

CORRIGE

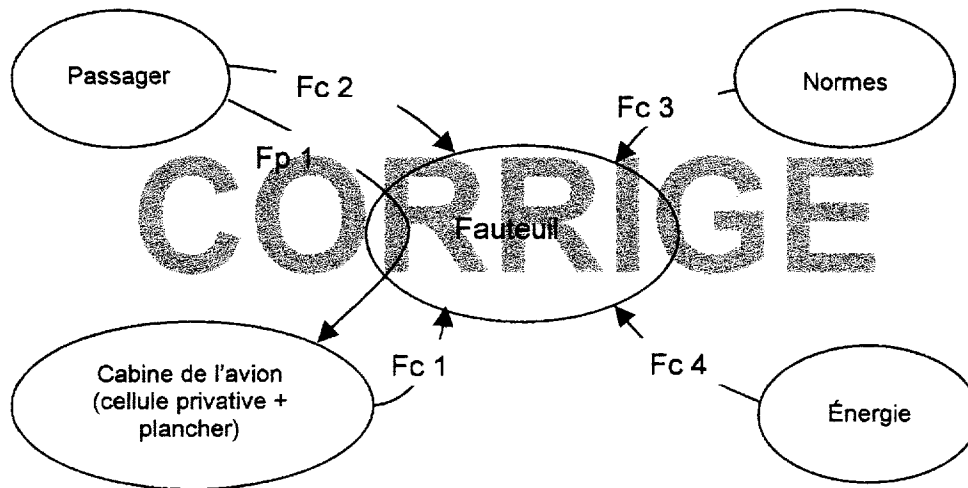
Barème de correction

3. Étude fonctionnelle du fauteuil	
3.1. <i>Relations du fauteuil à son environnement</i>	/ 9
3.2. <i>Étude des mouvements</i>	/ 7
3.3. <i>Comparaison des masses</i>	/ 5
3.5. <i>Étude fonctionnelle de la traverse arrière</i>	/ 28
3.6. <i>Étude technologique du sous-ensemble traverse SE 2- 5</i> ...	/ 10
4. Étude de modification de produit	/ 19
5. Recherche et validation des éléments de la nouvelle solution	
5.1. <i>Validation des caractéristiques du moto réducteur</i>	/ 10
5.2 : <i>Recherche des éléments de la nouvelle transmission</i>	/ 23
5.3 : <i>Vérification de la largeur de courroie</i>	/ 4
5.4 : <i>Synthèse</i>	/ 5
6 : Étude graphique	
6.1. <i>Conception d'un accouplement</i>	/ 30
6.2. <i>Liaison de l'actionneur à la traverse arrière</i>	/ 50
Total :	/200

3. Étude fonctionnelle du fauteuil

3.1 Relations du fauteuil à son environnement : / 3

Le fauteuil est conçu pour fournir un confort personnalisé à son utilisateur, dans l'enceinte privative qui lui est réservée, en s'adaptant à la position désirée par l'utilisateur.



3.1.1 Énoncez les fonctions :

/1,5 Fp1 : Assurer au passager une position confortable

Fc1 : fixer et adapter le fauteuil au volume de la cellule privative de l'avion.

/1,5 Fc2 : S'adapter à la morphologie du passager

/1,5 Fc3 : S'adapter / respecter les normes en vigueur

/1,5 Fc4 : S'adapter à la source d'énergie disponible

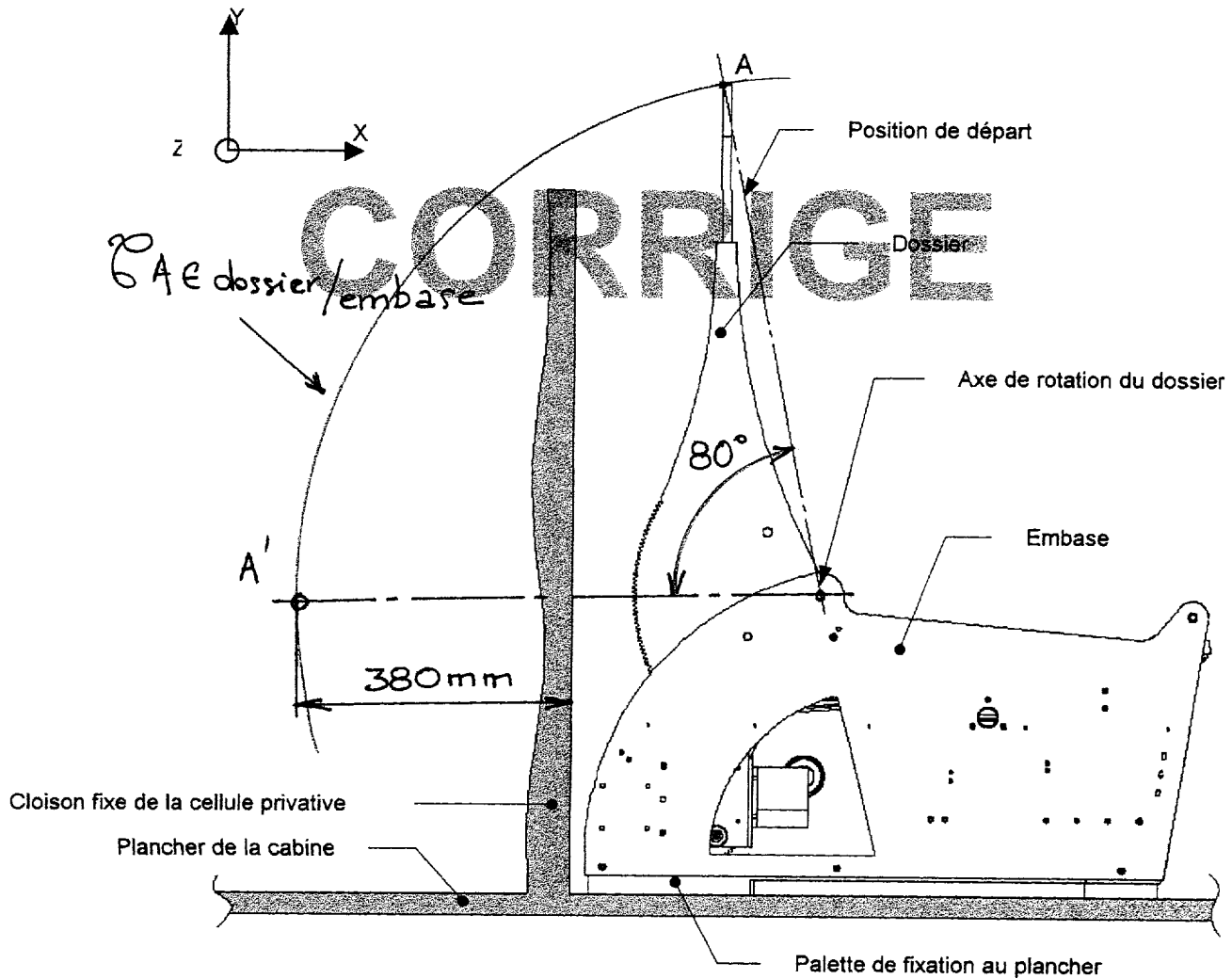
/3 3.1.2 Écrivez la fonction globale du fauteuil :

Donner au passager une position confortable pendant le vol tout en assurant sa sécurité.

3.2 Étude des mouvements : 17

Pour passer de la position assise à la position couchette, le dossier doit pivoter de 80° .

- 13 3.2.1 Tracer sur le dessin ci-dessous la position du point A du dossier après la rotation de 80°



Échelle : 1 : 10

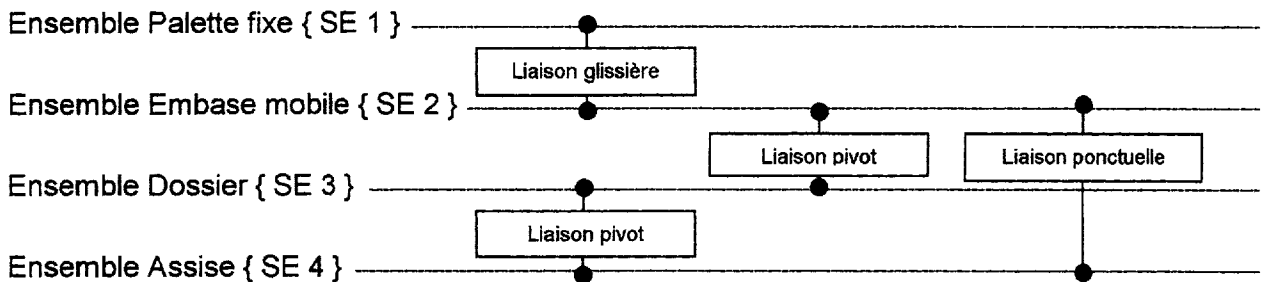
- 12 3.2.2 Compte tenu des espaces disponibles autour du siège, que doit faire l'embase du fauteuil par rapport au plancher de la cabine quand le dossier pivote ?

Avancer pour éviter au dossier de venir buter dans la cloison (Translation suivant \vec{x})

- 12 3.2.3 Donnez la valeur du déplacement minimal de l'embase :

380 mm

Cette première partie de l'étude fait apparaître que la structure du fauteuil se compose de quatre grands sous ensembles.

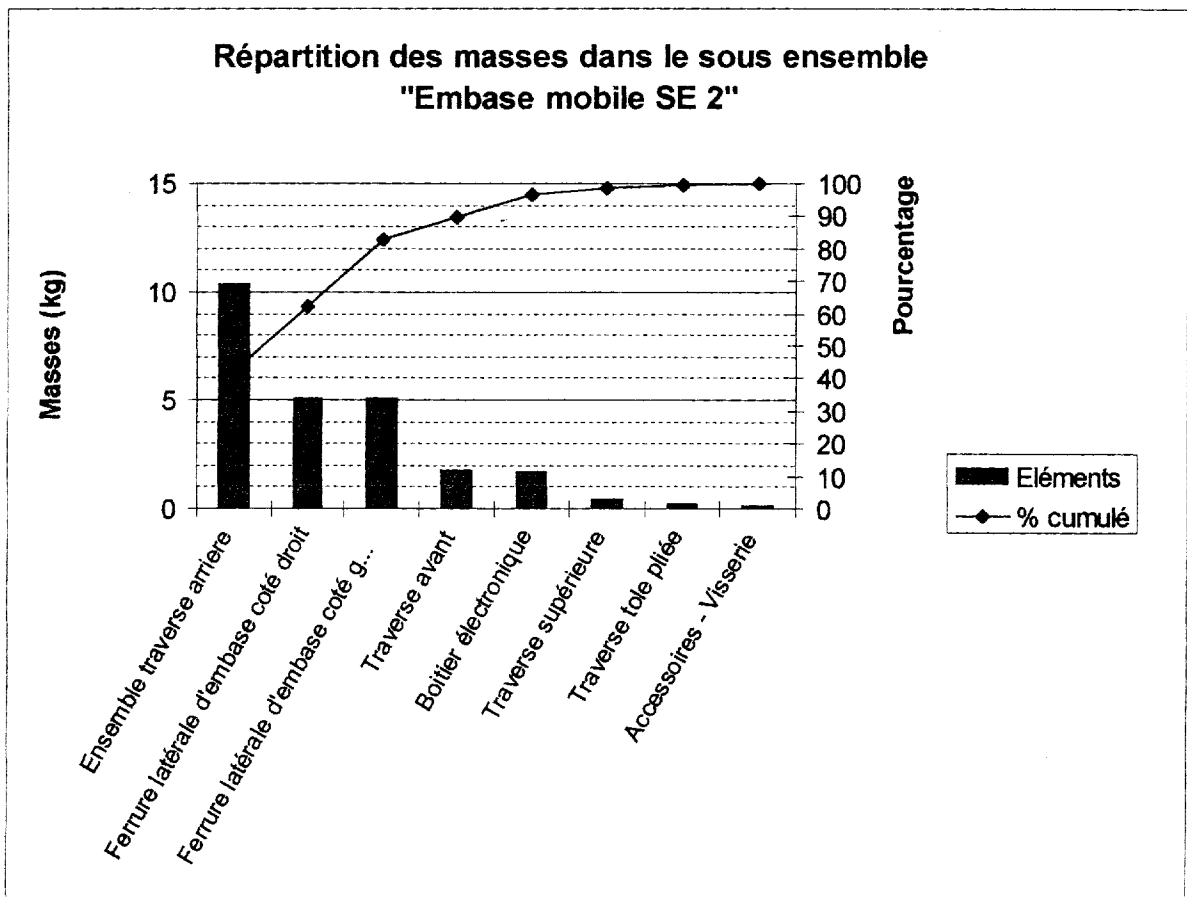


3.3 Comparaison des masses /5

Dans la problématique de l'allègement de l'ossature du fauteuil, il a été procédé à une étude comparative des masses des principaux sous-ensembles.

Celle-ci a mis en évidence que le sous-ensemble embase mobile { SE 2 } occupe 52.6% de la masse totale du fauteuil.

Le diagramme suivant fait apparaître la masse de chacun des groupes fonctionnels constituant l'ensemble embase mobile { SE 2 }.



/5

3.3.1 Citez le sous-ensemble de { SE 2 } à alléger en priorité en justifiant votre réponse :

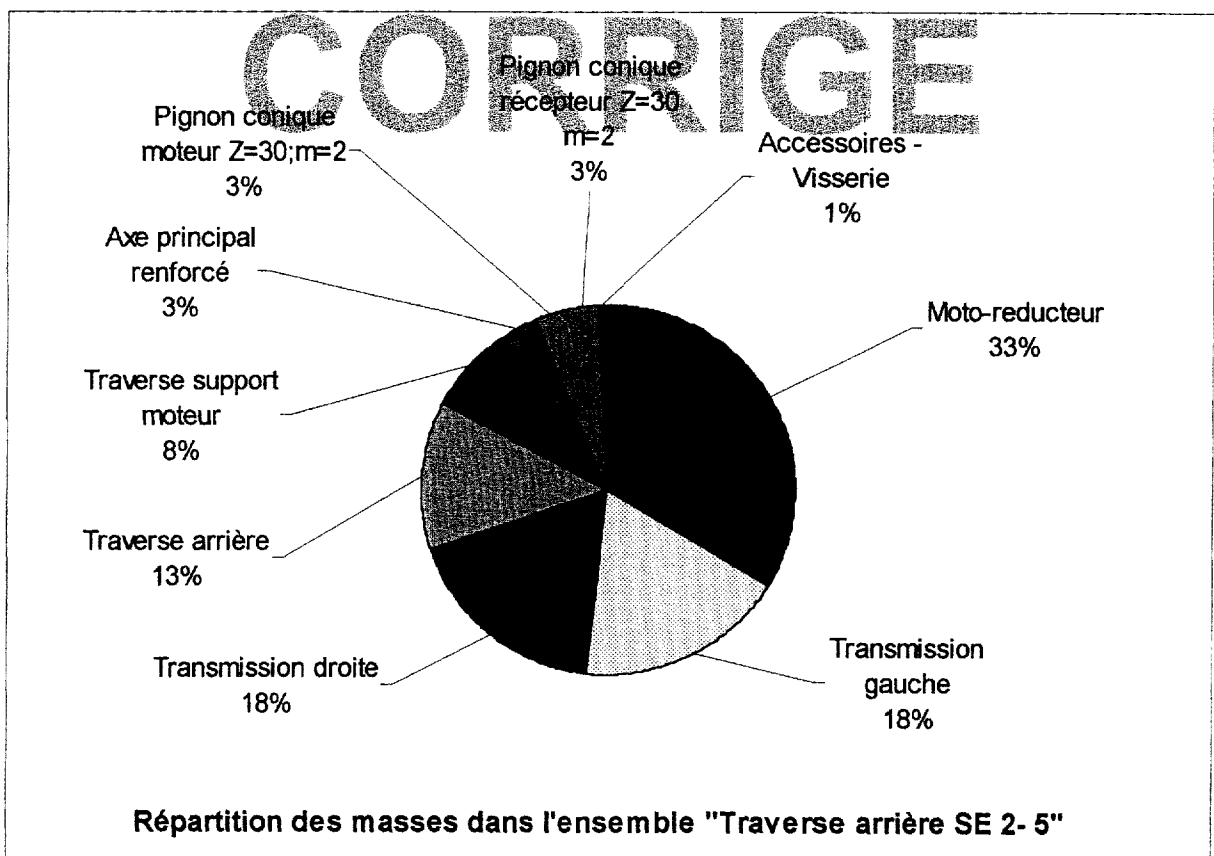
Sous-ensemble "traverse arriere", qui représente 40% de la masse de l'ensemble "embase mobile"

3.4 Analyse fonctionnelle de la traverse arrière {SE 2-5} :

Nota : ce paragraphe est donné à titre d'information et ne comporte pas de questions.

L'ensemble traverse arrière {SE 2- 5} comprend la chaîne cinématique nécessaire à la rotation du dossier et au déplacement de l'embase mobile.

L'étude comparative des masses a conduit le Bureau d'études à faire porter principalement la recherche d'allègement du sous-ensemble traverse arrière sur les éléments « Moto réducteur »,



« Transmission droite » et « Transmission gauche ».

Toutefois, les caractéristiques fonctionnelles de la solution initiale devront être conservées dans la solution modifiée.

3.5 Étude fonctionnelle de la traverse arrière 128

Constituez les groupes des pièces cinématiquement liées:

Vous ne tiendrez pas compte des éléments de liaison (vis, goupilles, bagues, ...)

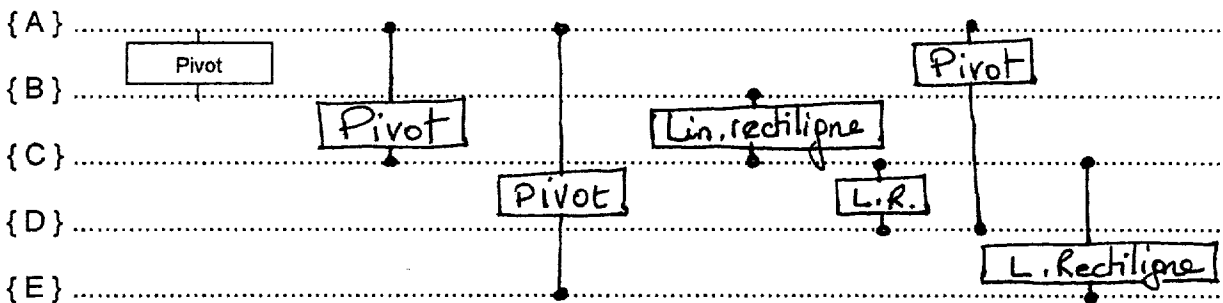
17 (14x0,5) 3.5.1 Classes d'équivalence cinématique :

- {A} = {1; 3; 7; 19; 20; 22; 23}
- {B} = {Arbre de sortie du moteur; 27}
- {C} = {25; 26; 9; 21; 11; 13}
- {D} = {12; 8}
- {E} = {14; 10}

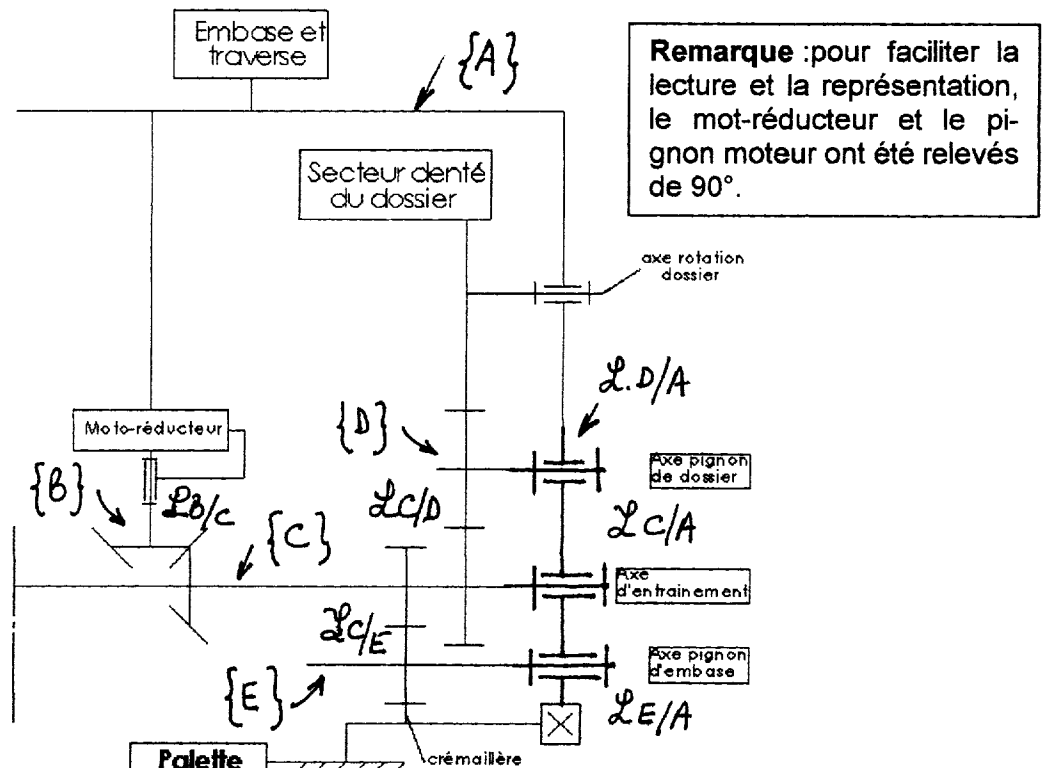
CORRIGÉ

Les groupes {D} et {E} ont des groupes symétriques que nous appellerons respectivement {D'} et {E'}, qui ne seront pas mentionnés pour simplifier le diagramme ci-dessous.

12 (6x2) 3.5.2 Établissez ci-dessous le graphe des liaisons entre les différents sous ensembles :

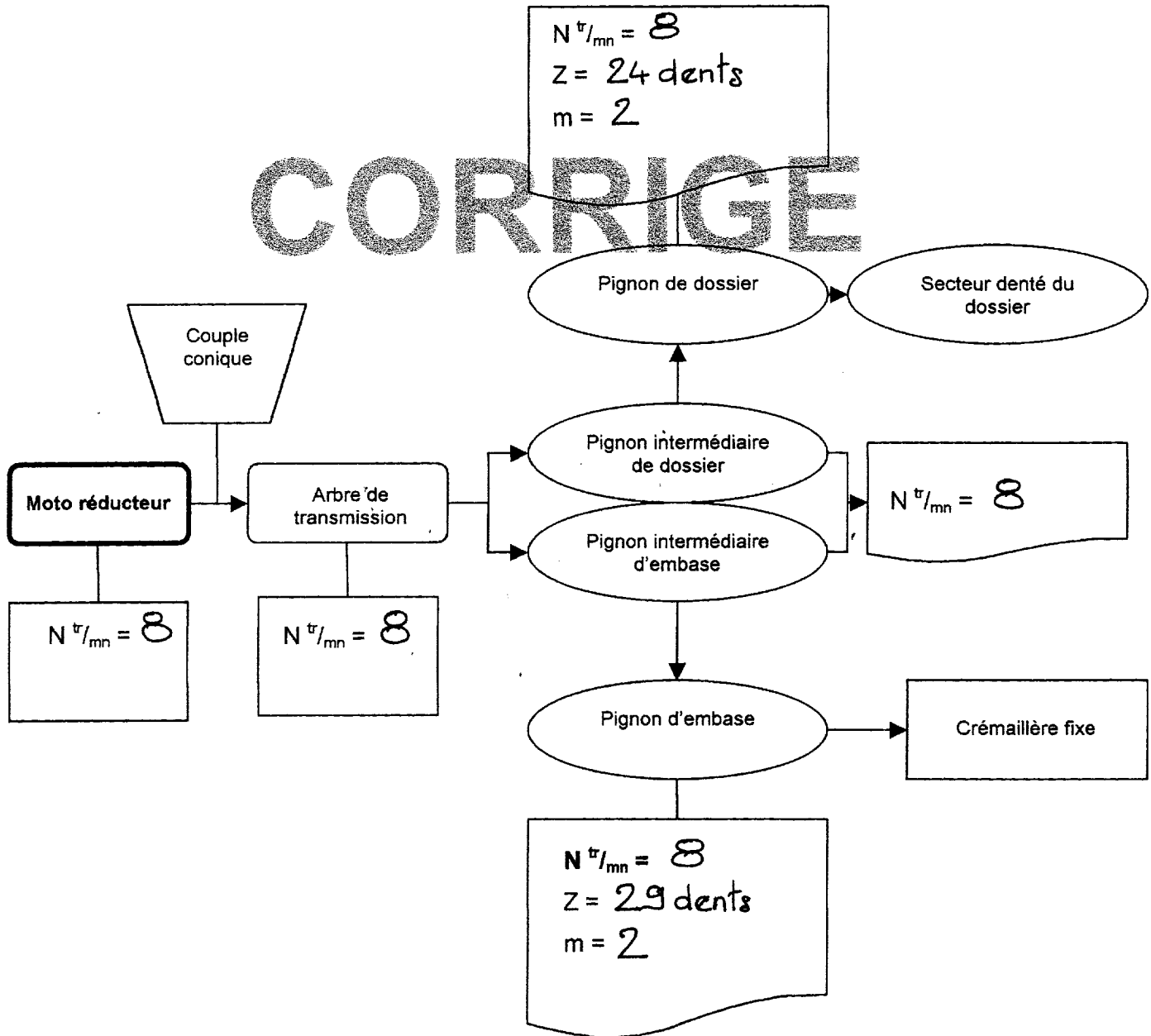


9 (3x3) 3.5.3 Complétez les liaisons manquantes du schéma ci-dessous, sur lequel n'est représentée que la transmission coté gauche :



3.6 Étude technologique du sous-ensemble traverse SE 2- 5 : /10

/6 3.6.1 En complétant le tableau suivant, déterminez les caractéristiques de la chaîne cinématique de la traverse arrière.



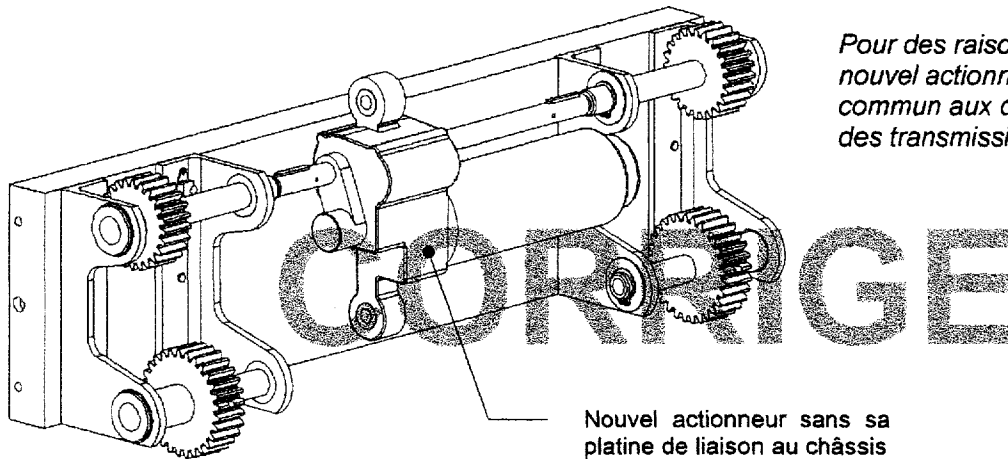
/4 3.6.2 Calculez les rapports de vitesse :

Rapport Moto réducteur / pignon de dossier = $r = 1$

Rapport Moto réducteur / pignon d'embase = $r = 1$

4. Étude de modification de produit : /19

Suite aux études précédentes menées sur les masses des éléments, il a été décidé d'alléger la traverse arrière en remplaçant le moto réducteur actuel par un modèle à double arbre de sortie.

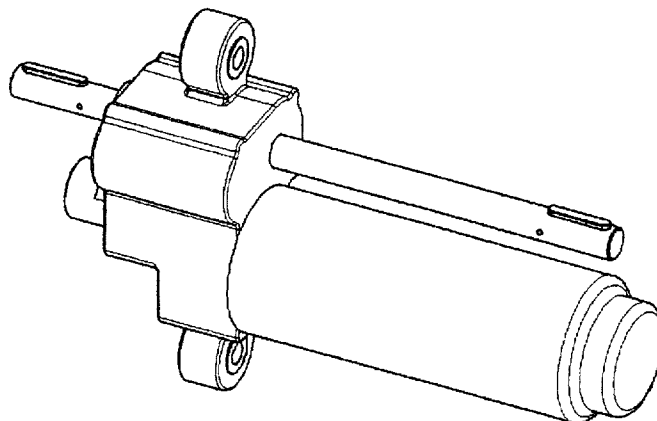


La transmission du mouvement de rotation depuis l'axe des pignons de dossier vers les axes des pignons d'embase sera assurée par poulies et courroies synchrones.

Moto réducteur à double arbre de sortie :

Caractéristiques :

- Vitesse de rotation en charge : $N = 10 \text{ tr/mn}$
- Couple Max. en charge : $C = 25 \text{ N.m}$



Session 2003

Doc. 19 / 30

Le Bureau d'études souhaite conserver un maximum de pièces de la solution initiale, en ne modifiant ou supprimant que ce qui est nécessaire.

17 4.1.1 Sur le tableau suivant, précisez les éléments de l'ensemble traverse arrière actuelle qui seront conservés, remplacés ou supprimés.

Remarque : les accessoires et les éléments d'assemblage ne figurent pas dans cette liste, leurs masses étant négligeables.

Éléments	Conservé	Remplacé ou modifié	Supprimé	Nbre	Masse (kg)
Traverse arrière	X			1	1.345
Flasque intérieur transmission gauche		X		1	0.210
Flasque extérieur transmission gauche		X		1	0.210
Axe de pignon de dossier		X		2	0.030
Axe d'entraînement gauche			X	1	0.057
Axe de pignon d'embase	X			2	0.034
Pignon intermédiaire de dossier Z=24			X	2	0.247
Pignon de dossier Z=24 m=2	X			2	0.247
Pignon intermédiaire d'embase Z=29			X	2	0.377
Pignon d'embase Z=29 m=2	X			2	0.377
Flasque intérieur transmission droite		X		1	0.210
Flasque extérieur transmission droite		X		1	0.210
Axe d'entraînement droite			X	1	0.057
Support moteur		X ou	X	1	0.796
Moto réducteur		X		1	3.500
Axe principal renforcé			X	1	0.323
Pignon conique récepteur Z=30 m=2			X	1	0.267
Pignon conique moteur Z=30 m=2			X	1	0.299

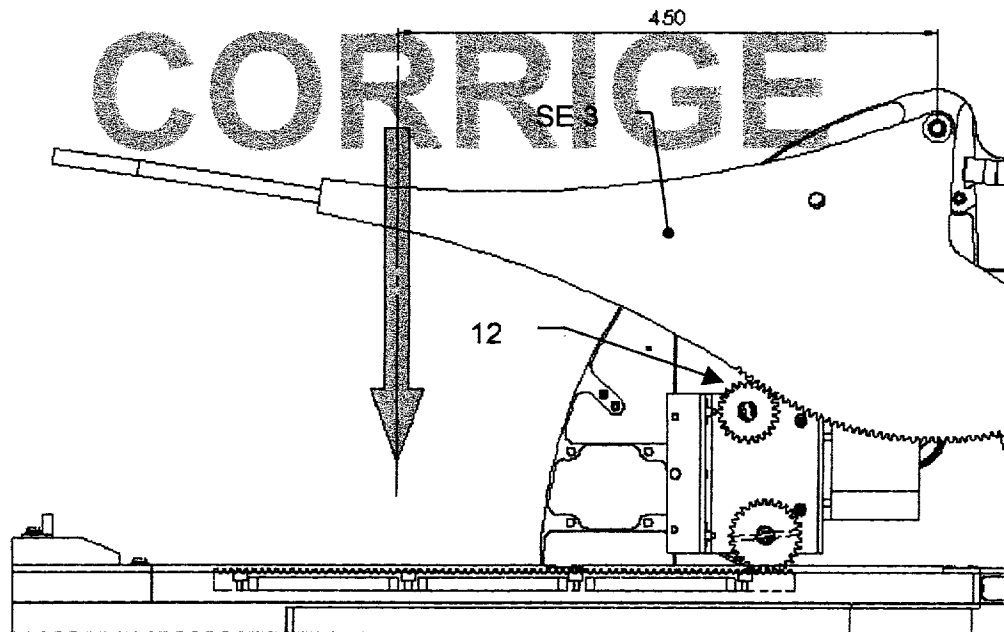
12 4.1.2 En ne tenant compte que des éléments supprimés, évaluez le gain de masse brut :
 $(0,057 \times 2) + (0,247 \times 2) + (0,377 \times 2) + 0,323 + 0,267$
 $+ 0,299 = 2,251 \text{ kg}$ (ou \therefore support moteur $\Rightarrow 3,047 \text{ kg}$)

5. Recherche et validation des éléments de la nouvelle solution :

Le cahier des charges du fauteuil précise que le passage de la position « assise » à la position « couchette » doit se faire en 15 secondes environ.

D'autre part, le dossier { SE3 } doit être capable de soulever une charge P de 60 daN placée à 450 mm en porte-à-faux lors de la remontée.

5.1 Validation des caractéristiques du nouveau moto réducteur (/10)



Données :

Couple à fournir sur l'axe du pignon de dossier:

$$C_m = 24.7 \text{ N.m}$$

Fréquence de rotation de l'actionneur en tr/mn, pour effectuer la descente ou la remontée du dossier en 15 secondes :

$$N = 9.8 \text{ tr / mn}$$

Fréquence de rotation de l'axe d'embase en tr/mn, sachant que la course est de 442 mm, à parcourir en 15 secondes.

$$N = 10 \text{ tr / mn}$$

/10 5.1.1 Peut-on accepter le choix du nouveau moto réducteur ? Justifiez votre réponse. (doc 18 / 30)

Oui, car :

- le couple est inférieur à 25 N.m (Maxi moteur)
- la vitesse de rotation nécessaire est inférieure à 10 tr/mn (Vitesse Maxi moteur)

5.2 Recherche des éléments de la nouvelle transmission (123)

Pour des raisons d'encombrement, le constructeur a choisi dans un premier temps des poulies référence : 28PAT - 5 - 25

Voir extraits du catalogue HPC (la lecture du tableau se fera en utilisant la référence 28 AT-5-25)

- 14 5.2.1 Expliquez cette référence :
- 28 : Nombre de dents PAT : Poulie sans épaulements, avec rebords
 5 : Pas 25 : largeur de courroie

Détermination de la longueur théorique de la courroie nécessaire :

Rappel : L'entraxe et la position des pignons de dossier et des pignons d'embase restent identiques à la solution d'origine

5.2.2 Entraxe des pignons de dossier et des pignons d'embase :

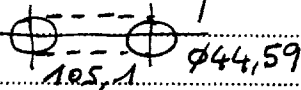
$$\text{Entraxe} = 105.1 \text{ mm}$$

- 15 5.2.3 Donnez le diamètre primitif de la poulie :

$$44,59$$

- 12 5.2.4 Déterminez la longueur théorique de la courroie

les deux poulies ont le même diamètre :



$$L = 105,1 \times 2 + \pi \times 44,59 = 350 \text{ mm}$$

- 12 5.2.5 Indiquez les références des courroies qui encadrent la valeur trouvée :

ATS 340

ATS 375

- 16 5.2.6 Pour chacune de ces deux références, proposez différentes solutions qui permettraient un montage correct de la courroie concernée :

Réf : ATS 340 : Courroie trop courte :

- Changer le diamètre des poulies pour un diamètre inférieur
- Modifier l'entraxe

Réf : ATS 375 : Courroie trop longue \Rightarrow problème de tension

- Changer le diamètre des poulies pour un diamètre supérieur
- Augmenter l'entraxe
- Installer un tendeur de courroie.

Le choix du constructeur s'est porté sur une courroie crantée de longueur 375 mm, en respectant l'entraxe initial des pignons de dossier / pignon d'embase, sans utilisation de tendeur.

1/2 5.2.7 Donnez la référence de commande de la courroie :

AT5 375 25

1/4 5.2.8 Faites le choix des poulies à commander et justifiez votre réponse :

Longueur de courroie = 375 mm

Poulies de même diamètre

$$L = 375 = (105,1 \times 2) + \pi \times D_p \Rightarrow D_p = \frac{375 - 210,2}{\pi}$$

$$D_p = 52,46 \text{ mm}$$

Correspondance au niveau du catalogue : $D_p = 52,54 \text{ mm}$

1/2 Référence : Poulie 33 PAT 5-25

5.3 Vérification de la largeur de courroie (14)

1/4 5.3.1 En utilisant la procédure proposée par le fournisseur, déterminez :

- La largeur minimale théorique des courroies ;
- En déduire le coefficient de sécurité adopté par le fabricant du fauteuil.

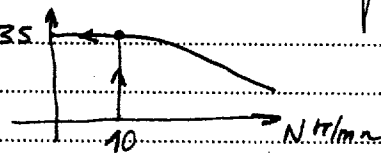
Rappels : caractéristiques de l'actionneur et de la poulie :

- Couple à transmettre : 25 N.m
- Fréquence de rotation : 10 tr/mn
- Référence de la poulie : 33 PAT 5-25

↓ Effort tangentiel : $F_T = \frac{2000 \times c}{d_1} = \frac{2000 \times 25}{51,3} = 974 \text{ N}$

↓ Recherche de $F_{T/2}$: Effort tangentiel transmissible par dent.
Utilisation de l'échelle :

$$F_{T/2} = 35 \text{ N/cm}$$



↓ Nombre de dents en prise : normalement une demi-circonférence soit 16 dents, mais la méthode impose un calcul avec 12 dents maxi.
 $Z_e = 12$

↓ Largeur de courroie : $b = \frac{10 \times F_T}{Z_e \times F_{T/2}} = \frac{10 \times 974}{12 \times 35} = 23,2 \text{ mm}$

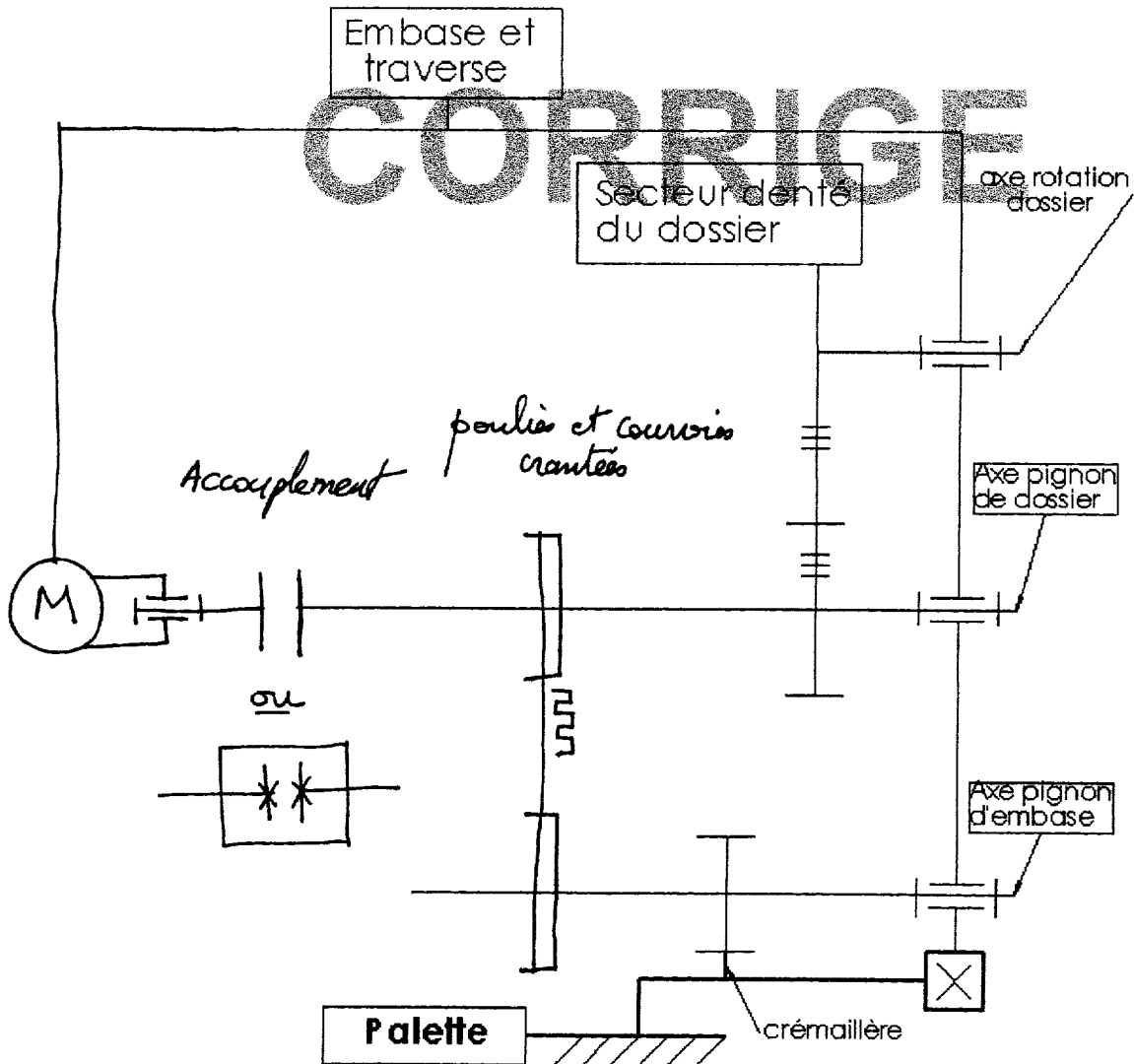
Largeur mini de la courroie : $b_{\text{mini}} = 23,2 \text{ mm}$

Coefficient de sécurité adopté par le constructeur : $\frac{\text{Long. réelle}}{\text{Long. mini}} = \frac{25}{23,2} = 1,07$

5.4 Synthèse (15)

15

5.4.1 Complétez le schéma technologique qui modélise les solutions retenues pour le montage de cette nouvelle chaîne cinématique et de son actionneur :



Conclusion : l'ensemble des démarches d'allègement menées sur la structure métallique, les garnissages et les habillages ont permis un gain de masse total de 9,1 kg par fauteuil, dont 3,9 kg sur la traverse objet de l'étude.

6. Étude graphique

L'installation du nouvel actionneur dans l'ensemble traverse arrière impose la création d'un accouplement entre l'arbre de sortie du moto réducteur et chacun des deux axes de pignons de dossier, ainsi que la création d'une platine de fixation de l'actionneur sur la traverse arrière.

6.1 Conception de l'accouplement : (130)

- /30 6.1.1 Sur le Doc 25 / 30, au crayon et à main levée, vous complétez le dessin d'ensemble afin de définir :
- Les formes du dispositif retenu pour la liaison complète et démontable entre l'arbre de sortie de l'actionneur et l'axe du pignon de dossier de la transmission droite ;

6.2 Liaison de l'actionneur à la traverse arrière : (150)

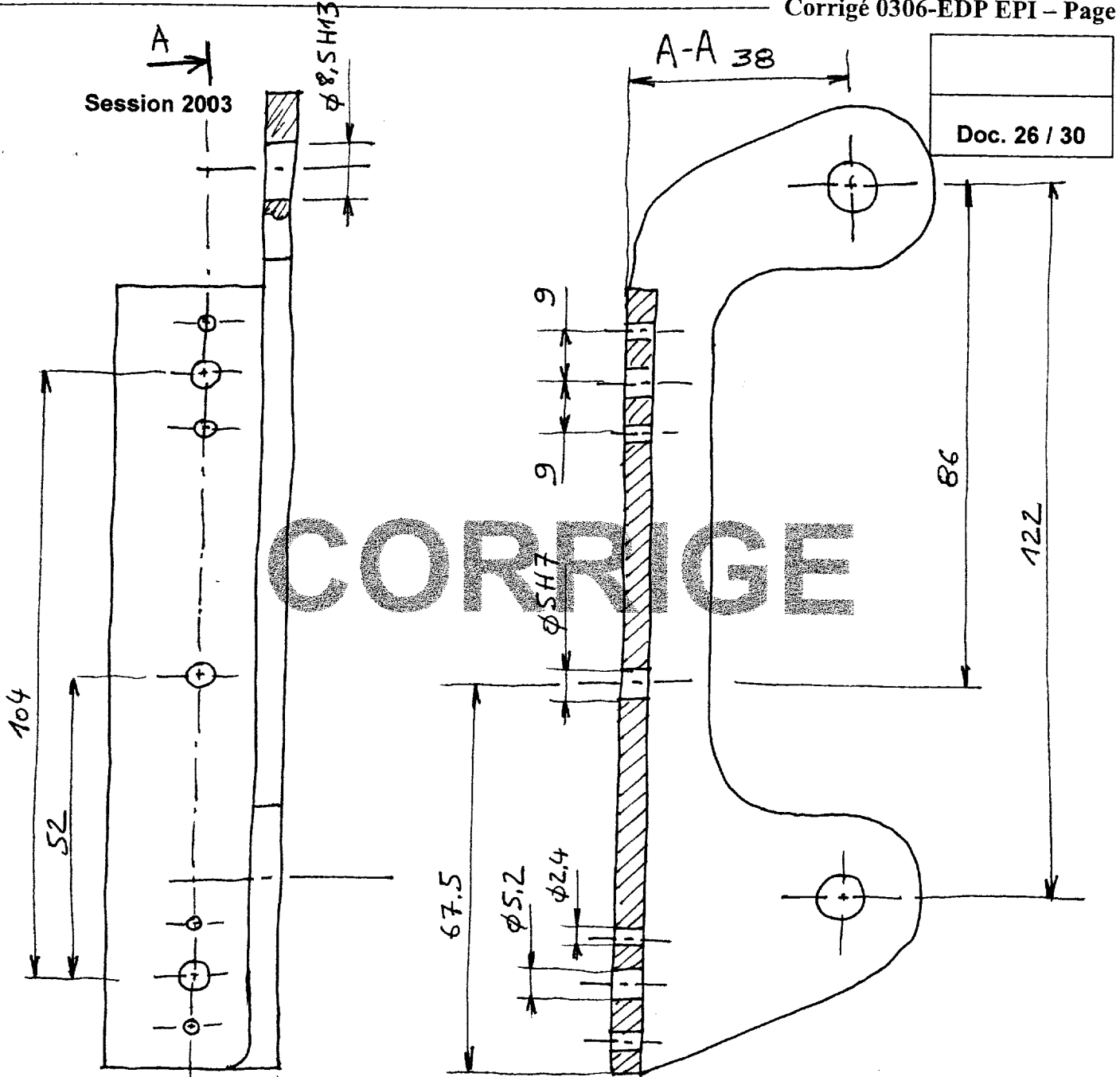
- /30 6.2.1 Sur le Doc 25 / 30 au crayon et à main levée, vous définirez par toutes vues utiles les formes de la platine de liaison de l'actionneur sur la traverse arrière.
- La pièce créée sera usinée « taillée dans la masse » sur machine à commande numérique. Ses formes s'inspireront de celles des flasques extérieurs ou intérieurs des transmissions.
 - La liaison de la platine à la traverse arrière se fera par écrous à river flottant (Doc 30 / 30
 - La liaison du moto réducteur à la platine se fera par deux boulons H M8, avec écrous freinés H FR M8.;
- /20 6.2.2 Sur le Doc 26 / 30, au crayon et à main levée, faire le dessin de la platine de liaison.
- Vous préciserez les cotes et tolérances fonctionnelles.

Important :

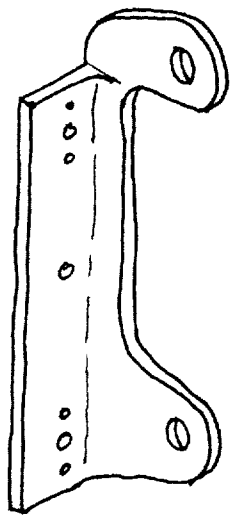
Pensez à vérifier la cohérence entre l'étude graphique menée aux paragraphes 6.1 et 6.2, et le schéma technologique de la solution modifiée que vous avez complété sur le Doc 23 / 30.

Session 2003

Doc. 26 / 30



CORRIGE



Pièce usinée (tréfilée dans la masse)

FAUTEUIL PREMIERE CLASSE

Ensemble traverse arrière allégée

Platine de liaison

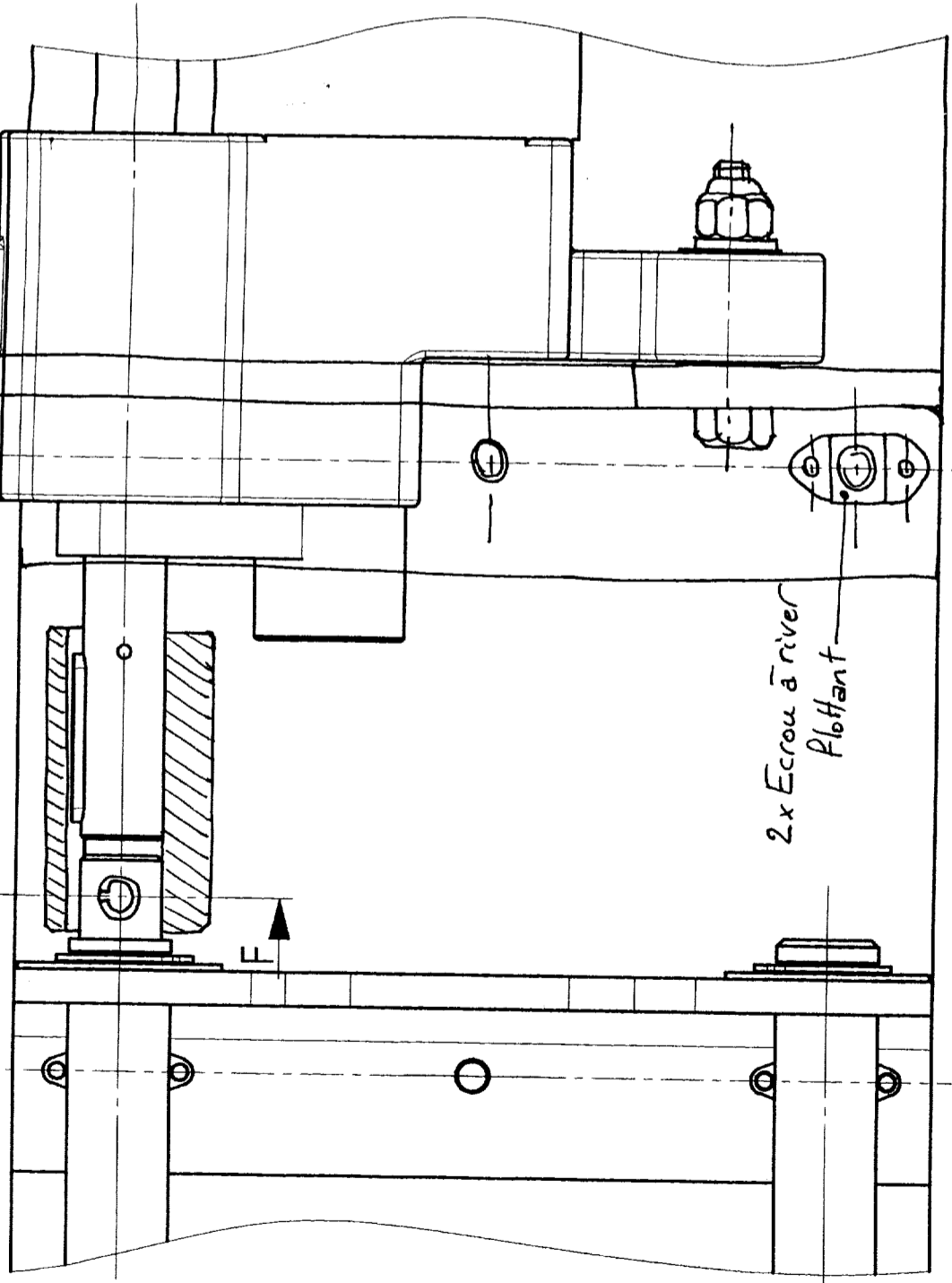
Ech : 1 : 1

2x Vis HM8 x40
(ISO 4014)

2x Ecrou HFRM8 (NFE 25-409)

A-A
(A compléter)

D
F

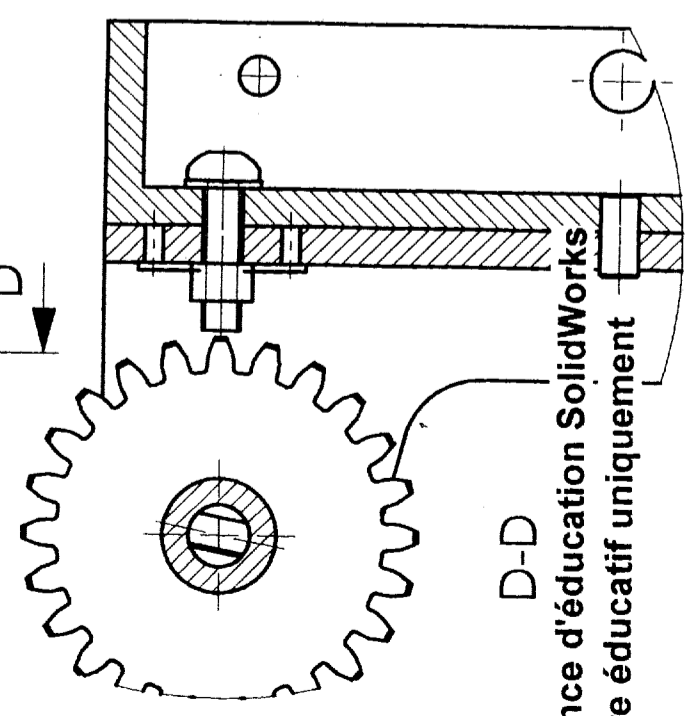


2x Ecrou à river
flottant

$\phi 54H7g6$

Centreur

D



D-D

F-F
(A compléter)

goupille élastique 5x26 (ISO 9752)

manchon

45

$\phi 25$

$\phi 5H12$

Rainure de clavette
NF E 22-177

$\phi 12H7$

FAUTEUIL PREMIERE CLASSE ENSEMBLE TRAVERSE ARRIERE ALLEGEE

Echelle: 1/1