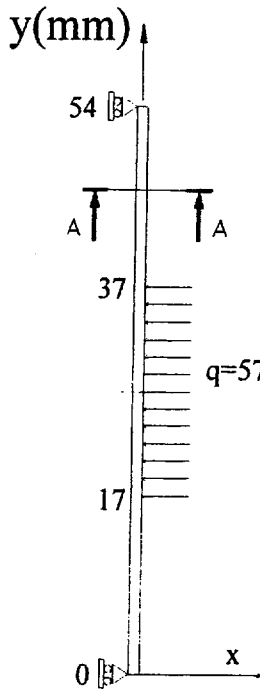
ETUDE DU MODELE 1 :



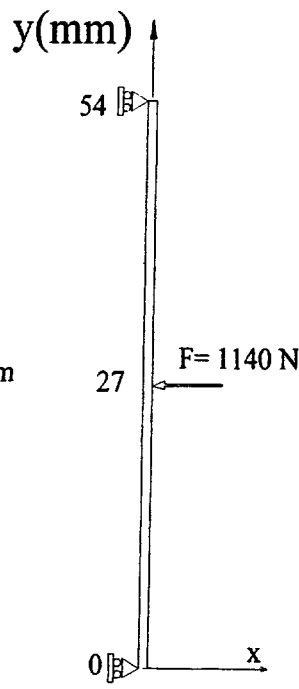
Pour déterminer le diagramme des contraintes normales (doc. DT5) du modèle 1, un logiciel de RDM est utilisé.

De la même façon la déformation maximale est déterminée : $f=0,049\text{mm}$ au centre de la poutre.

ETUDE DU MODELE 2 :



MODELE 1



MODELE 2

4-1) A partir du diagramme des moments fléchissants le long de la poutre donné sur le document DT5 calculer la contrainte maximale subie par la poutre.

4-2) Déterminer pour le modèle 2 la flèche maximale au centre de la poutre.

On donne la relation de la flèche maxi :

$$f = \frac{F.L^3}{48.E.I_{Gz}} \text{ avec}$$

F : effort appliqué au centre de la poutre

E : module d'élasticité longitudinal du matériau (2.10^5 MPa pour l'acier)

L : longueur de la poutre

I_{Gz} : moment quadratique de la section droite de la poutre par rapport à l'axe Gz au centre de gravité .

4-3) Après analyse des résultats obtenus pour chaque modèle, quelle conclusion pouvez-vous en tirer ?

5 Caractéristiques du véhicule

Matière d'œuvre : documents DT1, R3

Domaine étudié : Résistance à l'avancement du véhicule (pente nulle)

Objectif : Déterminer le coefficient de résistance au roulement.

Le document R3 représente la courbe de puissance absorbée aux roues en fonction de la vitesse du véhicule sur un sol horizontal. Elle tient compte de la résistance aérodynamique et de la résistance au roulement.

Il s'agit de déterminer le coefficient de résistance au roulement de ce véhicule.

Ce coefficient de résistance au roulement sera considéré constant de 0 à 60 km h⁻¹

5-1) Déterminer le coefficient de résistance au roulement par une construction graphique (dérivation graphique à l'origine). Le tracé et la méthode de calcul seront portés sur le document R3.

5-2) Calculer ce coefficient pour 90 km/h.

6 Utilisation de la puissance :

Matière d'œuvre : documents DT1, R4
Domaine étudié : Puissance disponible aux roues
Objectif : détermination d'une pente à gravir.

Lorsque le véhicule est testé sur un circuit horizontal, sans vent, les mesures de puissance ramenées aux roues motrices, sur le quatrième et cinquième rapport de boîte de vitesses, donnent les courbes du document R4. La puissance de résistance au roulement et aérodynamique est représentée.

6-1) Quelle est la vitesse maximale de ce véhicule au rapport de cinquième ?

6-2) Quelle est la vitesse maximale de ce véhicule au rapport de quatrième ?

6-3) Tracer sur le document R4 la courbe de réserve de puissance sur le cinquième rapport de boîte de vitesse.

6-4) Déterminer graphiquement la pente maximale que ce véhicule pourra franchir sans perdre de vitesse sur le cinquième rapport de boîte de vitesses. Exprimer cette pente soit en %, soit en angle.

7 Guidage en rotation de l'arbre de sortie (22).

Matière d'œuvre : documents DT2, DT4, DT5, DT6 et DR5
Domaine étudié : guidage de l'arbre de sortie de la BV et liaison à la transmission.
Objectif : pour un montage en petite série (1000 boîtes de vitesses), étudier et dessiner :

- 1 - une liaison pivot avec étanchéité unilatérale
- 2 - une bride d'accouplement assurant un positionnement axial sans excentration.

1- Liaison pivot :

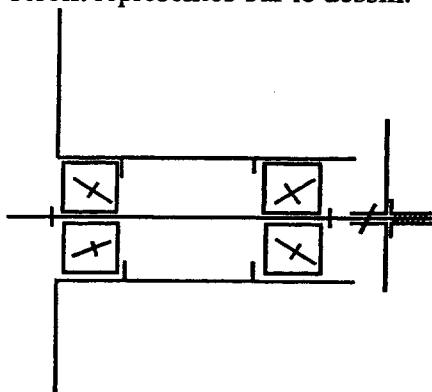
La liaison pivot du planétaire 22 par rapport au carter de sortie 23 est réalisée au moyen de roulements à contacts obliques proposés sur le document DT 6.

L'étanchéité entre 22 et 23 est assurée par un joint à lèvres à contact radial (voir DT 6).

Les formes complémentaires des pièces 22 et 23 sont laissées à l'initiative du candidat afin de répondre à l'objectif.

Faire aux instruments sur le R5 la vue en coupe longitudinale du montage.

Les ajustements (DT5) cylindriques concernant les roulements, le joint à lèvres et les pièces 22 et 23 seront représentés sur le dessin.



Sur la copie :

- ✓ Commenter la solution retenue pour le choix du montage de roulements

2 - Bride de sortie

La bride est immobilisée :

- en rotation sur l'arbre de sortie 22, par des cannelures
- en translation sur un épaulement, par un écrou M 16 .

Sur la bride sont alésés 3 trous à 120 ° de diamètre 10 mm sur un diamètre de 70 mm. Ces perçages recevant les boulons de liaison à la transmission.

Prévoir une surface de centrage entre la bride et la transmission, sachant que la bride est elle même centrée directement sur les cannelures de 22.

Sur le DR5 dans l'espace réservé au dessus du cartouche

Faire à main levée une perspective de la pièce.