Chapitre 4

Les mécanismes à cames

1. Introduction

Un mécanisme a came est un système à deux corps dans lequel la came est toujours la pièce motrice.

La fonction d’un mécanisme à came est d’induire un mouvement cyclique à un élément de sortie (suiveur) à partir d’une rotation à vitesse constante de l’élément d’entrée (came).

Le transfert de mouvement est réalisé grâce au contact entre la came et le suiveur. Ce contact n'existe que s'il y a une force de compression entre la came et le suiveur.

l'objectif principal de la conception de came est de trouver un profil de came nécessaire pour obtenir un mouvement de suiveur désiré.

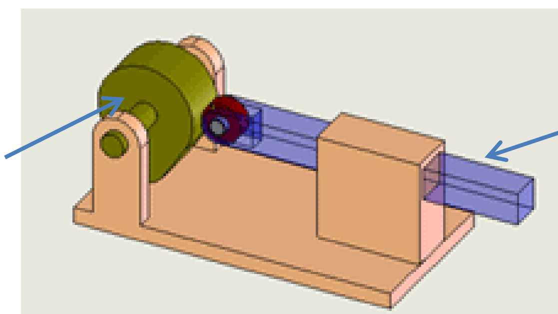
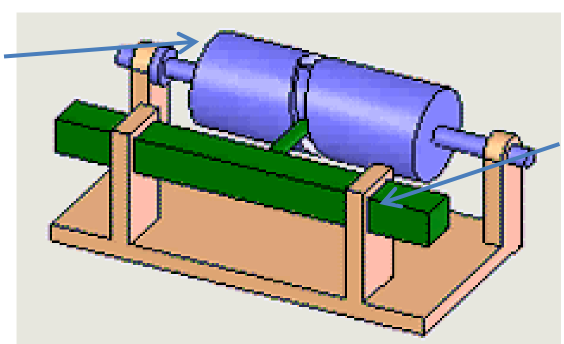
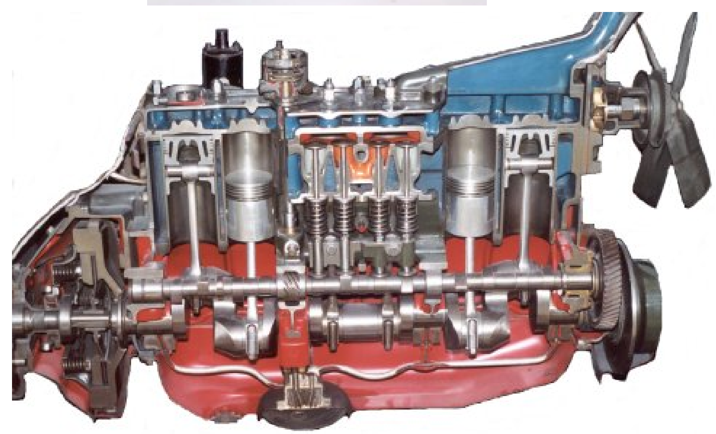


Figure 2





Les mécanismes à cames et les mécanismes à barres sont deux alternatives pour la transmission de mouvement d'une manière non linéaire. Le tableau suivant présente une comparaison de ces deux types de mécanismes:

	Mécanisme à cames	Mécanisme à barres	Observations
Simplicité de la conception	+	–	moins de pièces dans les mécanismes à cames
Encombrement	+	–	
Facilité de réglage	+	–	
Coût	–	+	usinage difficile de la came
Durée de vie(*)	–	+	limitée a cause de l'usure
Dynamique	–	+	problème de décollage du suiveur

2. Classification des cames

La polyvalence et la flexibilité dans la conception des systèmes de came sont parmi leurs caractéristiques les plus attrayantes. Pourtant, cela conduit également à une grande variété de formes et d'architectures et à la nécessité d'une terminologie pour les distinguer.

Les cames sont classées selon leurs formes de base. La figure 1 illustre quatre types différents de cames:

(a) came disque; came plate ou came radiale
(b) Came rectiligne (de translation);
(c) Came tambour;
(d) Came de face.

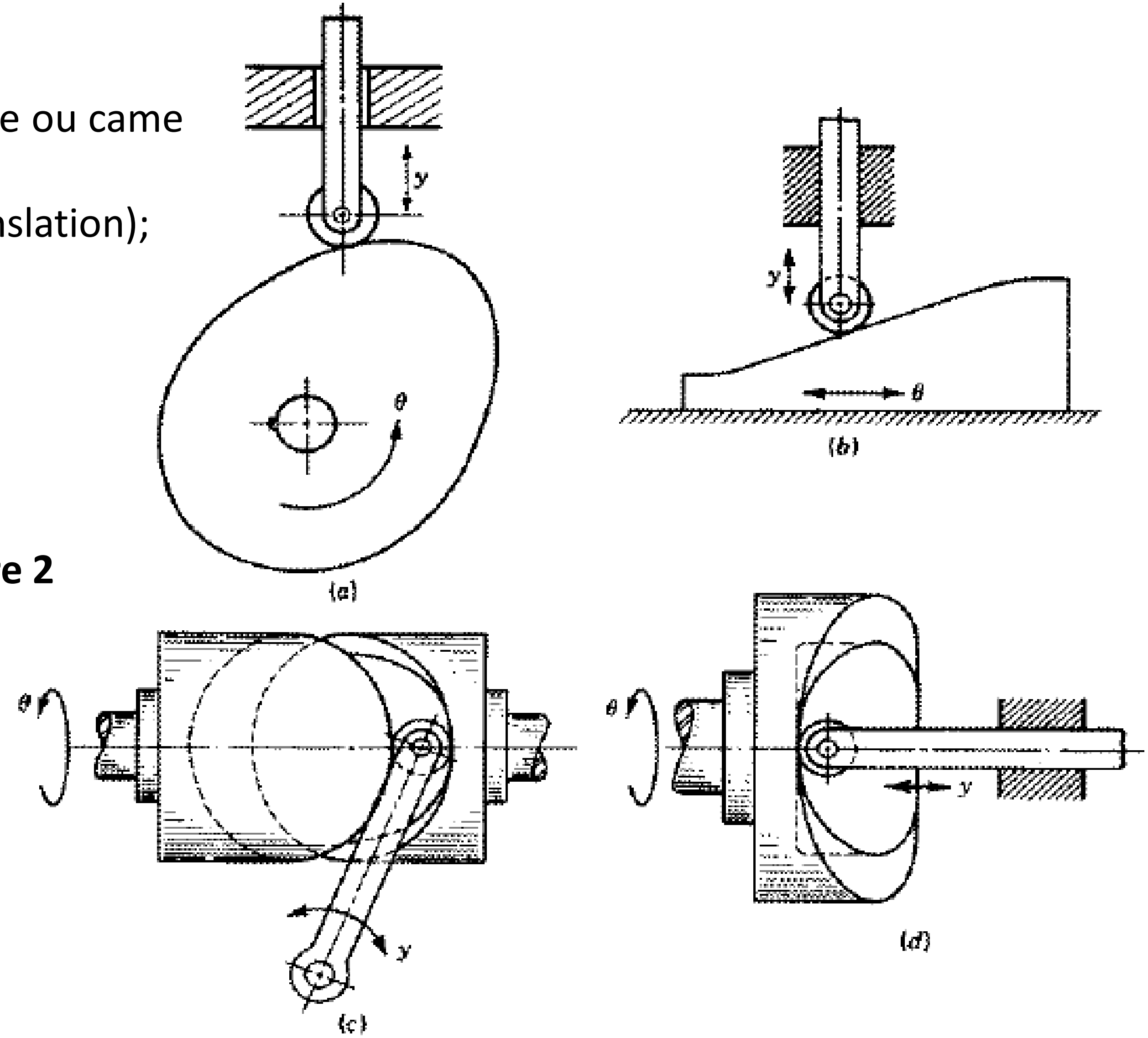


Figure 2

Remarque : *Existence de la relation* $y = f(\theta)$ *avec* $\theta = \theta(t)$

Les cames sont aussi classées selon la forme du suiveur. La figure 2 représente une came plate actionnant quatre différents types de suiveurs:

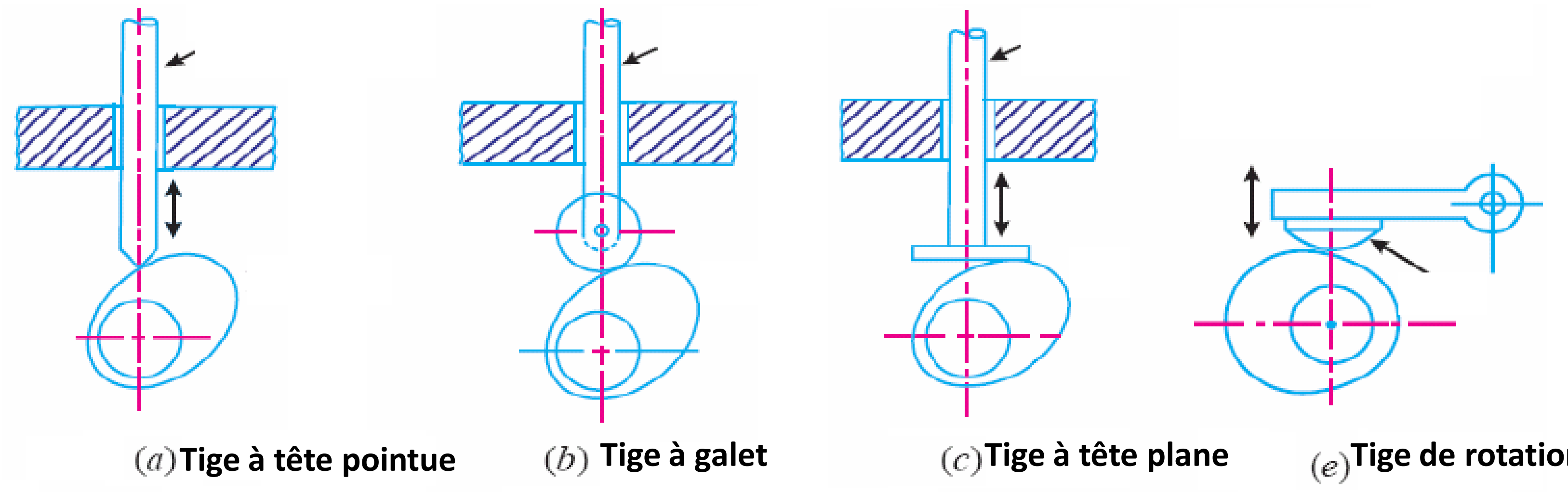
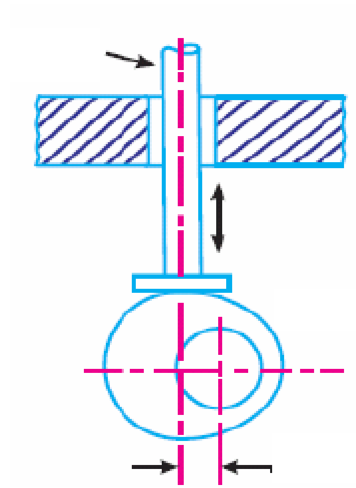


Figure 3

Figure 4 : Came excentrique



3. Courbe déplacement et profil des cames

Le mouvement communiqué au suiveur est constitué de périodes élémentaires, fonction de la position angulaire de la came formant ainsi le cycle du mécanisme.
En général le mouvement du suiveur est composé par trois phases: montée, descente et repos (voir figure 5).

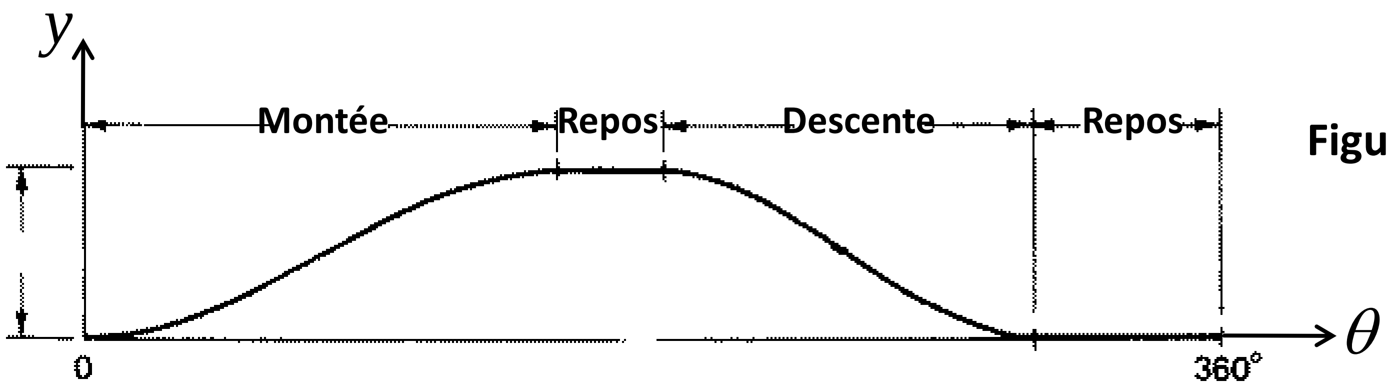


Figure 5

Ces phases sont choisies par l'utilisateur en fonction de l'application.

En général, la vitesse de rotation de la came est choisie comme constante. La courbe de déplacement du suiveur ***y = f(t)*** peut être représentée simplement par la courbe d'équation

$$y = y(\theta) \qquad (1)$$

3.1 Exemple de détermination du profile d'une came disque

Dans le traçage du profile, 2 étapes sont à considérer :

- Tracer le diagramme déplacement ;
- Tracer le suiveur dans sa propre position correspondant à chaque position angulaire.

Exemple : Une came est conçus pour communiquer le mouvement suivant à un suiveur à tête pointue :

Montée de 40 mm pendant 60° de la rotation de la came

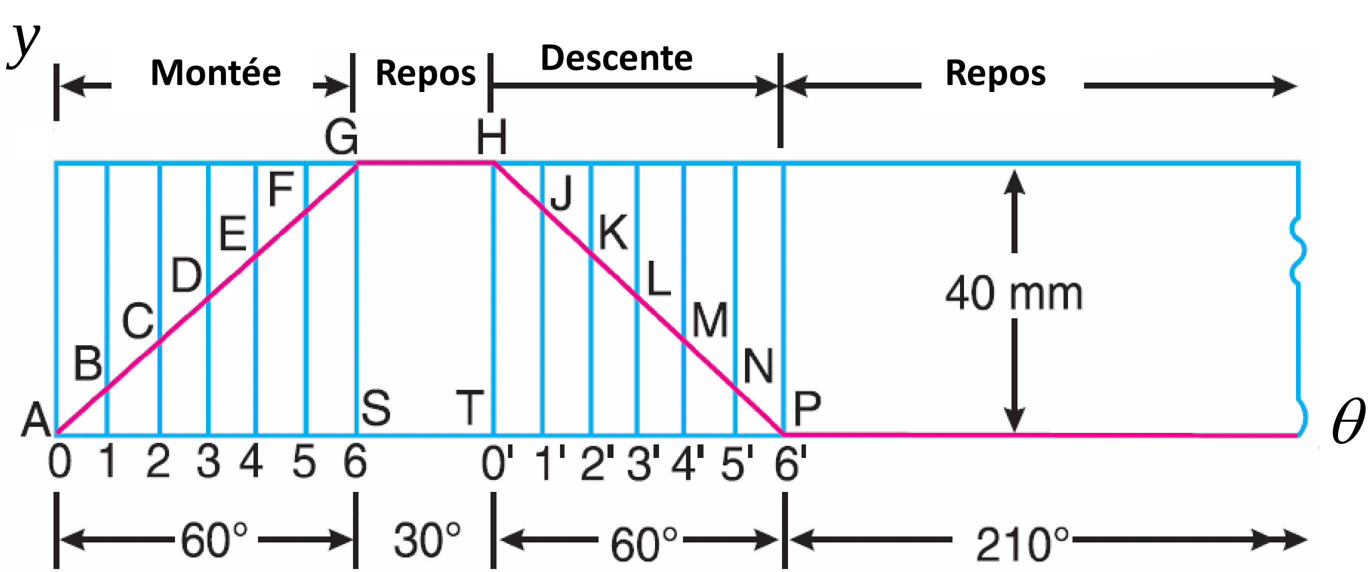
Repos pendant 30° de la rotation de la came

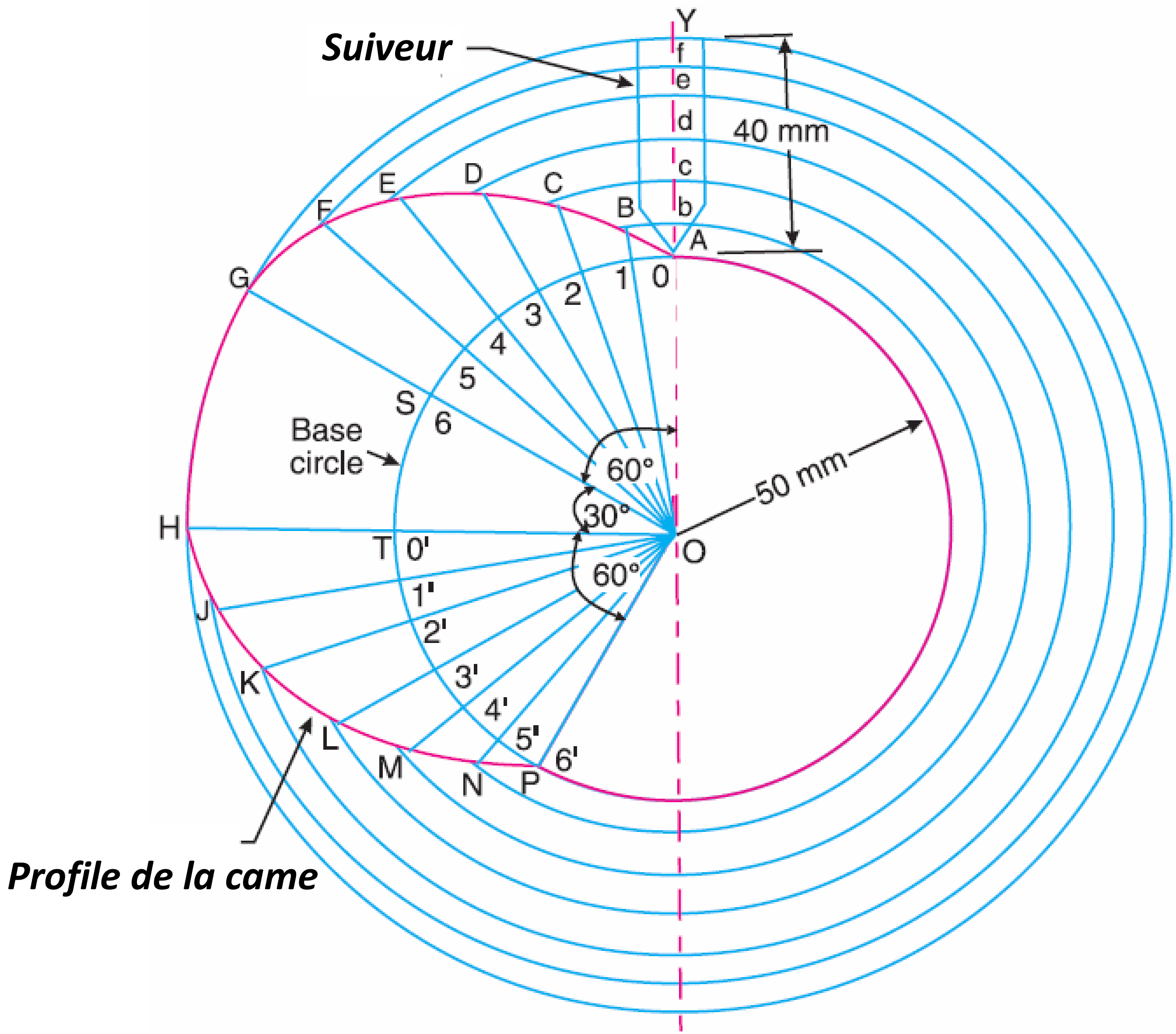
Descente pendant 60° de la rotation de la came.

Repos pendant le reste de la rotation de la came (210°).

Ce mouvement est représenté sur la figure 6.

Figure 6

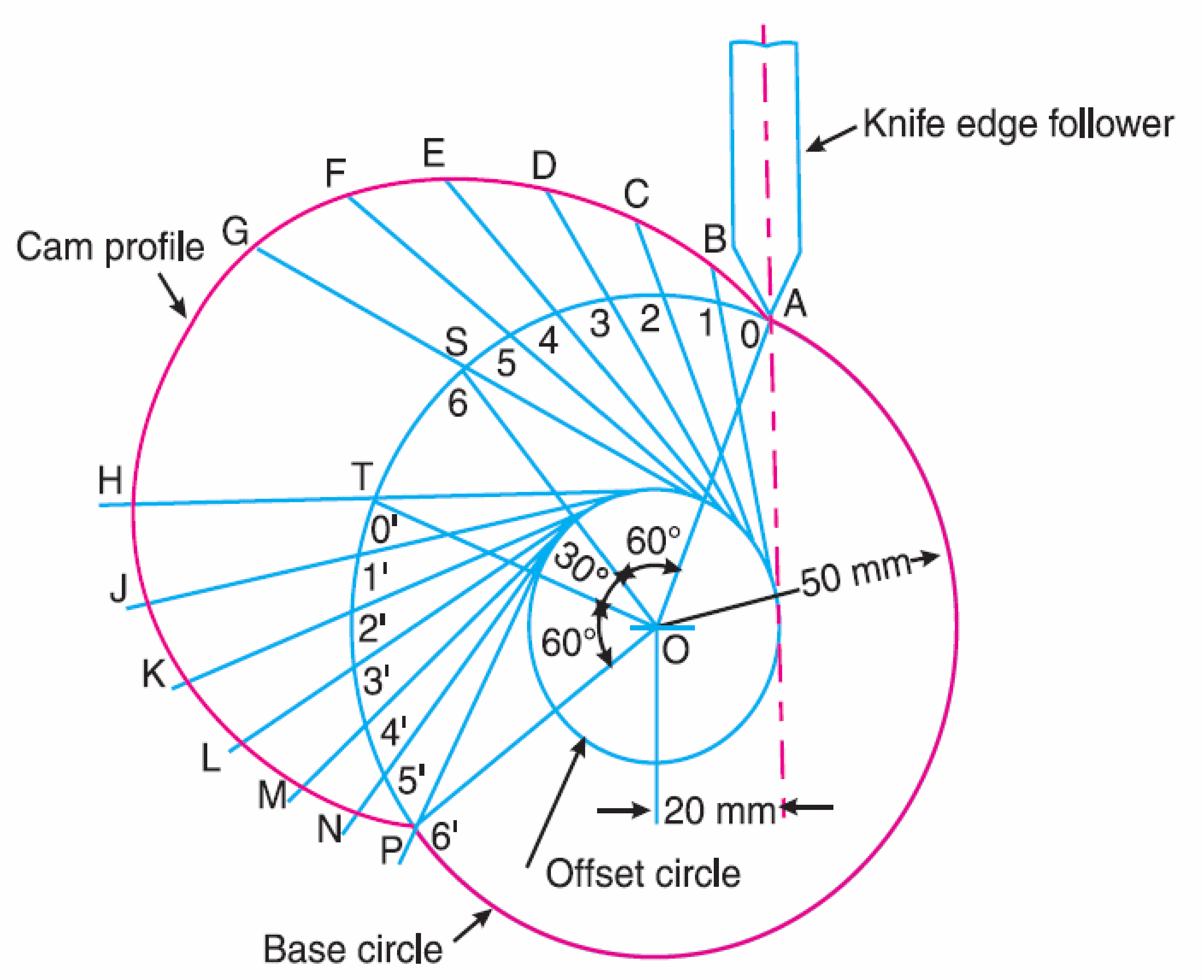




Suiveur
Y
f
e
d
c
b
A
B
C
D
E
F
G
40 mm
0
1
2
3
4
5
6
S
Base circle
60°
30°
60°
50 mm
H
T
0'
O
1'
2'
3'
4'
5'
6'
J
K
L
M
N
P
Profile de la came

Figure 7

Cas où l'axe de du suiveur n'intercepte pas l'axe de rotation de la came



Les lois de mouvements régissant les phases de montée et de descente sont choisies par le concepteur en fonction des vitesses de rotation de la came.

3. Analyse cinématique

Les dérivation de la courbe des espaces permettent de déterminer les courbes des vitesses et des accélérations.

θ_m Angle de phase de montée

θ_s Angle de phase de repos au sommet

θ_d Angle de phase de descente

θ_t Angle de phase de repos au talon

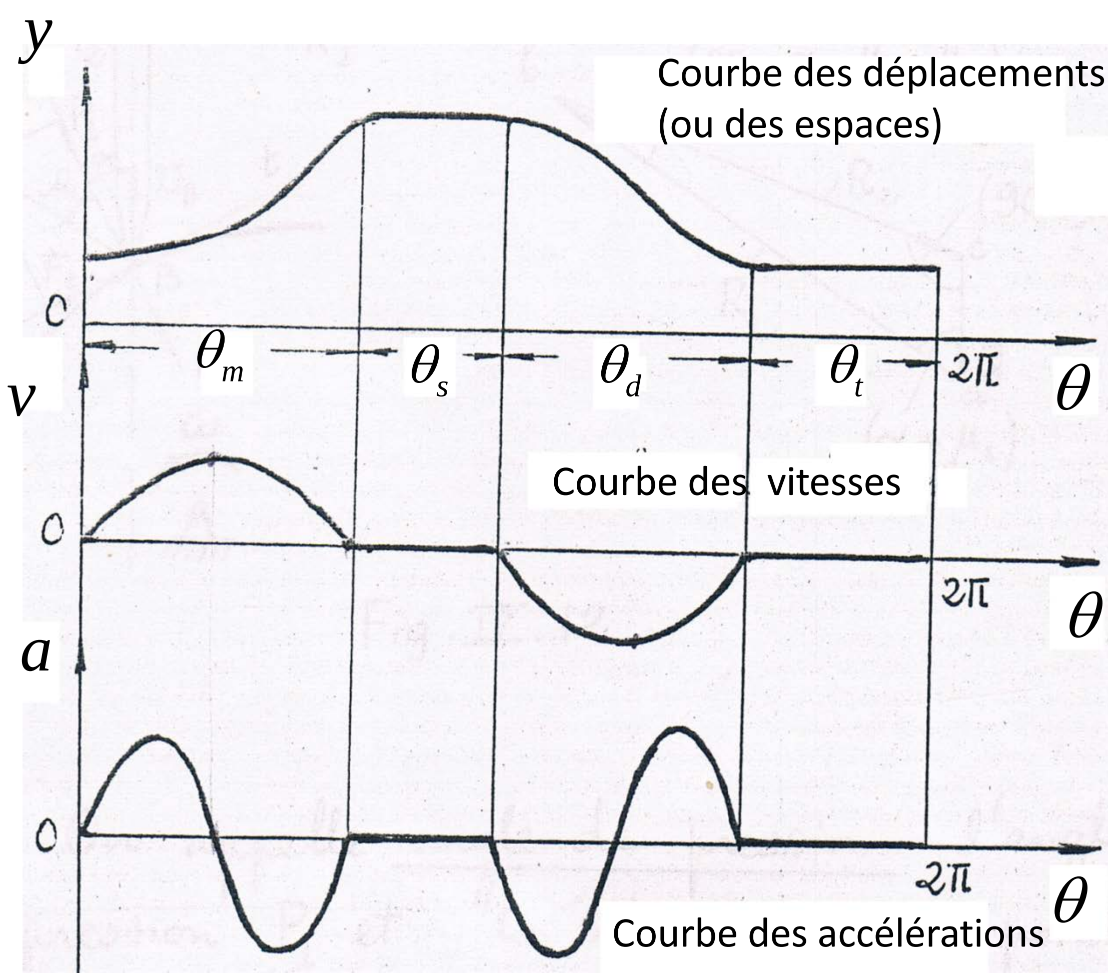


Figure 8

La vitesse, l'accélération et l'impulsion sont données respectivement par:

$$\frac{dy}{dt} = \omega \frac{dy}{d\theta} = \omega y'$$
$$\frac{d^2 y}{dt^2} = \omega^2 \frac{d^2 y}{d\theta^2} = \omega^2 y'' \qquad \textbf{(2)}$$
$$\frac{d^3 y}{dt^3} = \omega^3 \frac{d^3 y}{d\theta^3} = \omega^3 y'''$$

Ces relations nous permettent de traiter les problèmes cinématiques des mécanismes à cames en considérant uniquement les propriétés géométriques de la courbe $y = y(\theta)$.

La courbe $y = y(\theta)$ est en général une donnée du problème et pour certaines applications, des informations supplémentaires sur les vitesses et les accélérations du suiveur sont aussi données.

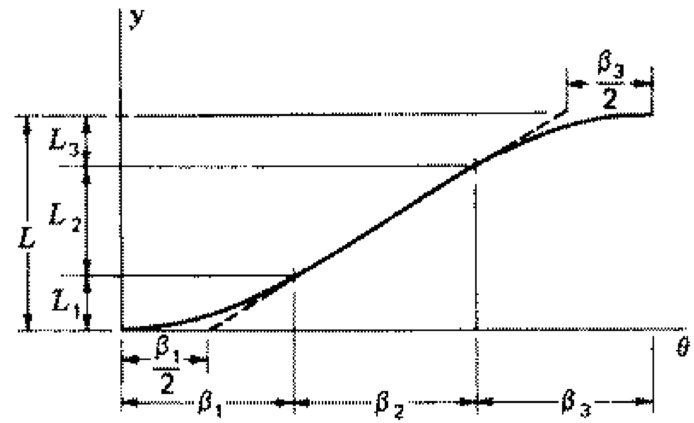
Le problème est de trouver le profil de la came qui donne la courbe de déplacement voulue.

Les lois de mouvements régissant les phases de montée et de descente sont choisies par le concepteur en fonction des vitesses de rotation de la came.

Exemple :

Déterminer les équations qui permettent de décrire le diagramme des déplacements d'une came qui monte avec un mouvement parabolique d'une position de repos à une autre tel que la course totale est ***L*** et l'angle total de rotation est **β.** Tracer le courbe des déplacements ainsi que ses trois premières dérivées.

Description du mouvement parabolique



Pour la première partie du mouvement:

$$y = A\theta^2 + B\theta + C$$
$$y' = 2A\theta + B$$
$$y'' = 2A$$
$$y''' = 0$$

pour $\theta = 0$, on a $y(0) = y'(0) \Rightarrow B = C = 0$

Au point d'inflexion on doit avoir: $\theta = \beta/2$ et $y = L/2$

Les équations relatives à la première moitiée du mouvement parabolique s'écrivent :

$$y = 2L\left(\frac{\theta}{\beta}\right)^2$$
$$y' = \frac{4L}{\beta}\left(\frac{\theta}{\beta}\right) \qquad \textbf{(3)}$$
$$y'' = \frac{4L}{\beta^2}$$
$$y''' = 0$$

Pour la deuxième moitiée du mouvement:

pour $\theta = \beta$, on a $y = L$ et $y' = 0 \Rightarrow$

$$L = A\theta^2 + B\theta + C$$

$$0 = 2A\beta + B$$

$$\theta = \beta/2 \rightarrow y'_{\max} = 2L/\beta$$

$$\frac{2L}{\beta} = 2A\frac{\beta}{2} + B$$

On trouve :

$$A = -\frac{2L}{\beta^2} \qquad B = \frac{4L}{\beta} \qquad C = -L$$

Par substitution de ces constantes dans l'équation générale, on obtient:

$$y = L\left[1 - 2\left(1 - \frac{\theta}{\beta}\right)^2\right]$$

$$y' = \frac{4L}{\beta}\left(1 - \frac{\theta}{\beta}\right) \qquad \textbf{(4)}$$

$$y'' = -\frac{4L}{\beta^2}$$

$$y''' = 0$$

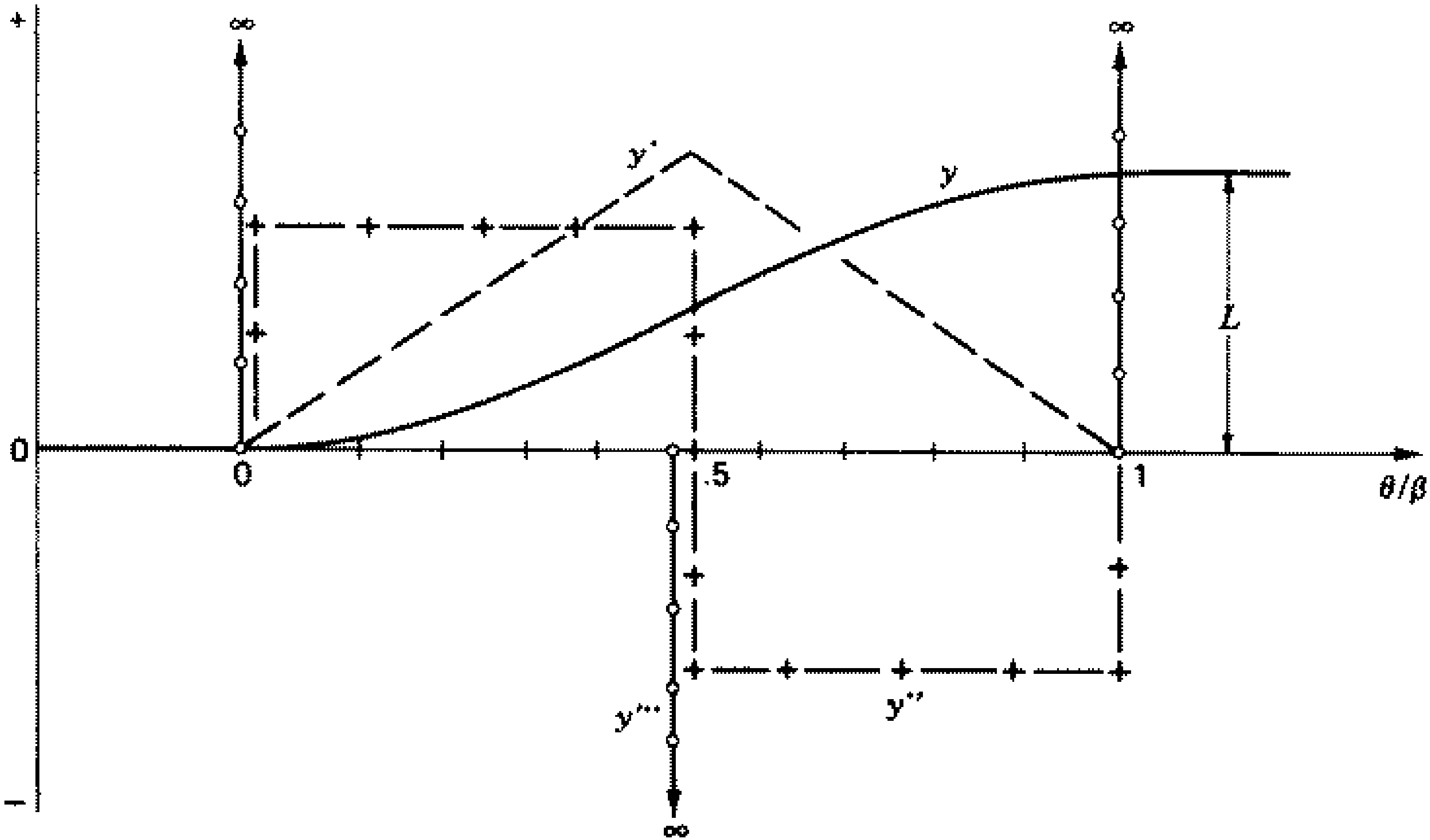
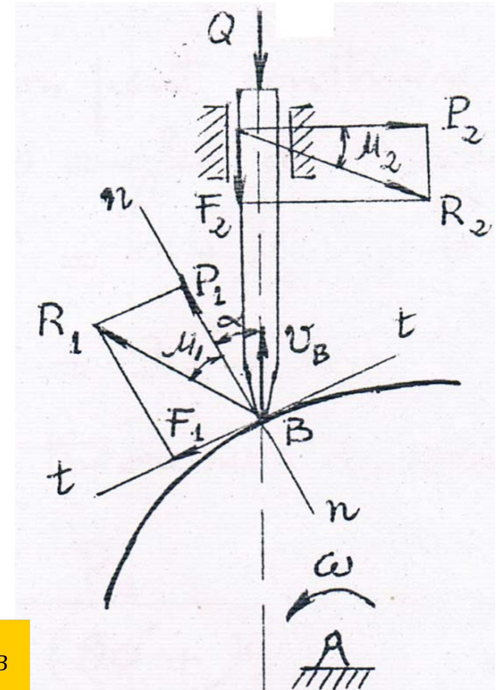


Figure 9: Courbe déplacements et ces dérivées pour un mouvement parabolique

4. Analyse des forces du mécanisme à cames

Considérons un mécanisme à came disque (plan) avec un suiveur de translation. Soit Q la charge tige. La figure 10 représente un bilan des forces exercées sur le système.



$\vec{R}_1$: Force de réaction de la came sur la tige;

$\vec{R}_2$: Force de réaction de la base sur la tige;

Soient : f_1 et f_2 les coefficients de frottement came tige et tige base.

$$tg\mu_1 = \frac{F_1}{P_1} = f_1 \quad \text{et} \quad tg\mu_2 = \frac{F_2}{P_2} = f_2$$

On appelle ***angle de pression***, l'angle α entre la pression P_1 et la vitesse v_B du point de contact sur la tige.

Equation d'équilibre :

$$\vec{R}_1 + \vec{R}_2 + \vec{Q} = \vec{0}$$