

## Embrayage Frein Réducteur

### 1- Description du mécanisme

#### Mise en situation

Le mécanisme étudié fait partie de la transmission du mouvement d'avance d'une machine outil conventionnelle. Un moteur transmet son mouvement de rotation à ce mécanisme à l'aide d'une transmission par courroie trapézoïdale.

Ce mécanisme transmet ce mouvement lorsqu'on est en position embrayé ou freine l'arbre de sortie lorsqu'on est en position débrayé. C'est la fonction embrayage frein. En outre ce mécanisme permet également la sélection de deux rapports de transmission entre l'entrée et la sortie. C'est la fonction réducteur.

Ce mécanisme est décrit par son dessin ainsi que sa nomenclature

#### Fonction embrayage frein

La commande de l'embrayage frein est électromagnétique. Elle est assurée par le bobinage électromagnétique 3. Lorsque celui-ci est alimenté il exerce un effort d'attraction sur le disque d'embrayage frein 21. Le mécanisme est en position embrayé. Lorsque le bobinage n'est plus alimenté, les quatre ressorts 17 repoussent le disque 21 contre la cloche 2. Le mécanisme est alors en position frein.

Données :

- Effort d'attraction de la bobine 3 sur le disque 21 :  $F_B = 1\ 000\ N$
- Effort de poussée de chaque ressort 17 sur le disque 21 :  $F_R = 50\ N$  (Effort constant)
- Coefficient de frottement entre les garnitures 22 et la cloche 2 et le plateau 4 :  $f = 0,3$

#### Fonction réducteur

Le réducteur a deux rapports de transmission. Cela permet deux vitesses à la sortie du mécanisme. En vitesse normale le rapport de transmission du mécanisme est de  $r_N = 1$ .

En vitesse lente la vitesse de rotation est réduite par un train d'engrenage à deux engrenages cylindriques à dentures hélicoïdales. Les modules et nombres de dents des roues dentées de ces engrenages sont donnés dans la nomenclature du mécanisme.

Le dessin représente le mécanisme dans la position point mort pour laquelle aucun des deux rapports (vitesse normale ou vitesse lente) n'est engagé.

La sélection des deux rapports se fait par une commande manuelle (non représentée sur le dessin) qui permet la translation du crabot 46 vers la droite ou la gauche.

#### Moteur et transmission par courroie

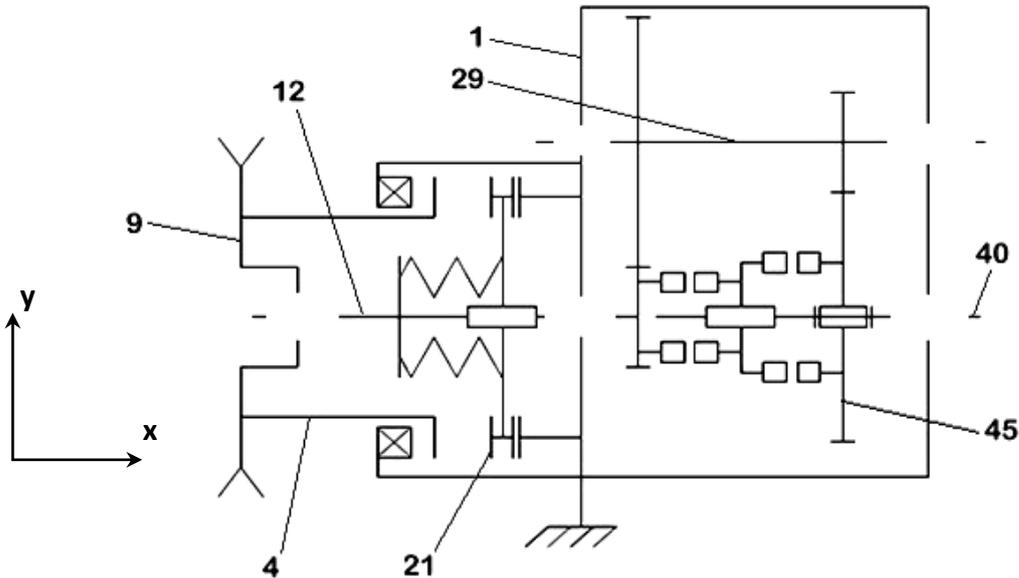
Le moteur qui transmet le mouvement à ce mécanisme est un moteur de 500W. Ce mouvement est transmis par une courroie trapézoïdale à la poulie 10.

Données :

- Vitesse nominale de rotation du moteur :  $N_m = 1450\ tr/min$
- Rapport de la transmission par courroie :  $r_c = \frac{N_{10}}{N_m} = 0,35$

## 1- Modélisation du mécanisme

Sur le schéma ci-dessous on donne le schéma cinématique incomplet du système avec la partie embrayage frein du mécanisme en position frein.



1) On demande de compléter les classes d'équivalence suivantes :

Support :  $\{1\} = \{1,$

Arbre d'entrée :  $\{12\} = \{12,$

Poulie :  $\{9\} = \{9,$

Disque :  $\{21\} = \{21,$

Arbre intermédiaire :  $\{29\} = \{29,$

Arbre de sortie :  $\{40\} = \{40,$

Roue de sortie :  $\{45\} = \{45,$

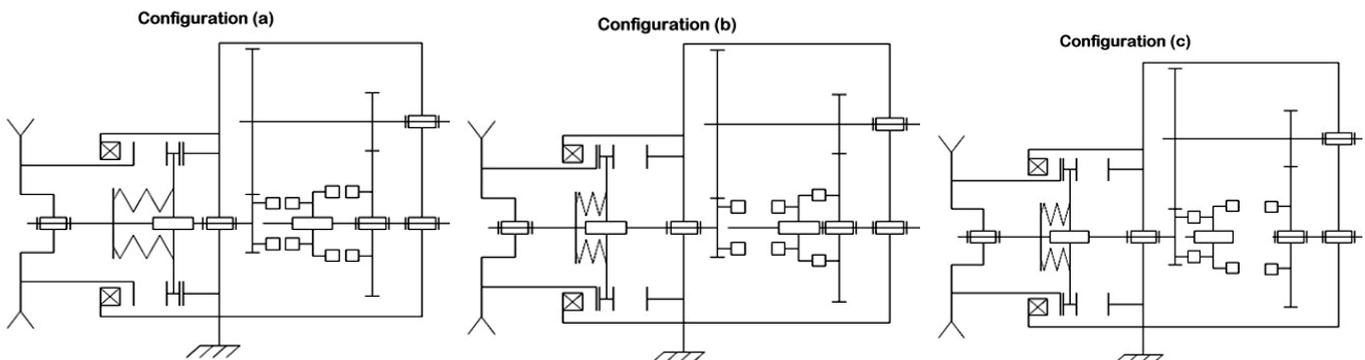
Crabot :  $\{46\} = \{46,$

2) Modéliser les liaisons réalisées par les roulements (8), (25), (30), (37), (50), (52)

3) En déduire les liaisons équivalentes réalisées par ces roulements entre les classes d'équivalence du mécanisme

4) Réaliser le graphe des liaisons du système en indiquant le nom et l'axe principal des liaisons entre les classes d'équivalence

Comme cela a déjà été précisé, le crabot (46) permet de sélectionner la vitesse normale ou la vitesse lente. On donne ci-après les schémas du mécanisme dans ses trois configurations.



5) Préciser à quel mode de fonctionnement (*vitesse normale*, *vitesse lente*, *point mort*) correspond chaque configuration a), b) et c)

## 2- Etude cinématique

6) Déterminer  $N_{10}$  la vitesse de rotation de la poulie (10) en tr/min.

7) Déterminer le rapport de transmission entre l'arbre de sortie de l'embrayage et l'arbre intermédiaire(29) :

$$r_1 = \frac{N_{29}}{N_{36}} = \frac{N_{27}}{N_{36}}$$

En déduire la vitesse de rotation de l'arbre intermédiaire (29).

8) Déterminer le rapport de transmission entre l'arbre intermédiaire (29) et la roue (45) :  $r_2 = \frac{N_{45}}{N_{29}}$

En déduire la vitesse de rotation de la roue (45).

9) Calculer le rapport de transmission du mécanisme en vitesse lente :  $r_L = \frac{N_{40}}{N_{10}}$

(Remarque : en vitesse lente :  $N_{40} = N_{45}$  ) .

En déduire une relation entre les trois rapports :  $r_1$  ,  $r_2$  et  $r_L$  .

## 3- Etude géométrique des engrenages du réducteur

Sachant que pour une denture hélicoïdale d'angle d'hélice  $\beta$ , de module  $m$  et nombre de dents  $Z$ ,

le diamètre primitif est  $D = \frac{m}{\cos\beta} Z$

10) Sachant que le pignon 36 a un angle d'hélice de  $\beta_{36} = 36,87^\circ$ , déterminer les **diamètres primitifs**  $D_{36}$  et  $D_{27}$  du pignon (36) et de la roue (27) ainsi que l'**entraxe** ( $a$ ) entre l'arbre d'embrayage (12) et l'arbre intermédiaire (29). (Les nombres de dents des roues (36) et (27) ainsi que leur module sont donnés dans la nomenclature )

11) Sachant que l'entraxe entre l'arbre intermédiaire (29) et l'arbre de sortie (40) est identique à l'entraxe entre l'arbre d'embrayage (12) et l'arbre intermédiaire (29), déterminer l'angle d'hélice  $\beta_{29}$  du pignon de l'arbre intermédiaire (29) et de la roue de sortie (45). (Les nombres de dents des roues (29) et (45) ainsi que leur module sont donnés dans la nomenclature )

12) En déduire  $D_{29}$  et  $D_{45}$  les diamètres primitifs du pignon de l'arbre (29) et de la roue (45).

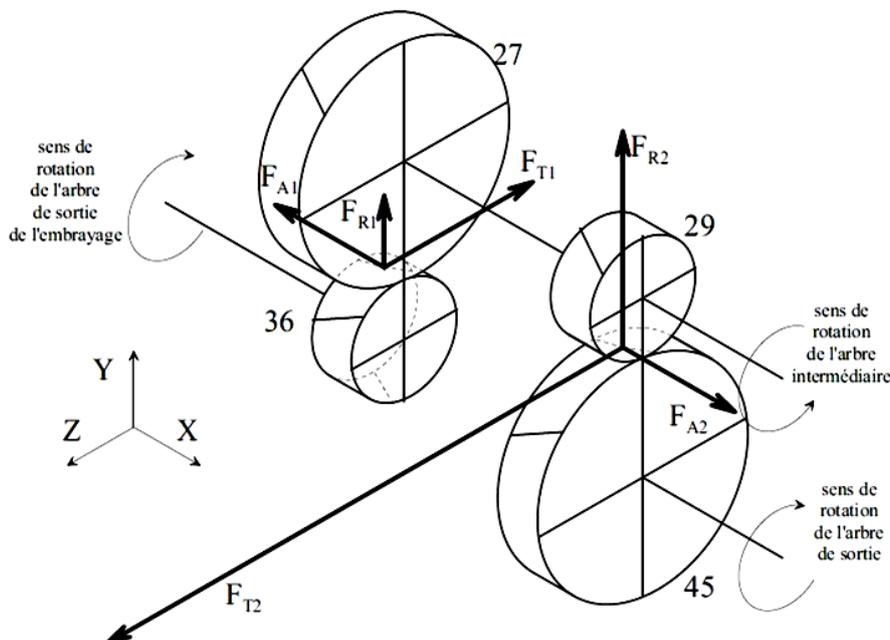
## 4- Calcul des efforts sur l'arbre intermédiaire

On suppose que le couple transmis par l'embrayage est de  $C_{10} = 15$  N.m. L'angle de pression (normal) des différents engrenages est de :  $\alpha = 20^\circ$  .

( $\beta_{36} = 36,87^\circ$ ;  $\beta_{29} = 12,84^\circ$ ;  $D_{27} = 88,13$  mm;  $D_{36} = 31,87$  mm;  $D_{29} = 26,15$  mm ;  $D_{45} = 93,85$  mm)

Le schéma de calcul des efforts sur une denture hélicoïdale est donné en fin de sujet

On donne le schéma de répartition des efforts sur les engrenages



On a :

$$\{J_{(36 \rightarrow 27)}\}_A = \begin{cases} \vec{F}_{(36 \rightarrow 27)} = -\vec{F}_{A1} \cdot \vec{x} + \vec{F}_{R1} \cdot \vec{y} - \vec{F}_{T1} \cdot \vec{z} \\ \vec{M}_{A(36 \rightarrow 27)} = \vec{0} \end{cases}$$

**13)** Déterminer, pour un tel couple  $C_{10}$  transmis,  $F_{T1}$ ,  $F_{R1}$  et  $F_{A1}$ , les composantes tangentielle, radiale et axiale de l'effort du pignon (36) sur la roue (27).

**14)** Montrer que le couple sur l'arbre intermédiaire est de  $C_{29} = 41,47$  N.m. (  $D_{27} = 88,13$  mm )

On a :

$$\{J_{(45 \rightarrow 29)}\}_B = \begin{cases} \vec{F}_{(45 \rightarrow 29)} = +\vec{F}_{A2} \cdot \vec{x} + \vec{F}_{R2} \cdot \vec{y} + \vec{F}_{T2} \cdot \vec{z} \\ \vec{M}_{B(45 \rightarrow 29)} = \vec{0} \end{cases}$$

**15)** En déduire, dans ce cas,  $F_{T2}$ ,  $F_{R2}$  et  $F_{A2}$ , les composantes tangentielle radiale et axiale de l'effort de la roue (45) sur le pignon (29).

## 5 - Dimensionnement des roulements

On admettra dans la suite que la liaison en  $O_1$ (roulement à billes) de 29/1 est linéaire annulaire d'axe  $\vec{x}$  et en  $O_2$ (roulement à billes), une rotule.

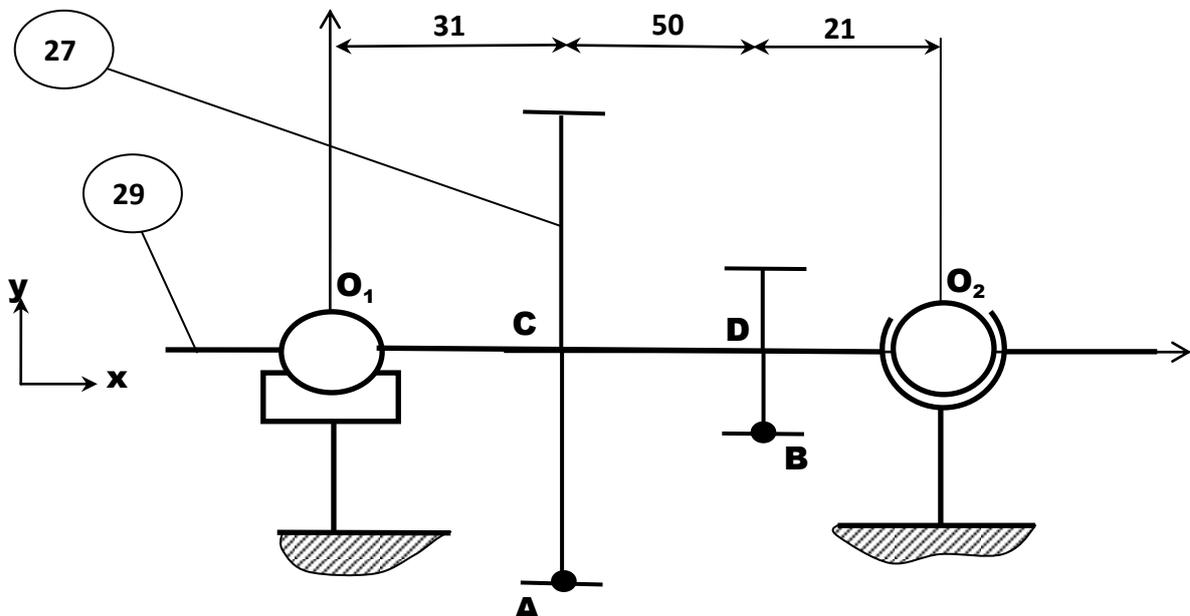
Le torseur des efforts extérieurs du récepteur sur la poulie (7) vaut :

$$\{J_{(36 \rightarrow 27)}\}_A = \begin{cases} \vec{F}_{(36 \rightarrow 27)} = -\vec{F}_{A1} \cdot \vec{x} + \vec{F}_{R1} \cdot \vec{y} - \vec{F}_{T1} \cdot \vec{z} \\ \vec{M}_{A(36 \rightarrow 27)} = \vec{0} \end{cases} \quad \text{et} \quad \{J_{(45 \rightarrow 29)}\}_B = \begin{cases} \vec{F}_{(45 \rightarrow 29)} = +\vec{F}_{A2} \cdot \vec{x} + \vec{F}_{R2} \cdot \vec{y} + \vec{F}_{T2} \cdot \vec{z} \\ \vec{M}_{B(45 \rightarrow 29)} = \vec{0} \end{cases}$$

avec  $F_{A1} = 706$  N ,  $F_{R1} = 428$  N ;  $F_{T1} = 941$  N ;  $F_{A2} = 723$  N ,  $F_{R2} = 1180$  N ;  $F_{T2} = 3170$  N

$AC = 44,07$  mm et  $DB = 13,08$  mm

**16)** Calculer les composantes des actions mécaniques transmises dans les roulements en  $O_1$  et en  $O_2$ .  
( On précisera l'ensemble isolé et on fera le bilan des actions mécaniques extérieures )



**17)** En déduire les efforts radiaux et axiaux au niveau des 2 roulements.

**18)** Calculer les charges équivalentes au centre des deux roulements.

Pour le roulement à billes (30) on a :  $C = 13500$  N et  $C_0 = 6600$  N

Pour la douille à aiguilles (25) on a :  $C = 12700$  N et  $C_0 = 20100$  N

## Détermination de la charge équivalente P

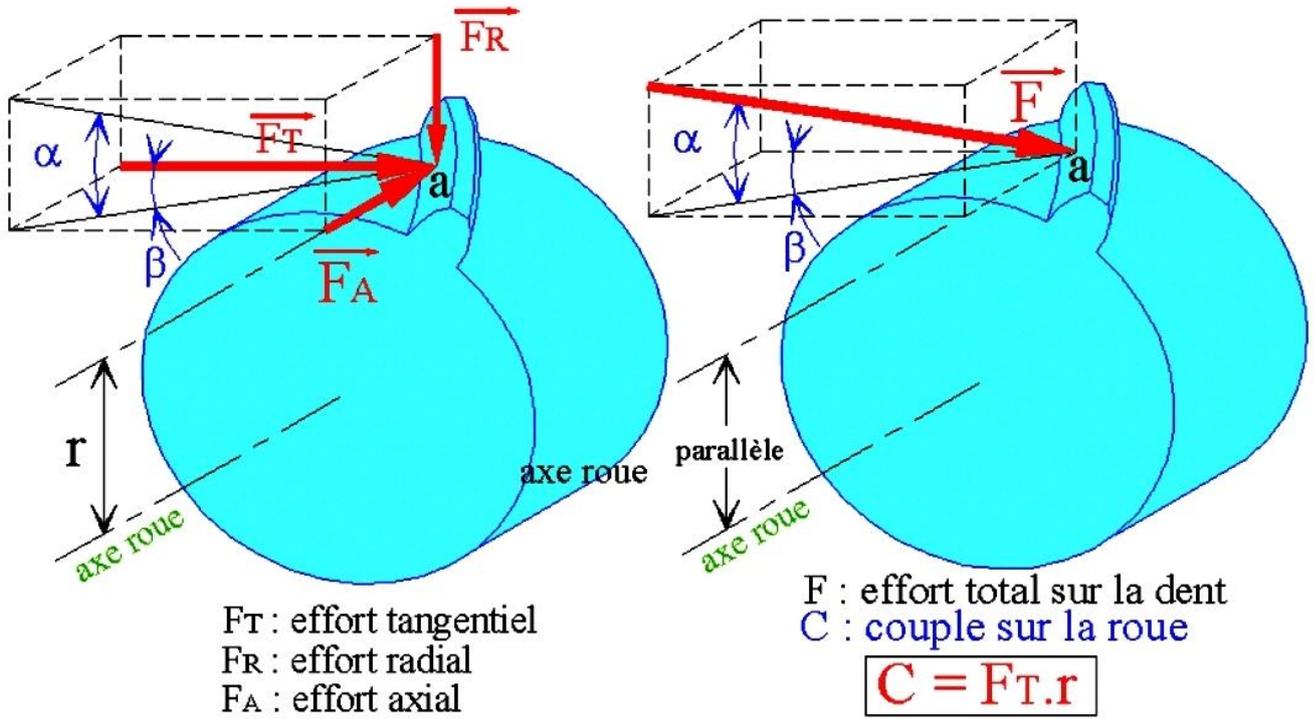
Valeurs des coefficients X et Y									
Roulements à billes à contact radial									
Si $\frac{F_A}{F_R} \leq e$ alors $P = F_R$					Si $\frac{F_A}{F_R} \geq e$ alors $P = 0,56.F_R + Y.F_A$				
Les coefficients e et Y ci-dessus dépendent du rapport $\frac{F_A}{C_0}$ ( voir ci-dessous )									
$\frac{F_A}{C_0}$	0.014	0.028	0.056	0.084	0.11	0.170	0.280	0.420	0.560
e	0.19	0.22	0.26	0.28	0.30	0.34	0.38	0.42	0.44
Y	2.30	1.99	1.71	1.55	1.45	1.31	1.15	1.04	1.00

19) Quelle est alors la durée de vie des roulements ?

## Nomenclature de l'embrayage frein réducteur

			53	1	Goupille cylindrique 6x16
26	1	Anneau élastique pour arbre 25x1,5	52	1	Roulement à billes 30 BC 03
25	1	Douille à aiguilles Ø20	51	1	Entretoise extérieure 30x16
24	5	Rondelle M8	50	1	Roulement à billes 30 BC 02
23	5	Vis H M8-20	49	1	Anneau élastique pour arbre 30x1,5
22	2	Garnitures d'embrayage-frein	48	1	Rondelle M8
21	1	Disque d'embrayage-frein	47	1	Vis CHC M8-20
20	1	Vis CHC M4-8	46	1	Crabot
19	1	Rondelle W4	45	1	Roue d'arbre de sortie m=1,5 Z=61
18	5	Rondelle W6	44	1	Anneau élastique pour arbre 20x1,2
17	4	Ressort	43	1	Bague de frottement
16	5	Vis CHC M6-30	42	4	Vis FS M4-12
15	3	Vis H M6-14	41	1	Ecrou KM22
14	3	Rondelle M6	40	1	Arbre de sortie
13	1	Chapeau de poulie	39	1	Joint à lèvres Ø18
12	1	Arbre d'embrayage	38	1	Chapeau de sortie
11	2	Anneau élastique pour arbre 25x1,5	37	2	Roulement à rouleaux 22 KB 02
10	1	Poulie	36	1	Pignon m=1,5 Z=17
09	1	Entretoise intérieure 52x10	35	1	Bouchon
08	2	Roulement à billes 25 BC 02	34	1	Anneau élastique pour arbre 17x1
07	1	Défecteur	33	1	Anneau élastique pour logement 47x1,5
06	1	Clavette parallèle forme A 8x7x23	32	1	Couvercle
05	1	Goupille cylindrique 6x18	31	1	Joint torique 47x2,62
03	1	Plateau	30	1	Roulement à billes 17 BC 03
04	1	Bobinage électromagnétique	29	1	Arbre intermédiaire m=1,5 Z=17
02	1	Cloche	28	1	Clavette parallèle forme A 8x7x20
01	1	Carter	27	1	Roue d'arbre intermédiaire m=1,5 Z=47
REP	NB	DESIGNATION	REP	NB	DESIGNATION

Engrenages droits : efforts sur une denture hélicoïdale



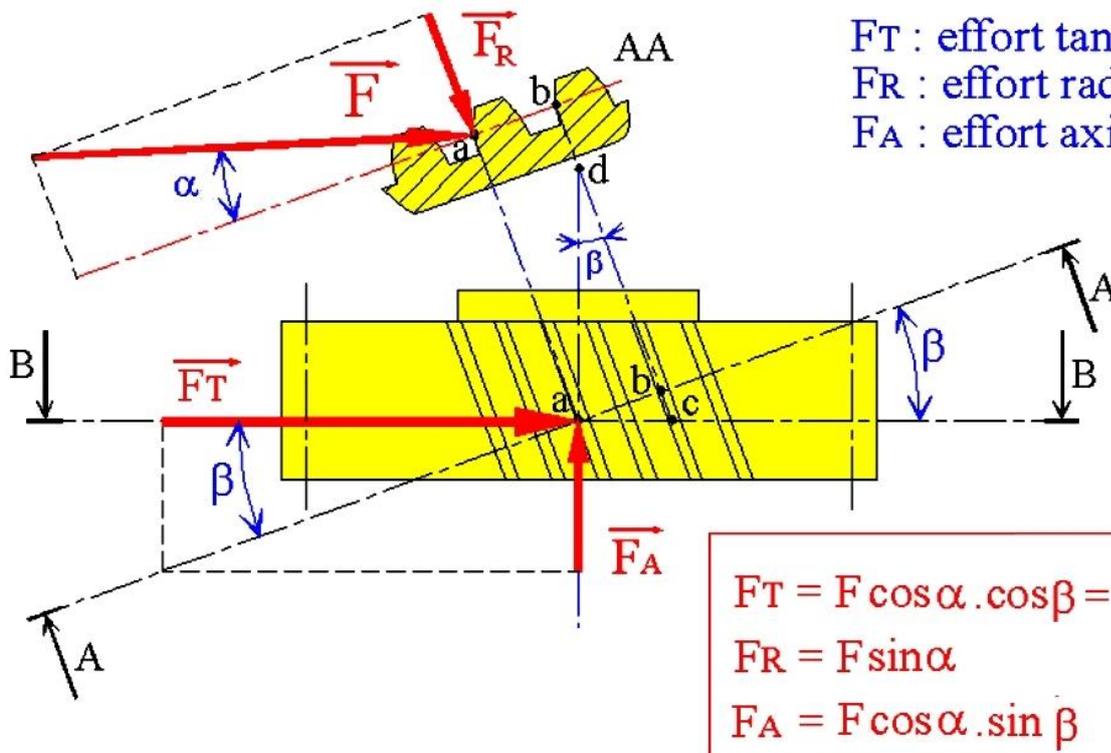
$\alpha$  Angle de pression

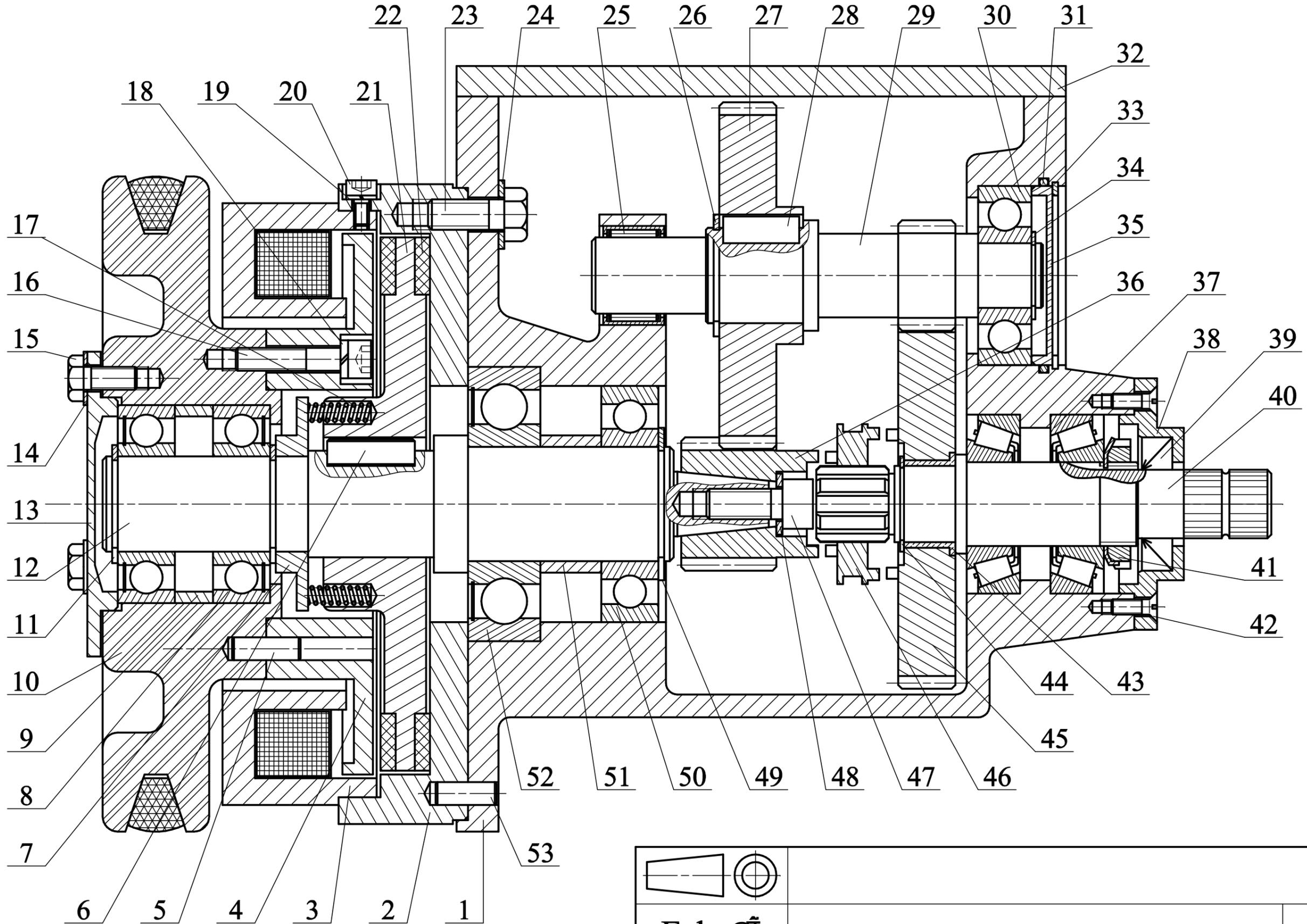
$\beta$  Angle d'inclinaison d'hélice

FT : effort tangentiel

FR : effort radial

FA : effort axial





Ech: €€	Ò  à æ æ ^ ' Ø ^ ã ' Ü . à ~ & c ^	
Format OI P		