

# Vibrations des structures

Baptiste Bergeot

Maître de Conférences - [baptiste.bergeot@insa-cvl.fr](mailto:baptiste.bergeot@insa-cvl.fr) - bureau C06

---

4A INSA Centre Val de Loire  
Génie des Systèmes Industriels (GSI)

Année 2020/2021



# Plan du cours

## 1. Introduction générale

## 2. Systèmes à un degré de liberté

- 2.1 Introduction
- 2.2 Vibrations libres
- 2.3 Réponse forcée harmonique
- 2.4 Réponse transitoire

## 3. Systèmes à plusieurs degrés de liberté

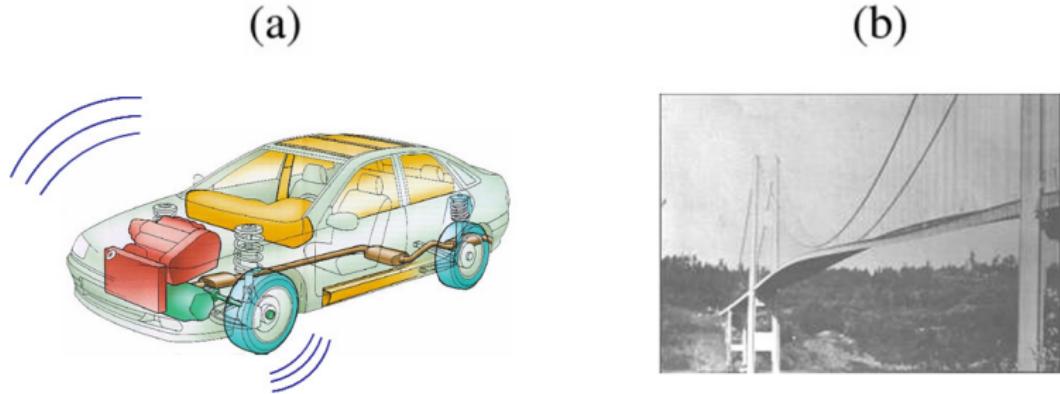
- 3.1 Introduction
- 3.2 Systèmes à deux degrés de liberté
- 3.3 Systèmes à  $n$  degrés de liberté

## 4. Systèmes élastiques continus

- 4.1 Introduction
- 4.2 Vibrations longitudinales des barres
- 4.3 Vibrations transversales des poutres

# Plan du cours

1. Introduction générale
2. Systèmes à un degré de liberté
3. Systèmes à plusieurs degrés de liberté
4. Systèmes élastiques continus



**Figure 1.1-** Exemples de problématiques industrielles : (a) vibrations d'une automobile générant du bruit; (b) instabilité aéroélastique du pont de Tacoma (avant destruction !).

# Cadre du cours

## Hypothèse de petites perturbations

Le cadre des **petites perturbations** sera admis tout au long de ce cours, dans ce sens que les hypothèses suivantes, appelées **hypothèses de petites perturbations (HPP)**, seront admises :

- Les **systèmes étudiés sont linéaires**, sous entendu que les déplacements engendrés par différentes sources d'excitation sont cumulables (**principe de superposition**).
- Les champs mécaniques et cinématiques des systèmes déformés sont étudiés par rapport à leurs **configurations de référence** (positions d'équilibre statique), sous entendu qu'il n'y a pas de distinction entre variables eulériennes et lagrangiennes ; cela signifie que les déplacements sont petits par rapport aux dimensions des systèmes étudiés ( **$\approx$  pas de mouvement moyen**).

# Plan du cours

1. Introduction générale

## 2. Systèmes à un degré de liberté

2.1 Introduction

2.2 Vibrations libres

2.3 Réponse forcée harmonique

2.4 Réponse transitoire

3. Systèmes à plusieurs degrés de liberté

4. Systèmes élastiques continus

# Plan du cours

1. Introduction générale

## 2. Systèmes à un degré de liberté

2.1 Introduction

2.2 Vibrations libres

2.3 Réponse forcée harmonique

2.4 Réponse transitoire

3. Systèmes à plusieurs degrés de liberté

4. Systèmes élastiques continus

# Introduction

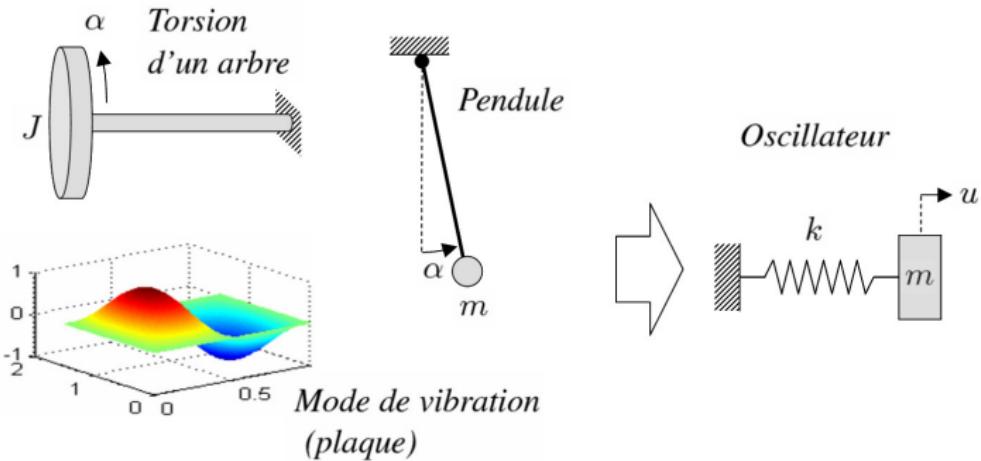


Figure 2.1- Exemples de systèmes à 1 DDL et oscillateur linéaire ( $m, k$ ) équivalent.

# Plan du cours

## 1. Introduction générale

## 2. Systèmes à un degré de liberté

2.1 Introduction

2.2 Vibrations libres

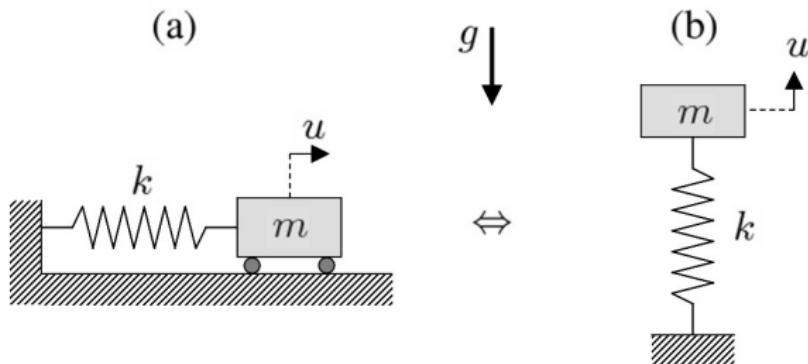
2.3 Réponse forcée harmonique

2.4 Réponse transitoire

## 3. Systèmes à plusieurs degrés de liberté

## 4. Systèmes élastiques continus

# Cas des systèmes non amortis



**Figure 2.2-** Système masse-ressort : (a) gravité non prise en compte ; (b) gravité prise en compte.

## Équations du mouvement d'un oscillateur harmonique

$$m\ddot{u} + ku = 0$$

$\Rightarrow u$  : déplacement de la masse par rapport à sa position d'équilibre statique  $x_{eq}^{st}$

## Preuve 2.1

Force de rappel d'un ressort : norme proportionnelle à son allongement

$$|F| = k(\ell - \ell_0)$$

$k$  : raideur du ressort

$\ell_0$  : longueur du ressort à vide

$\ell$  : longueur du ressort hors équilibre

$\ell_{\text{eq}}$  : longueur du ressort à l'équilibre

## Preuve 2.1

Force de rappel d'un ressort : norme proportionnelle à son allongement

$$|F| = k(\ell - \ell_0)$$

$k$  : raideur du ressort

$\ell_0$  : longueur du ressort à vide

$\ell$  : longueur du ressort hors équilibre

$\ell_{eq}$  : longueur du ressort à l'équilibre

### ⇒ Configuration horizontale

Principe Fondamental de la dynamique (PFD) projeté sur l'axe ( $Ox$ ) orienté vers la droite :

- À l'équilibre :

$$0 = -k(\ell_{eq}^{st} - \ell_0) = -k(x_{eq}^{st} - x_0) \quad \Rightarrow \quad x_{eq}^{st} = x_0$$

- Hors équilibre :

$$ma = -k(\ell - \ell_0) \quad \Leftrightarrow \quad m\ddot{x} = -k(x - x_{eq}^{st})$$

En posant  $u = x - x_{eq}^{st}$ , on obtient finalement :

$$m\ddot{u} + ku = 0$$

## Preuve 2.1

### ⇒ Configuration verticale

Principe Fondamental de la dynamique (PFD) projeté sur l'axe (Ox) orienté vers le haut :

- À l'équilibre :

$$0 = -k(\ell_{eq}^{st} - \ell_0) - mg = -k(x_{eq}^{st} - x_0) - mg \quad \Rightarrow \quad x_{eq}^{st} = x_0 - \frac{mg}{k}$$

- Hors équilibre :

$$ma = -k(\ell - \ell_0) - mg = -k(x - x_0 + \frac{mg}{k}) \quad \Leftrightarrow \quad m\ddot{x} = -k(x - x_{eq}^{st})$$

En posant  $u = x - x_{eq}^{st}$ , on obtient également :

$$m\ddot{u} + ku = 0$$

## Preuve 2.2

### ⇒ Configuration verticale

Principe Fondamental de la dynamique (PFD) projeté sur l'axe (Ox) orienté vers le haut :

- À l'équilibre :

$$0 = -k(\ell_{eq}^{st} - \ell_0) - mg = -k(x_{eq}^{st} - x_0) - mg \quad \Rightarrow \quad x_{eq}^{st} = x_0 - \frac{mg}{k}$$

- Hors équilibre :

$$ma = -k(\ell - \ell_0) - mg = -k(x - x_0 + \frac{mg}{k}) \quad \Leftrightarrow \quad m\ddot{x} = -k(x - x_{eq}^{st})$$

En posant  $u = x - x_{eq}^{st}$ , on obtient également :

$$m\ddot{u} + ku = 0$$

⇒ Oscillateur harmonique de pulsation

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

$$\ddot{u} + \omega_0^2 u = 0$$

# Cas des systèmes non amortis

## Solutions dans le cas non amorti

$$u(t) = u_0 \cos(\omega_0 t) + \frac{\dot{u}_0}{\omega_0} \sin(\omega_0 t)$$

avec

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi}, \quad T_0 = \frac{2\pi}{\omega_0}$$

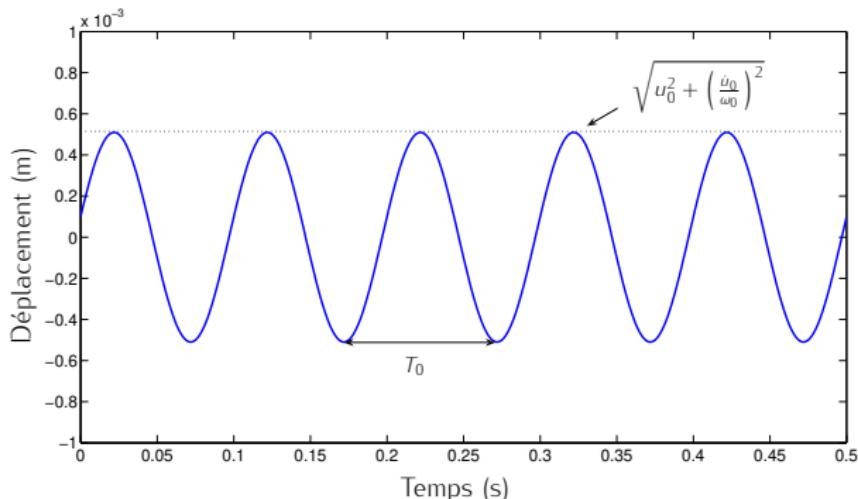


Figure 2.3- Vibrations libres d'un oscillateur ( $m, k$ ) soumis aux conditions initiales  $u|_{t=0} = u_0$  et  $\dot{u}|_{t=0} = \dot{u}_0$ .

## Preuve 2.3

On a :

$$m\ddot{u} + ku = 0 \quad \Leftrightarrow \quad \boxed{\ddot{u} + \omega_0^2 u = 0} \quad \text{avec} \quad \omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

donc :

$$\begin{aligned} u &= A \cos(\omega_0 t) + B \sin(\omega_0 t) \\ \dot{u} &= -\omega_0 A \sin(\omega_0 t) + \omega_0 B \cos(\omega_0 t) \end{aligned}$$

+ Conditions initiales :  $u|_{t=0} = u_0$ ,  $\dot{u}|_{t=0} = \dot{u}_0 \Rightarrow \boxed{A = u_0}$  et  $\boxed{B = \frac{\dot{u}_0}{\omega_0}}$

d'où finalement :

$$\boxed{u(t) = u_0 \cos(\omega_0 t) + \frac{\dot{u}_0}{\omega_0} \sin(\omega_0 t)}$$

Pour calculer l'amplitude  $|u| = D$  de la solution on pose :

$$u(t) = D \cos(\omega_0 t + \varphi) = D (\cos(\omega_0 t) \cos(\varphi) - \sin(\omega_0 t) \sin(\varphi))$$

Par identification on a  $A = D \cos(\varphi)$  et  $B = -D \sin(\varphi)$  et donc

$$\boxed{D = |u| = \sqrt{A^2 + B^2} = \sqrt{u_0^2 + \left(\frac{\dot{u}_0}{\omega_0}\right)^2}} \quad \text{et aussi}$$

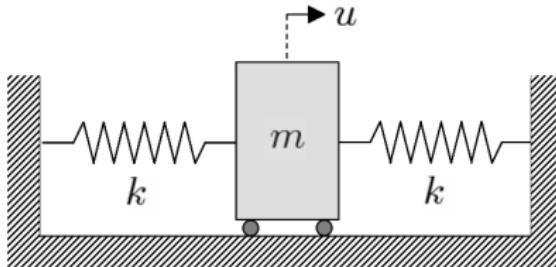
$$\boxed{\tan \varphi = -\frac{B}{A}}$$

# Cas des systèmes non amortis

## Exercice 2.1.

Soit le système décrit par la figure ci-dessous.

- ① Exprimer l'équation du mouvement du système masse-ressorts illustré ci-dessous
- ② Donner la pulsation propre.



# Cas des systèmes amortis

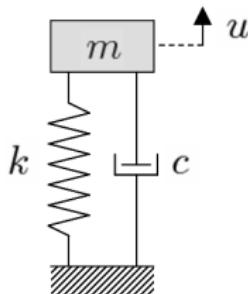


Figure 2.4- Système masse-ressort avec amortisseur visqueux.

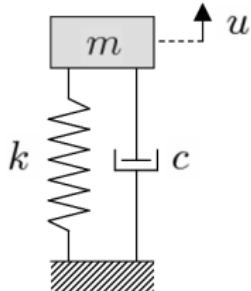
## Amortisseur visqueux

Pour ce type d'amortissement, la force  $F_c$  induite sur la masse est telle qu'elle s'oppose à sa vitesse, c'est-à-dire :

$$F_c = -c\dot{u}$$

## Équations du mouvement

$$m\ddot{u} + c\dot{u} + ku = 0$$

 Preuve 2.4

Principe Fondamental de la dynamique (PFD) projeté sur l'axe vertical orienté vers le haut :

$$m\ddot{u} = -c\dot{u} - ku \quad \Leftrightarrow \quad m\ddot{u} + c\dot{u} + ku = 0$$

# Cas des systèmes amortis

## Solutions générales du système amorti

$$\ddot{u} + 2\zeta\omega_0\dot{u} + \omega_0^2 u = 0$$

avec

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{km}}$$

$\zeta$  : taux d'amortissement

Plusieurs formes selon que  $\zeta < 1$ ,  $\zeta = 1$  ou  $\zeta > 1$  :

- **Mouvement sous-amorti** :  $\zeta < 1 \Rightarrow u = e^{-\zeta\omega_0 t} [A\cos(\omega_d t) + B\sin(\omega_d t)]$ ,

où  $\omega_d$  représente la pulsation propre apparente du système.

Dans ce cas, le mouvement est **pseudo-périodique** et l'amplitude des oscillations suit une décroissance exponentielle.

- **Mouvement critique** :  $\zeta = 1 \Rightarrow u = e^{-\omega_0 t} [A + Bt]$ .

Dans ce cas, le mouvement est **apériodique** : il n'y a pas de vibrations.

- **Mouvement sur-amorti** :  $\zeta > 1 \Rightarrow u = e^{-\zeta\omega_0 t} [Ae^{-(\sqrt{\zeta^2-1})\omega_0 t} + Be^{(\sqrt{\zeta^2-1})\omega_0 t}]$ .

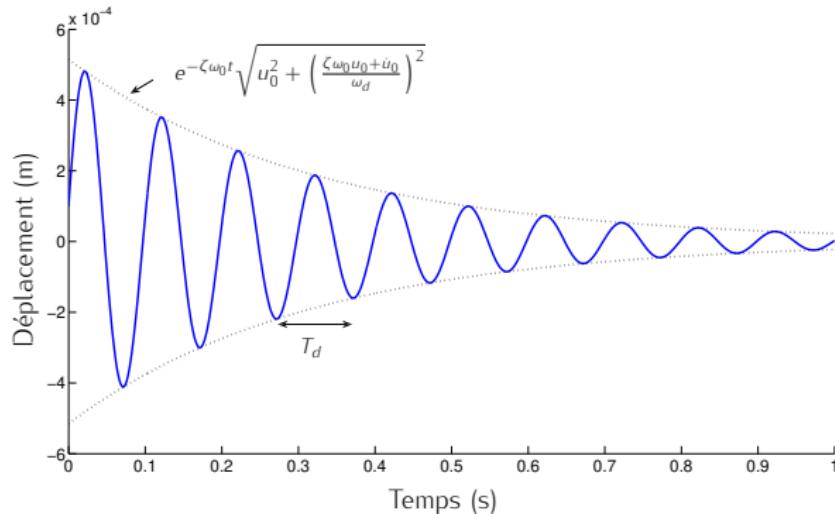
Dans ce cas, le mouvement est **apériodique** : il n'y a pas de vibrations.

# Cas des systèmes amortis

## Solutions dans le cas sous-amorti

$$u = e^{-\zeta \omega_0 t} \left[ u_0 \cos(\omega_d t) + \frac{\zeta \omega_0 u_0 + \dot{u}_0}{\omega_d} \sin(\omega_d t) \right] \quad \text{avec}$$

$$\omega_d = \omega_0 \sqrt{1 - \zeta^2}$$



**Figure 2.5-** Vibrations libres d'un oscillateur ( $m, k, c$ ) faiblement amorti ( $\zeta = 0.05$ ), soumis à des conditions initiales arbitraires  $u|_{t=0} = u_0$  et  $\dot{u}|_{t=0} = \dot{u}_0$ .

## Preuve 2.5

On a :

$$m\ddot{u} + c\dot{u} + ku = 0 \quad \Leftrightarrow \quad \boxed{\ddot{u} + 2\zeta\omega_0\dot{u} + \omega_0^2 u = 0} \quad \text{avec } \omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \text{ et } \zeta = \frac{c}{2\sqrt{km}}$$

Le polynôme caractéristique  $P$  est  $r^2 + 2\zeta\omega_0 r + \omega_0^2 = 0$  et son discriminant  $\Delta = 4\zeta^2\omega_0^2 - 4\omega_0^2 = 4\omega_0^2(-1 + \zeta^2)$  donc les racines de  $P$  sont :

$$r_1 = -\zeta\omega_0 - j\omega_0\sqrt{1 - \zeta^2} \quad r_2 = -\zeta\omega_0 + j\omega_0\sqrt{1 - \zeta^2}$$

En appliquant les règles usuelles de résolutions des équations différentielles du 2nd ordre on a bien si  $\zeta < 1$  :

$$u = e^{-\zeta\omega_0 t} [A\cos(\omega_d t) + B\sin(\omega_d t)]$$

$$\dot{u} = -\zeta\omega_0 e^{-\zeta\omega_0 t} [A\cos(\omega_d t) + B\sin(\omega_d t)] + e^{-\zeta\omega_0 t} [-\omega_d A\sin(\omega_d t) + \omega_d B\cos(\omega_d t)]$$

$$\text{avec } \omega_d = \omega_0\sqrt{1 - \zeta^2}$$

+ Conditions initiales :

$$u|_{t=0} = u_0 \Rightarrow \boxed{A = u_0}$$

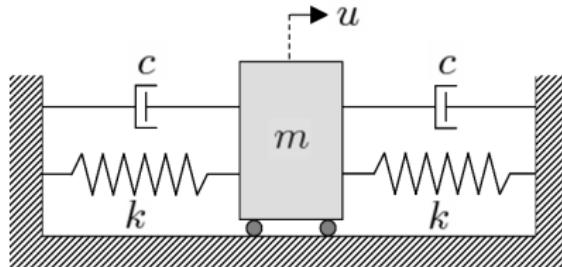
$$\dot{u}|_{t=0} = \dot{u}_0 \Rightarrow \dot{u}_0 = -\zeta\omega_0 A + \omega_d B \Rightarrow \boxed{B \frac{\zeta\omega_0 u_0 + \dot{u}_0}{\omega_d}}$$

# Cas des systèmes amortis

## Exercice 2.2.

Soit le système décrit par la figure ci-dessous.

- ① Exprimer l'équation du mouvement du système masse-ressorts illustré ci-dessous
- ② Donner la pulsation propre et la pulsation propre apparente.



# Cas des systèmes amortis

## Méthode du décrément logarithmique

Objectif : mesurer le taux d'amortissement  $\zeta$  par la mesure de l'amplitude à  $t$  et  $t + nT_d$

$$|u| = e^{-\zeta \omega_0 t} \text{Cste} \quad \Rightarrow \quad \frac{|u|_{t+nT_d}}{|u|_t} = e^{-\zeta \omega_0 n T_d} \quad \Rightarrow \quad \zeta = \frac{1}{\omega_0 n T_d} \ln \left\{ \frac{|u|_t}{|u|_{t+nT_d}} \right\}$$

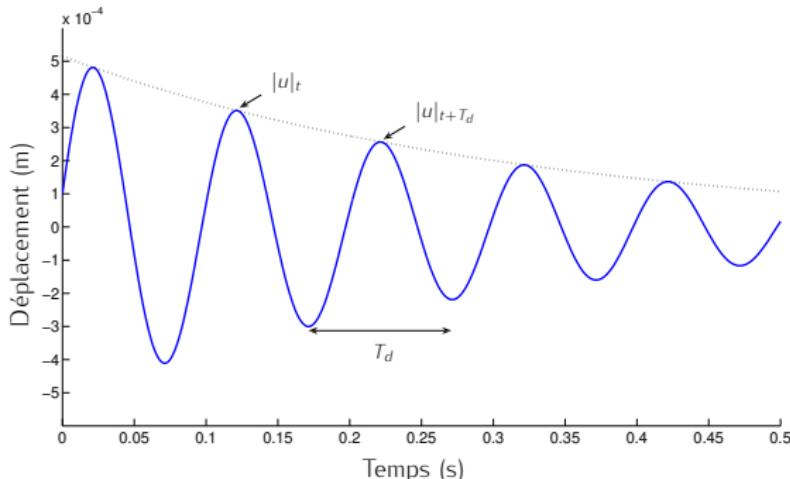


Figure 2.6- Variation d'amplitude de vibrations entre deux instants  $t$  et  $t + T_d$ , séparés d'une période  $T_d$ .

# Plan du cours

1. Introduction générale

## 2. Systèmes à un degré de liberté

2.1 Introduction

2.2 Vibrations libres

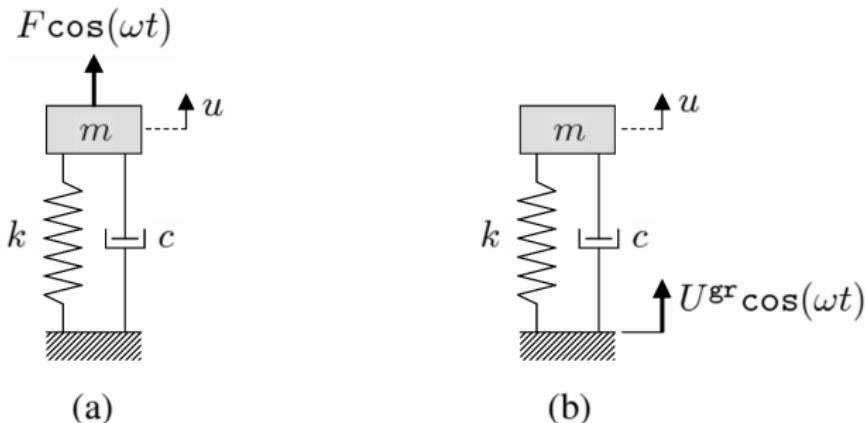
2.3 Réponse forcée harmonique

2.4 Réponse transitoire

3. Systèmes à plusieurs degrés de liberté

4. Systèmes élastiques continus

# Introduction



**Figure 2.7-** Système masse-ressort-amortisseur sous-excitation harmonique forcée : (a) excitation par force imposée à la masse ; (b) excitation par mouvement du support.

## Équations du mouvement

### Force imposée

$$\ddot{m}u + \dot{c}u + ku = f$$

### Mouvement du support imposé

$$\ddot{m}u + \dot{c}u + ku = \dot{c}u^{gr} + ku^{gr}$$

$f$  et  $u^{gr}$  sont harmoniques de pulsation  $\omega$ , c-à-d de la forme  $A \cos(\omega t)$

# Excitation par force imposée

$$m\ddot{u} + c\dot{u} + ku = F \cos \omega t$$

<b>Solution Générale</b>	=	Solution de l'équation homogène (sans second membre)	+	Solution particulière de l'équation avec second membre
$u$	=	$u^h$ <b>Régime transitoire</b>	+	$u^P$ <b>Régime stationnaire</b>

- **Régime transitoire :** connu,  $u^h = e^{-\zeta\omega_0 t} [A\cos(\omega_d t) + B\sin(\omega_d t)]$
  - **Régime stationnaire :** on cherche une **solution harmonique de pulsation  $\omega$**  (la pulsation d'excitation) de la forme  $u^P = U^P \cos(\omega t - \varphi)$ .
  - Deux cas possibles pour la résolution :
    - **Sans amortissement ( $c = 0$ ) :** fonctions trigonométriques ;  $u^P = U^P \cos(\omega t)$
    - **Avec amortissement :** fonction exponentielles complexes
- $$\hat{u}^P = U^P e^{j(\omega t - \varphi)} = \hat{U}^P e^{j\omega t} \quad \text{avec} \quad u^P = \operatorname{Re}[\hat{u}^P] \quad \hat{U}^P = U^P e^{-j\varphi} : \text{amplitude complexe}$$

Attention : dans le poly, on notera souvent  $u$  au lieu de  $\hat{u}^P$

# Excitation par force imposée

- Équation du mouvement complexe :  $m\ddot{\hat{u}} + c\dot{\hat{u}} + k\hat{u} = F e^{j\omega t}$  avec  $u = \text{Re}[\hat{u}]$
- Solution particulière de la forme  $\hat{u}^P = \hat{U}^P e^{j\omega t}$  avec  $\hat{U}^P$  :

$$\hat{U}^P = \frac{F/k}{1 - (\omega/\omega_0)^2 + 2j\zeta\omega/\omega_0} = U^{\text{st}} A_\omega = U^{\text{st}} \beta e^{-j\varphi}$$

$$U^{\text{st}} = \frac{F}{k}, \quad \beta = \frac{1}{\sqrt{(1 - (\omega/\omega_0)^2)^2 + 4\zeta^2(\omega/\omega_0)^2}} \quad \text{et} \quad \varphi = \arg \left\{ 1 - (\omega/\omega_0)^2 + 2j\zeta\omega/\omega_0 \right\}$$

- Solution particulière  $\hat{u}^P$  :

$$\hat{u}^P(t) = \beta U^{\text{st}} e^{j(\omega t - \varphi)} \Rightarrow u^P(t) = \beta U^{\text{st}} \cos(\omega t - \varphi)$$

- Solution générale  $u(t)$  :

$$u(t) = e^{-\zeta\omega_0 t} [A \cos(\omega_d t) + B \sin(\omega_d t)] + \beta U^{\text{st}} \cos(\omega t - \varphi)$$

Les constantes  $A$  et  $B$  sont déterminées à partir des conditions initiales.

## Preuve 2.6 et 2.7

On a l'équation du mouvement complexe suivante :

$$m\ddot{u} + c\dot{u} + k\hat{u} = Fe^{j\omega t} \Leftrightarrow \ddot{u} + 2\zeta\omega_0\dot{u} + \omega_0^2\hat{u} = \frac{F}{m}e^{j\omega t}$$

On cherche une solution particulière oscillant à la pulsation de forçage  $\hat{u}^P = \hat{U}^P e^{j\omega t}$ . Cette dernière est introduite dans l'équations du mouvement :

$$-\omega^2\hat{U}^P e^{j\omega t} + j\omega 2\zeta\omega_0\hat{U}^P e^{j\omega t} + \omega_0^2\hat{U}^P e^{j\omega t} = \frac{F}{m}e^{j\omega t}$$

Après simplification par division par  $e^{j\omega t}$  et division par  $\omega_0^2$  et en notant que  $F/(m\omega_0^2) = F/k$  on a arriver bien à :

$$\hat{U}^P = \frac{F/k}{1 - (\omega/\omega_0)^2 + 2j\zeta\omega/\omega_0} = U^{\text{st}} A_\omega = U^{\text{st}} \beta e^{-j\varphi}$$

La solution particulière est  $\hat{u}^P(t) = \beta U^{\text{st}} e^{j(\omega t - \varphi)}$  et donc  $u^P(t) = \text{Re}[\hat{u}^P(t)] = \beta U^{\text{st}} \cos(\omega t - \varphi)$ .

La solution générale est donc :

$$u(t) = e^{-\zeta\omega_0 t} [A \cos(\omega_d t) + B \sin(\omega_d t)] + \beta U^{\text{st}} \cos(\omega t - \varphi)$$

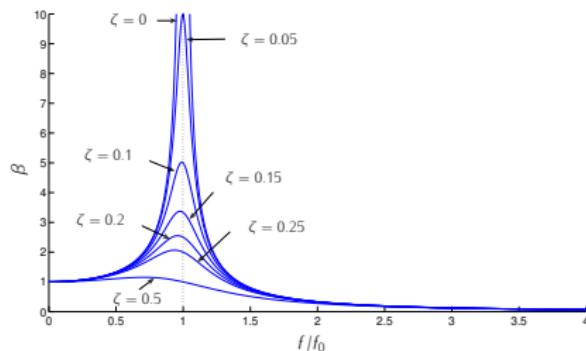
+ Conditions initiales :  $u|_{t=0} = u_0$  et  $\dot{u}|_{t=0} = \dot{u}_0$  qui mène à :

$$A = u_0 - \beta U^{\text{st}} \cos(\varphi), \quad B = \frac{\zeta u_0 \omega_0 + \dot{u}_0 - \beta U^{\text{st}} (\zeta \omega_0 \cos(\varphi) + \omega \sin(\varphi))}{\omega_d}$$

# Excitation par force imposée

$$\beta = \frac{1}{\sqrt{(1 - (\omega/\omega_0)^2)^2 + 4\zeta^2(\omega/\omega_0)^2}} \quad , \quad \varphi = \arg \left\{ 1 - (\omega/\omega_0)^2 + 2j\zeta\omega/\omega_0 \right\}$$

(a)



(b)

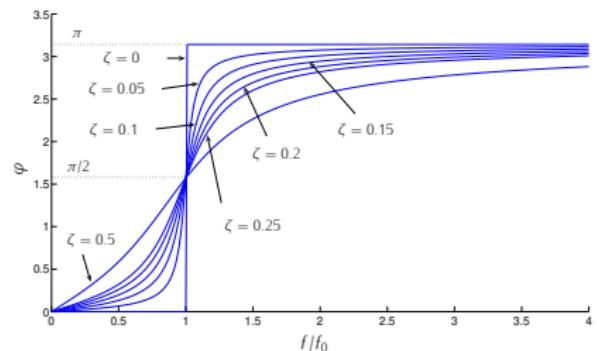


Figure 2.8- (a) Variation fréquentielle de  $\beta$  (b) Variation fréquentielle de  $\varphi$ .

- Amplitude maximale : 
$$\max\{\beta\} = \beta|_{f=f_0^{re}} = \frac{1}{2\zeta\sqrt{1-\zeta^2}}$$

- Fréquence de résonance : 
$$f_0^{re} = f_0\sqrt{1-2\zeta^2}$$

$$\neq f_d = f_0\sqrt{1-\zeta^2}$$

 Preuve 2.8

- On rappelle l'expression de  $\beta$  :

$$\boxed{\beta = \frac{1}{\sqrt{(1 - (\omega/\omega_0)^2)^2 + 4\zeta^2(\omega/\omega_0)^2}}}$$

- Le maximum de  $\beta$  s'obtient lorsque le terme  $(1 - (\omega/\omega_0)^2)^2 + 4\zeta^2(\omega/\omega_0)^2$  atteint un minimum.
- En effectuant le changement de variable  $\Omega = (\omega/\omega_0)^2$ , cela revient à résoudre

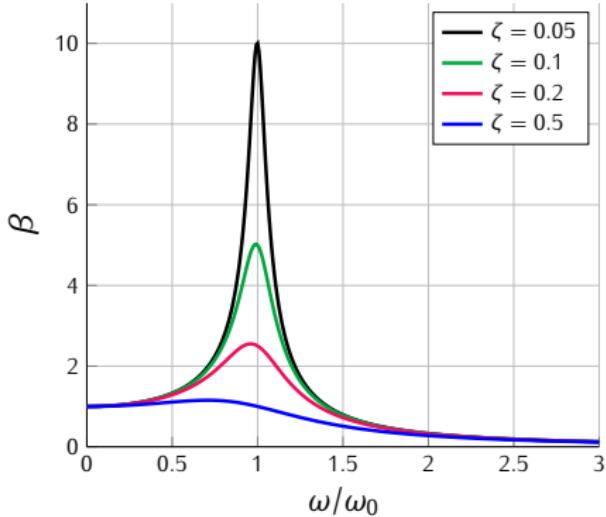
$$\frac{\partial}{\partial \Omega} [(1 - \Omega)^2 + 4\zeta^2\Omega] = 0 \quad \Rightarrow \quad \boxed{\Omega^{re} = 1 - 2\zeta^2}$$

- On obtient alors

$$\max\{\beta\} = \frac{1}{\sqrt{(1 - \Omega^{re})^2 + 4\zeta^2\Omega^{re}}} = \frac{1}{\sqrt{(2\zeta^2)^2 + 4\zeta^2(1 - 2\zeta^2)}} = \boxed{\frac{1}{2\zeta\sqrt{1 - \zeta^2}}}$$

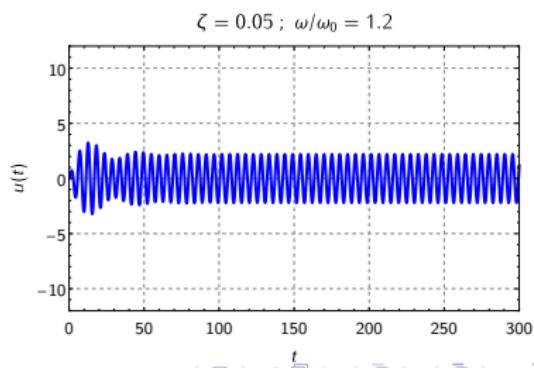
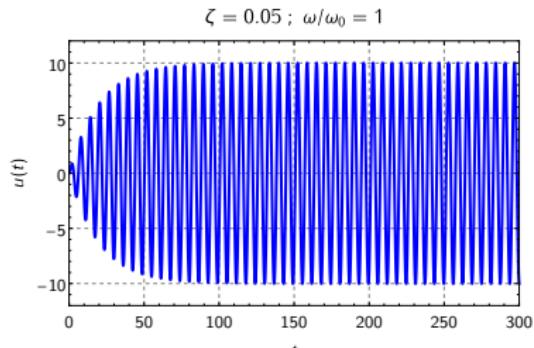
# Excitation par force imposée

$$u(t) = e^{-\zeta \omega_0 t} [A \cos(\omega_d t) + B \sin(\omega_d t)] + \beta \frac{F}{k} \cos(\omega t - \varphi)$$



Fréquence de résonance :

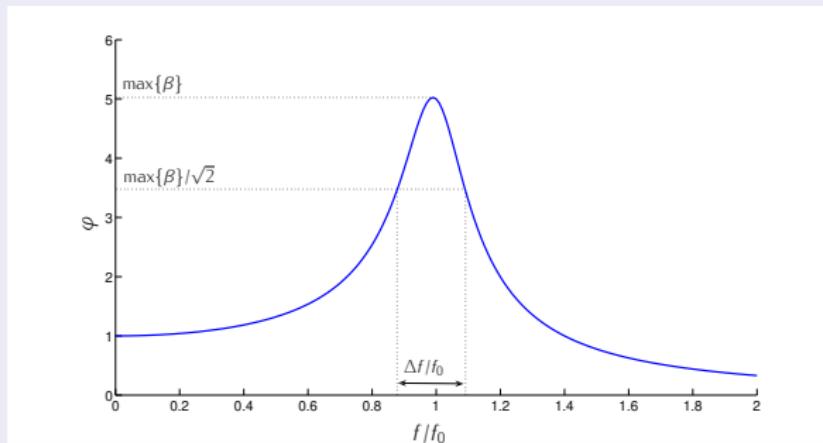
$$f_0^{re} = f_0 \sqrt{1 - 2\zeta^2}$$



# Excitation par force imposée

## Méthode de la largeur de bande à $-3\text{dB}$

- On relève les valeurs de fréquences à  $\beta = \max\{\beta\}/\sqrt{2}$  ( $20\log_{10}\{1/\sqrt{2}\} \approx -3\text{dB}$ ) : il y en a deux. L'écart entre ces deux fréquences, noté  $\Delta f$ .



**Figure 2.9-** Illustration de la largeur de bande à  $\max\{\beta\}/\sqrt{2}$ .

- On déduit :

$$\zeta = \frac{1}{2} \frac{\Delta f}{f_0}$$

## Preuve 2.9 – Méthode de la largeur de bande à -3dB

En posant  $\Omega = (\omega/\omega_0)^2$ , on a

$$\beta = \frac{1}{\sqrt{(1-\Omega)^2 + 4\zeta^2\Omega}}$$

Comme

$$\frac{\max\{\beta\}}{\sqrt{2}} = \frac{1}{2\sqrt{2}\zeta\sqrt{1-\zeta^2}}$$

résoudre  $\beta = \max(\beta)/\sqrt{2}$  revient à chercher les deux valeurs de  $\Omega$  telles que :

$$(1-\Omega)^2 + 4\zeta^2\Omega = 8\zeta^2(1-\zeta^2)$$

qui s'écrit encore :

$$\Omega^2 + (4\zeta^2 - 2)\Omega + 1 - 8\zeta^2(1-\zeta^2) = 0$$

dont les racines sont :

$$\Omega_{1/2} = (1 - 2\zeta^2) \pm 2\zeta\sqrt{1 - \zeta^2}$$

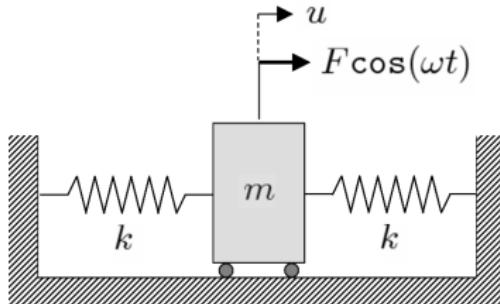
En supposant  $\zeta \ll 1$ , on obtient finalement :

$$\Omega_{1/2} \approx 1 \pm 2\zeta \quad \Rightarrow \quad \sqrt{\Omega_{1/2}} \approx 1 \pm \zeta \quad \Rightarrow \quad \frac{\Delta\omega}{\omega_0} \approx 2\zeta \quad (\Delta\omega = \omega_2 - \omega_1) \quad \Rightarrow \quad \boxed{\zeta = \frac{1}{2} \frac{\Delta f}{f_0}}$$

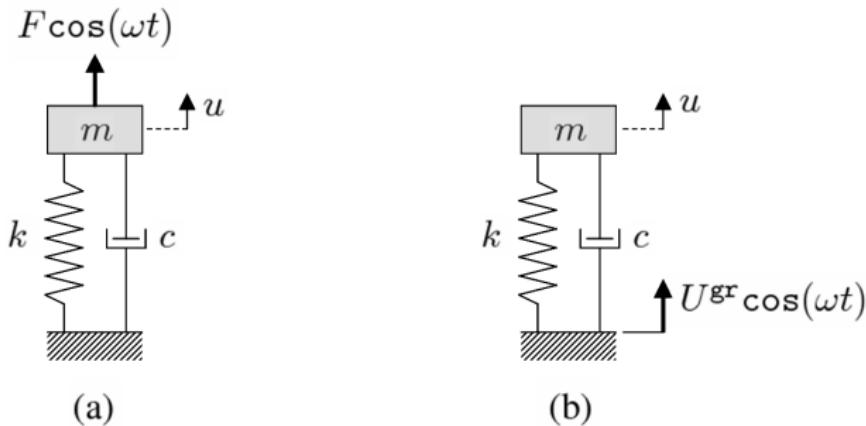
### Exercice 2.3.

Soit le système décrit par la figure ci-dessous.

- ① Exprimer l'équation du mouvement du système masse-ressorts illustré ci-dessous, excité par une force harmonique  $F \cos(\omega t)$
- ② Donner la solution générale.
- ③ Résoudre à partir des conditions initiales  $u|_{t=0} = u_0$  et  $\dot{u}|_{t=0} = 0$ .



# Excitation par déplacement imposé



**Figure 2.10-** Système masse-ressort-amortisseur sous-excitation harmonique forcée : (a) excitation par force imposée à la masse ; (b) excitation par mouvement du support.

## Équations du mouvement

### Force imposée

$$\ddot{m}u + \dot{c}u + ku = f$$

### Mouvement du support imposé

$$\ddot{m}u + \dot{c}u + ku = \dot{c}u^{gr} + ku^{gr}$$

$f$  et  $u^{gr}$  sont harmoniques de pulsation  $\omega$ , c-à-d de la forme  $A \cos(\omega t)$

# Excitation par déplacement imposé

## Équation du mouvement dans le référentiel du support en mouvement

L'équation du mouvement est :

$$m\ddot{u} + c\dot{u} + ku = c\dot{u}^{\text{gr}} + ku^{\text{gr}}$$

On se place dans le *référentiel du support en mouvement* en posant

$$u^* = u - u^{\text{gr}} \quad (\text{déplacement relatif})$$

et on obtient :

$$m\ddot{u}^* + c\dot{u}^* + ku^* = -m\ddot{u}^{\text{gr}}$$

qui devient

$$m\ddot{u}^* + c\dot{u}^* + ku^* = m\omega^2 U^{\text{gr}} \cos(\omega t)$$

si  $u^{\text{gr}} = U^{\text{gr}} \cos(\omega t)$

## Preuve 2.10

L'allongement du ressort est  $u - u^{gr}$  et la vitesse relative de la masse par rapport au bâti (qui est en mouvement) est  $\dot{u} - \dot{u}^{gr}$ .

L'application du PFD à la masse donne donc :

$$m\ddot{u} = -k(u - u^{gr}) - c(\dot{u} - \dot{u}^{gr}) \Rightarrow m\ddot{u} + c\dot{u} + ku = c\dot{u}^{gr} + ku^{gr}$$

En utilisant le déplacement relatif  $u^* = u - u^{gr}$  on obtient finalement :

$$m\ddot{u}^* + c\dot{u}^* + ku^* = -m\ddot{u}^{gr}$$

qui devient

$$m\ddot{u}^* + c\dot{u}^* + ku^* = m\omega^2 U^{gr} \cos(\omega t)$$

si  $u^{gr} = U^{gr} \cos(\omega t)$ .

# Excitation par déplacement imposé

- Équation du mouvement complexe :  $m\ddot{\hat{u}}^* + c\dot{\hat{u}}^* + k\hat{u}^* = m\omega^2 U^{gr} e^{j\omega t}$  avec  $u^* = \text{Re}[\hat{u}^*]$
- Solution particulière de la forme  $\hat{u}^{*P} = \hat{U}^{*P} e^{j\omega t}$  avec  $\hat{U}^{*P} e^{j\omega t}$  :

$$\hat{U}^{*P} = \frac{(\omega/\omega_0)^2 U^{gr}}{1 - (\omega/\omega_0)^2 + 2j\zeta\omega/\omega_0} = U^{gr} A_w^* = U^{gr} \beta^* e^{-j\varphi^*}$$

$$\beta^* = \frac{(\omega/\omega_0)^2}{\sqrt{(1 - (\omega/\omega_0)^2)^2 + 4\zeta^2(\omega/\omega_0)^2}} \quad \text{et} \quad \varphi^* = \varphi$$

- Solution particulière  $\hat{u}^{*P}$  :

$$\hat{u}^{*P}(t) = \beta^* U^{gr} e^{j(\omega t - \varphi)} \Rightarrow u^{*P}(t) = \beta^* U^{gr} \cos(\omega t - \varphi)$$

- Solution générale  $u(t)$  :

$$\begin{aligned} u(t) &= u^*(t) + u^{gr}(t) \\ &= e^{-\zeta\omega_0 t} [A\cos(\omega_d t) + B\sin(\omega_d t)] + U^{gr} [\beta^* \cos(\omega t - \varphi) + \cos(\omega t)] \end{aligned}$$

Les constantes  $A$  et  $B$  sont déterminées à partir des conditions initiales.

## Preuve 2.11

On a l'équation du mouvement complexe suivante :

$$m\ddot{u}^* + c\dot{u}^* + k\hat{u}^* = m\omega^2 U^{gr} e^{j\omega t} \Leftrightarrow \ddot{u}^* + 2\zeta\omega_0\dot{u}^* + \omega_0^2\hat{u}^* = \omega^2 U^{gr} e^{j\omega t}$$

On cherche une solution particulière oscillant à la pulsation de forçage  $\hat{u}^{p*} = \hat{U}^{p*} e^{j\omega t}$ . Cette dernière est introduite dans l'équations du mouvement :

$$-\omega^2 \hat{U}^{p*} e^{j\omega t} + j\omega 2\zeta\omega_0 \hat{U}^{p*} e^{j\omega t} + \omega_0^2 \hat{U}^{p*} e^{j\omega t} = \omega^2 U^{gr} e^{j\omega t}$$

Après simplification par division par  $e^{j\omega t}$  et division par  $\omega_0^2$  on a arrive bien à :

$$\hat{U}^{p*} = \frac{(\omega/\omega_0)^2 U^{gr}}{1 - (\omega/\omega_0)^2 + 2j\zeta\omega/\omega_0} = U^{gr} A_\omega^* = U^{gr} \beta^* e^{-j\varphi^*}$$

La solution particulière est  $\hat{u}^{*P}(t) = \beta^* U^{gr} e^{j(\omega t - \varphi)}$  et donc  $u^{*P}(t) = \beta^* U^{gr} \cos(\omega t - \varphi)$ .

La solution générale  $u(t)$  est donc :

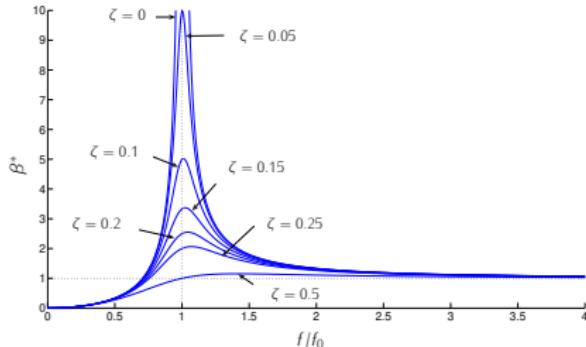
$$\begin{aligned} u(t) &= u^*(t) + u^{gr}(t) \\ &= e^{-\zeta\omega_0 t} [A \cos(\omega_d t) + B \sin(\omega_d t)] + U^{gr} [\beta^* \cos(\omega t - \varphi) + \cos(\omega t)] \end{aligned}$$

+ Conditions initiales :  $u|_{t=0} = u_0$  et  $\dot{u}|_{t=0} = \dot{u}_0$  qui mène à :

$$A = u_0 - \beta U^{gr} (1 + \cos(\varphi)) \quad , \quad B = \frac{\zeta\omega_0(u_0 - U^{gr}) + \dot{u}_0 - \beta U^{gr} (\zeta\omega_0 \cos(\varphi) + \omega \sin(\varphi))}{\omega_d}$$

# Excitation par déplacement imposé

$$\beta^* = \frac{(\omega/\omega_0)^2}{\sqrt{(1 - (\omega/\omega_0)^2)^2 + 4\zeta^2(\omega/\omega_0)^2}}$$

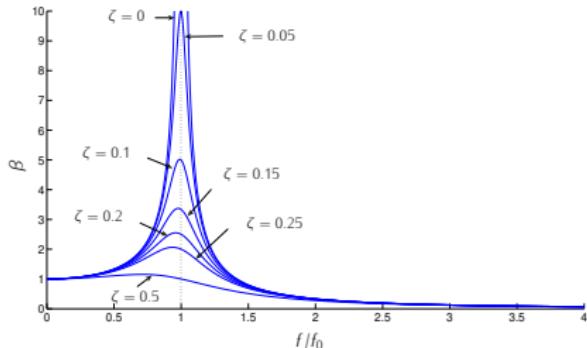


**Figure 2.11-** Variation fréquentielle du coefficient d'amplification dynamique : cas d'une excitation par déplacement imposé.

- Amplitude maximale : 
$$\max\{\beta^*\} = \beta^*|_{f=f_0^{re}} = \frac{1}{(1 - 2\zeta^2)\sqrt{1/(1 - 2\zeta^2)^2 - 1}}$$
- Fréquence de résonance : 
$$f_0^{re} = f_0/\sqrt{1 - 2\zeta^2}$$
      
$$\neq f_d = f_0\sqrt{1 - \zeta^2}$$

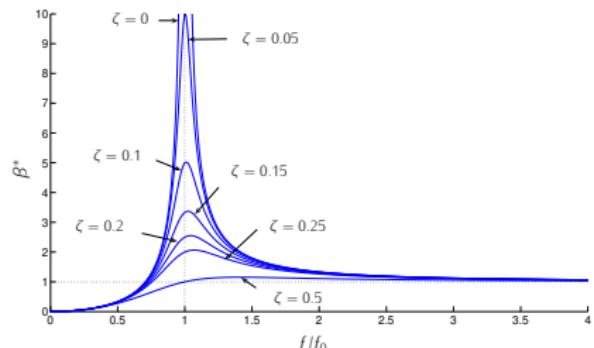
## Force imposée

$$\beta = \frac{1}{\sqrt{(1 - (\omega/\omega_0)^2)^2 + 4\zeta^2(\omega/\omega_0)^2}}$$



## Mouvement support imposé

$$\beta^* = \frac{(\omega/\omega_0)^2}{\sqrt{(1 - (\omega/\omega_0)^2)^2 + 4\zeta^2(\omega/\omega_0)^2}}$$



- $f/f_0 \rightarrow 0 ; \beta \rightarrow 1 ; |U| \rightarrow U_F^{\text{st}}$
- $f/f_0 \rightarrow \infty ; \beta \rightarrow 0 ; |U| \rightarrow 0$
- Fréquence de résonance :

$$f_0^{\text{re}} = f_0 \sqrt{1 - 2\zeta^2}$$

- $f/f_0 \rightarrow 0 ; \beta^* \rightarrow 0 ; |U^*| \rightarrow 0 ; u = u^{\text{gr}}$
- $f/f_0 \rightarrow \infty ; \beta^* \rightarrow 1 ; |U^*| \rightarrow U^{\text{gr}}$
- Fréquence de résonance :

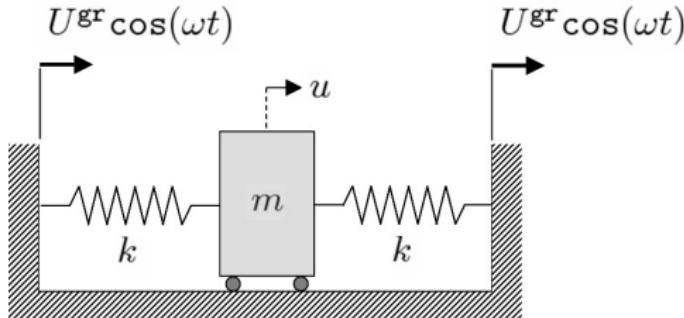
$$f_0^{\text{re}} = f_0 / \sqrt{1 - 2\zeta^2}$$

# Excitation par déplacement imposé

## Exercice 2.4.

Soit le système décrit par la figure ci-dessous.

- ① Exprimer l'équation du mouvement du système masse-ressorts illustré ci-dessous, excité par déplacement imposé.
- ② Donner la solution générale et donner la valeur du déplacement  $u$  en fonction des conditions initiales  $u|_{t=0} = u_0$  et  $\dot{u}|_{t=0} = 0$ .



# Excitation par accélération imposé $\gamma^{gr} = \Gamma^{gr} \cos(\omega t)$

- Équation du mouvement complexe :  $m\ddot{u}^* + c\dot{u}^* + k\hat{u}^* = -m\Gamma^{gr}e^{j\omega t}$  avec  $u^* = \operatorname{Re}[\hat{u}^*]$
- Amplitude complexe  $U^{p^*}$  :

$$U^{p^*} = \frac{-\Gamma^{gr}/\omega_0^2}{1 - (\omega/\omega_0)^2 + 2j\zeta\omega/\omega_0} = \frac{-\Gamma^{gr}}{\omega_0^2} A_\omega^* = \frac{-\Gamma^{gr}}{\omega_0^2} \beta^* e^{-j\varphi^*}$$

$$\beta^* = \beta \quad \text{et} \quad \varphi^* = \varphi$$

- Solution particulière  $\hat{u}^{*p}$  :

$$\hat{u}^{*p}(t) = \frac{-\Gamma^{gr}}{\omega_0^2} \beta e^{j(\omega t - \varphi)} \Rightarrow u^{*p}(t) = \frac{-\Gamma^{gr}}{\omega_0^2} \beta \cos(\omega t - \varphi)$$

- Solution générale  $u(t)$  :

$$\begin{aligned} u(t) &= u^*(t) + u^{gr}(t) = u^*(t) - \gamma^{gr}/\omega_0^2 \\ &= e^{-\zeta\omega_0 t} [A \cos(\omega_d t) + B \sin(\omega_d t)] - \frac{\Gamma^{gr}}{\omega_0^2} [\beta \cos(\omega t - \varphi) + \cos(\omega t)] \end{aligned}$$

Les constantes  $A$  et  $B$  sont déterminées à partir des conditions initiales.

# Digression sur la notion d'excitations périodiques

## Principe de superposition

- Soit un oscillateur harmonique excité par  $f = f_1 + f_2 + \dots + f_N$

$$\ddot{u} + 2\zeta\omega_0\dot{u} + \omega_0^2 u = f_1 + f_2 + \dots + f_N$$

- On considère les  $N$  sous-système suivants :

$$\ddot{u}_1 + 2\zeta\omega_0\dot{u}_1 + \omega_0^2 u_1 = f_1$$

$$\ddot{u}_2 + 2\zeta\omega_0\dot{u}_2 + \omega_0^2 u_2 = f_2$$

$$\vdots$$

$$\ddot{u}_N + 2\zeta\omega_0\dot{u}_N + \omega_0^2 u_N = f_N$$

- Le principe de superposition stipule que :

$$u^P(t) = u_1^P(t) + u_2^P(t) + \dots + u_N^P(t)$$

# Digression sur la notion d'excitations périodiques

## Équations du mouvement

$$m\ddot{u} + c\dot{u} + ku = f(t)$$

avec  $f(t)$  un fonction périodique.

### Stratégie de résolution :

- On fait la **série de Fourier de  $f(t)$**      $\Rightarrow$

$$f(t) = F_0 + \sum_{r \geq 1} [F_r \cos(r\omega t) + F'_r \sin(r\omega t)]$$

$$F_0 = \frac{1}{T} \int_0^T f(t) dt, \quad F_r = \frac{2}{T} \int_0^T f(t) \cos(r\omega t) dt, \quad F'_r = \frac{2}{T} \int_0^T f(t) \sin(r\omega t) dt$$

- On considère plusieurs « **sous-problèmes harmoniques** »
- La **solution stationnaire** du mouvement (sous sa forme complexe), notée  $\hat{u}^P$ , s'obtient sur la base du **principe de superposition** :

$$\hat{u}^P = u_0 + \sum_{r \geq 1} \operatorname{Re} [U_r e^{rj\omega t}] + \operatorname{Im} [U'_r e^{rj\omega t}]$$

# Digression sur la notion d'excitations périodiques

## Stratégie de résolution (suite) :

- $u_0$  représente une solution particulière de l'équation suivante :

$$m\ddot{u} + c\dot{u} + ku = F_0.$$

- Les termes  $\hat{U}_r e^{rj\omega t}$  et  $\hat{U}'_r e^{rj\omega t}$  représentent des solutions particulières pour les sous-problèmes harmoniques suivants :

$$\begin{aligned} m\ddot{\hat{u}} + c\dot{\hat{u}} + k\hat{u} &= F_r e^{rj\omega t} \quad \forall r \geq 1, \\ m\ddot{\hat{u}'} + c\dot{\hat{u}'} + k\hat{u}' &= F'_r e^{rj\omega t} \quad \forall r \geq 1. \end{aligned}$$

- L'obtention de ces solutions particulières ne pose pas de problèmes, c'est-à-dire :

$$u_0 = F_0/k,$$

$$\hat{U}_r = \frac{F_r/k}{1 - (r\omega/\omega_0)^2 + 2j\zeta r\omega/\omega_0} \Leftrightarrow \hat{U}_r = A_{r\omega} U_r^{\text{st}} \quad \forall r \geq 1,$$

$$\hat{U}'_r = \frac{F'_r/k}{1 - (r\omega/\omega_0)^2 + 2j\zeta r\omega/\omega_0} \Leftrightarrow \hat{U}'_r = A_{r\omega} U_r'^{\text{st}} \quad \forall r \geq 1,$$

# Digression sur la notion d'excitations périodiques

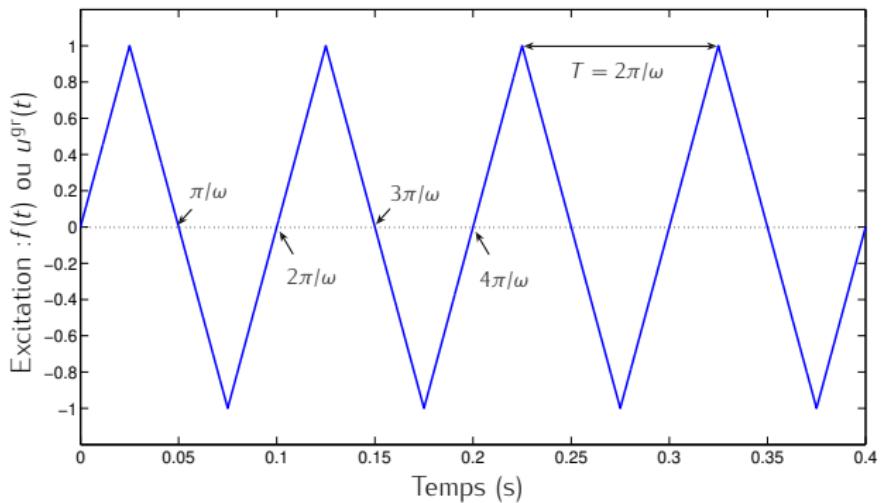


Figure 2.12- Illustration d'une excitation périodique non harmonique.

## Exercice 2.5.

Donner la représentation en série de Fourier du signal périodique illustré sur la Figure 2.11.

# Plan du cours

1. Introduction générale

## 2. Systèmes à un degré de liberté

2.1 Introduction

2.2 Vibrations libres

2.3 Réponse forcée harmonique

2.4 Réponse transitoire

3. Systèmes à plusieurs degrés de liberté

4. Systèmes élastiques continus

# Excitation par force imposée

## Équations du mouvement

$$\ddot{u} + 2\zeta\omega_0\dot{u} + \omega_0^2 u = \frac{f(t)}{m}$$

avec  $f(t)$  un fonction quelconque.

## Stratégie de résolution :

- Calcul de la **fonction de Green** :

$$\ddot{g}(t, \tau) + 2\zeta\omega_0\dot{g}(t, \tau) + \omega_0^2 g(t, \tau) = \delta(t - \tau), \quad g(t - \tau)|_{t=0} = \dot{g}(t, \tau)|_{t=0} = 0$$

- On peut montrer que :  $g(t, \tau) = g(t - \tau) = e^{-\zeta\omega_0(t-\tau)} \frac{1}{\omega_d} \mathcal{H}(t - \tau) \sin[\omega_d(t - \tau)]$

- **Intégrale de superposition** :  $u^P(t) = \frac{1}{m} \int_0^t f(\tau)g(t - \tau)d\tau.$

- Solution générale avec  $u|_{t=0} = u_0$  et  $\dot{u}|_{t=0} = \dot{u}_0$  :

$$u(t) = e^{-\zeta\omega_0 t} \left[ u_0 \cos(\omega_d t) + \frac{\zeta\omega_0 u_0 + \dot{u}_0}{\omega_d} \sin(\omega_d t) + \frac{1}{m\omega_d} \int_0^t e^{\zeta\omega_0 \tau} f(\tau) \sin[\omega_d(t - \tau)] d\tau \right]$$

Pour Preuve 2.12 et Preuve 2.13 voir les notes de cours.

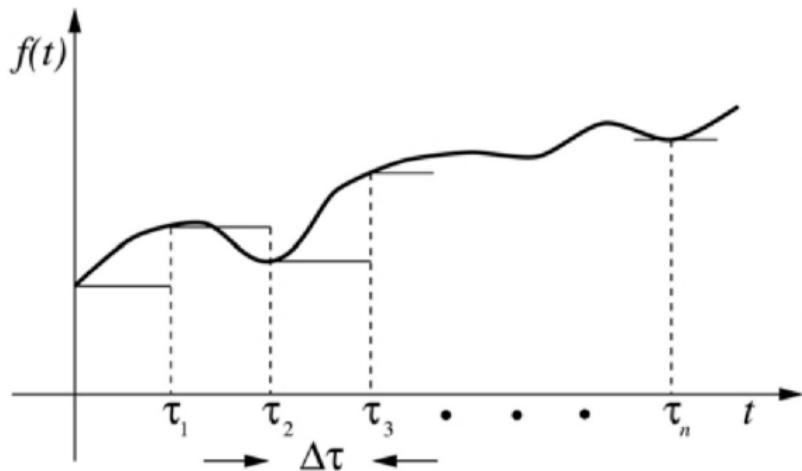


Figure 2.13- Figure utilisée pour obtenir l'intégrale de superposition.

# Plan du cours

1. Introduction générale

2. Systèmes à un degré de liberté

## 3. Systèmes à plusieurs degrés de liberté

3.1 Introduction

3.2 Systèmes à deux degrés de liberté

3.3 Systèmes à  $n$  degrés de liberté

4. Systèmes élastiques continus

# Plan du cours

1. Introduction générale

2. Systèmes à un degré de liberté

## 3. Systèmes à plusieurs degrés de liberté

3.1 Introduction

3.2 Systèmes à deux degrés de liberté

3.3 Systèmes à  $n$  degrés de liberté

4. Systèmes élastiques continus

# Introduction

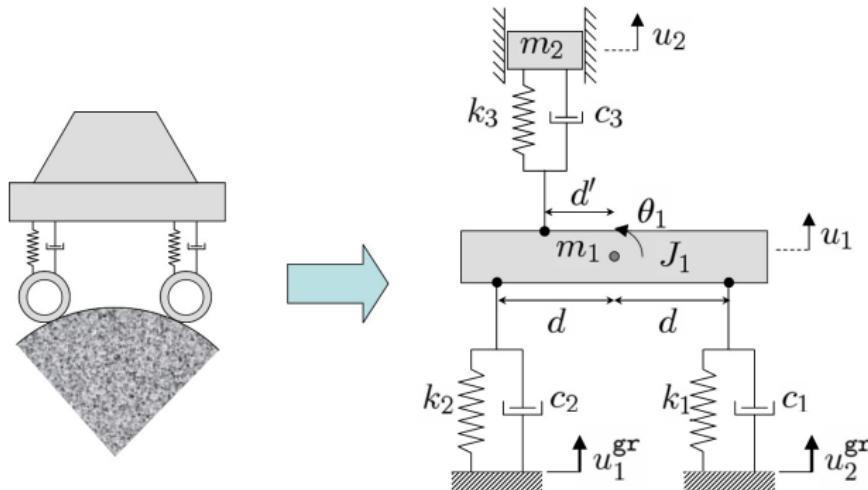


Figure 3.1- Exemple de système à 3 DDLs et modélisation équivalente.

# Plan du cours

1. Introduction générale

2. Systèmes à un degré de liberté

## 3. Systèmes à plusieurs degrés de liberté

3.1 Introduction

3.2 Systèmes à deux degrés de liberté

3.3 Systèmes à  $n$  degrés de liberté

4. Systèmes élastiques continus

# Exemple : cas d'un système symétrique 2 masses - 3 ressorts

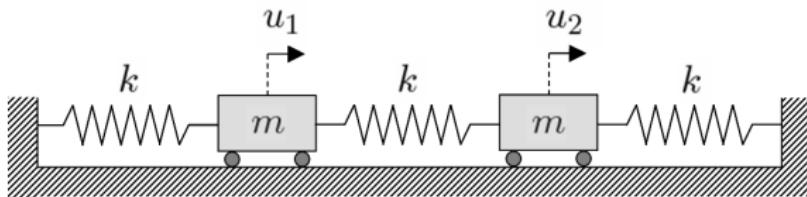


Figure 3.2- Exemple d'un système masses-ressorts à 2 DDLs.

## Équations du mouvement

$$\begin{cases} m\ddot{u}_1 + 2ku_1 - ku_2 = 0 \\ m\ddot{u}_2 + 2ku_2 - ku_1 = 0 \end{cases}$$

Puis sous forme matricielle :

$$\underbrace{\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix}}_{[\mathcal{M}]} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_1 \\ \ddot{u}_2 \end{Bmatrix} + \underbrace{\begin{bmatrix} 2k & -k \\ -k & 2k \end{bmatrix}}_{[\mathcal{K}]} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

avec :  $\mathcal{M}$  : matrice de masse et  $\mathcal{K}$  : matrice de raideur

 **Preuve 3.1**

⇒ PFD sur la masse de gauche :

$$m\ddot{u}_1 = -ku_1 - k(u_1 - u_2) \Rightarrow m\ddot{u}_1 + 2ku_1 - ku_2 = 0$$

⇒ PFD sur la masse de droite :

$$m\ddot{u}_2 = -ku_2 - k(u_2 - u_1) \Rightarrow m\ddot{u}_2 + 2ku_2 - ku_1 = 0$$

Les équations du mouvement du système constitué des 2 masses couplées est :

$$\begin{cases} m\ddot{u}_1 + 2ku_1 - ku_2 = 0 \\ m\ddot{u}_2 + 2ku_2 - ku_1 = 0 \end{cases}$$

et donc sous forme matricielle cela donne :

$$\underbrace{\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix}}_{[\mathcal{M}]} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_1 \\ \ddot{u}_2 \end{Bmatrix} + \underbrace{\begin{bmatrix} 2k & -k \\ -k & 2k \end{bmatrix}}_{[\mathcal{K}]} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

# Exemple : cas d'un système symétrique 2 masses - 3 ressorts

## Définition et calcul des modes propres de vibration

- On cherche des solutions **particulières sinusoïdales de même pulsation  $\Omega$**  :

$$\{u\} = \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} = \{X\} \cos(\Omega t)$$

Ces solutions sont les **modes de vibration** du système.

- Forme de solution introduite dans les équations du mouvement :

$$[\mathcal{K}]\{X\} = \Omega^2 [\mathcal{M}]\{X\}$$

- Solutions non nulles uniquement si

$$\det([\mathcal{K}] - \Omega^2 [\mathcal{M}]) = 0$$

 Remarque

# Exemple : cas d'un système symétrique 2 masses - 3 ressorts

## Définition et calcul des modes propres de vibration

- Les **pulsations propres** et **vecteurs propres** sont :

$$\Omega_1^2 = \frac{k}{m} \quad ; \quad \Omega_1^2 = \frac{3k}{m}$$

et

$$\{X\}_1 = \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \end{pmatrix} \quad ; \quad \{X\}_2 = \begin{pmatrix} 1 \\ -1 \end{pmatrix}$$

- Mode 1** : les masses oscillent **en phase à la pulsation  $\Omega_1$**
- Mode 2** : les masses oscillent **en opposition de phase à la pulsation  $\Omega_2$**
- Solution générale (mouvement quelconque) = combinaison linéaire de ces deux modes :

$$\{u\} = \underbrace{\left( A_1 \cos(\Omega_1 t) + B_1 \sin(\Omega_1 t) \right) \{X\}_1}_{\text{Mode 1}} + \underbrace{\left( A_2 \cos(\Omega_2 t) + B_2 \sin(\Omega_2 t) \right) \{X\}_2}_{\text{Mode 2}}$$

Les constantes  $A_1$ ,  $B_1$ ,  $A_2$  et  $B_2$  sont déterminées à partir des conditions initiales  $u_1|_{t=0}$ ,  $\dot{u}_1|_{t=0}$ ,  $u_2|_{t=0}$  et  $\dot{u}_2|_{t=0}$  (4 équations pour 4 inconnues, ça marche !).



## Preuve 3.2

Soit le problème aux valeurs propres :

$$[\mathcal{K}]\{X\} = \Omega^2[\mathcal{M}]\{X\}$$

### ⇒ Calcul des pulsations propres $\Omega$

Il faut résoudre  $\det([\mathcal{K}] - \Omega^2[\mathcal{M}]) = 0$ , soit

$$\begin{aligned} & \begin{vmatrix} 2k - \Omega^2 m & -k \\ -k & 2k - \Omega^2 m \end{vmatrix} = 0 \\ & (2k - \Omega^2 m)^2 - k^2 = 0 \\ & (2k - \Omega^2 m + k)(2k - \Omega^2 m - k) = 0 \\ & (3k - \Omega^2 m)(k - \Omega^2 m) = 0 \end{aligned}$$

Les pulsations propres sont donc :

$$\Omega_1^2 = \frac{k}{m}$$

et

$$\Omega_2^2 = \frac{3k}{m}$$

## Preuve 3.2

⇒ Calcul des vecteurs propres  $\{X\}$

Il y a 2 pulsations propres et donc 2 vecteurs propres

$$\{X\}_1 = \{X_{11}, X_{12}\}^T \quad \text{et} \quad \{X\}_2 = \{X_{21}, X_{22}\}^T$$

On commence par déterminer  $\{X\}_1$  pour cela il faut résoudre :

$$\left( \mathcal{K} - \Omega_1^2 [\mathcal{M}] \right) \{X\}_1 = 0 \quad \text{soit} \quad \begin{cases} (2k - \Omega_1^2 m) X_{11} - k X_{12} = 0 \\ -k X_{11} + (2k - \Omega_1^2 m) X_{12} = 0 \end{cases}$$

Comme  $\det([\mathcal{K}] - \Omega^2 [\mathcal{M}]) = 0$ , on peut résoudre avec une des 2 équations. On prend la 1ère :

$$(2k - \Omega_1^2 m) X_{11} - k X_{12} = 0 \quad \Rightarrow \quad k X_{11} - k X_{12} = 0 \quad \Rightarrow \quad X_{11} = X_{12}$$

⇒ Les masses oscillent en phase

On fait de même pour  $\{X\}_2$  et on trouve :

$$(2k - \Omega_2^2 m) X_{21} - k X_{22} = 0 \quad \Rightarrow \quad -k X_{21} - k X_{22} = 0 \quad \Rightarrow \quad X_{21} = -X_{22}$$

⇒ Les masses oscillent en opposition de phase

## Preuve 3.2

Problème étant linéaire  $\Rightarrow$  la solution générale (un mouvement quelconque des deux masses) s'exprime comme une combinaison linéaire des solutions associées à chaque mode (**principe de la décomposition modale**).

Il est cependant important de noter que pour un doublet  $\{(\omega_i, \{X\}_i)\}_{i=1,2}$  si  $\{X\}_i \cos(\Omega_i t)$  est solution du problème couplé initial alors  $\{X\}_i \sin(\Omega_i t)$  l'est aussi.

On écrit donc finalement :

$$\{u\} = (A_1 \cos(\Omega_1 t) + B_1 \sin(\Omega_1 t)) \{X\}_1 + (A_2 \cos(\Omega_2 t) + B_2 \sin(\Omega_2 t)) \{X\}_2$$

où les constantes  $A_1, B_1, A_2$  et  $B_2$  sont déterminées à partir des conditions initiales  $u_1|_{t=0}, u_1|_{t=0}, u_2|_{t=0}$  et  $\dot{u}_2|_{t=0}$  (4 équations pour 4 inconnues, ça marche !).

# Exemple : cas d'un système symétrique 2 masses - 3 ressorts

## Cas 1 : conditions initiales sur le mode 1

- Condition initiale :  $u_1|_{t=0} = 1$ ,  $\dot{u}_1|_{t=0} = 0$ ,  $u_2|_{t=0} = 1$ ,  $\dot{u}_2|_{t=0} = 0$

- Le système s'écrit :

$$u_1 = A_1 \cos(\Omega_1 t) + B_1 \sin(\Omega_1 t) + A_2 \cos(\Omega_2 t) + B_2 \sin(\Omega_2 t)$$

$$u_2 = A_1 \cos(\Omega_1 t) + B_1 \sin(\Omega_1 t) - A_2 \cos(\Omega_2 t) - B_2 \sin(\Omega_2 t)$$

$$\dot{u}_1 = -\Omega_1 A_1 \sin(\Omega_1 t) + \Omega_1 B_1 \cos(\Omega_1 t) - \Omega_2 A_2 \sin(\Omega_2 t) + \Omega_2 B_2 \cos(\Omega_2 t)$$

$$\dot{u}_2 = -\Omega_1 A_1 \sin(\Omega_1 t) + \Omega_1 B_1 \cos(\Omega_1 t) + \Omega_2 A_2 \sin(\Omega_2 t) - \Omega_2 B_2 \cos(\Omega_2 t)$$

- Application des conditions initiales :

$$\dot{u}_1|_{t=0} = 0 ; \dot{u}_2|_{t=0} = 0 \Rightarrow \begin{cases} \Omega_1 B_1 + \Omega_2 B_2 = 0 \\ \Omega_1 B_1 - \Omega_2 B_2 = 0 \end{cases} \Rightarrow \boxed{B_1 = B_2 = 0}$$

$$u_1|_{t=0} = 1 ; u_2|_{t=0} = 1 \Rightarrow \begin{cases} A_1 + A_2 = 1 \\ A_1 - A_2 = 1 \end{cases} \Rightarrow \boxed{A_2 = 0} \quad \boxed{A_1 = 1}$$

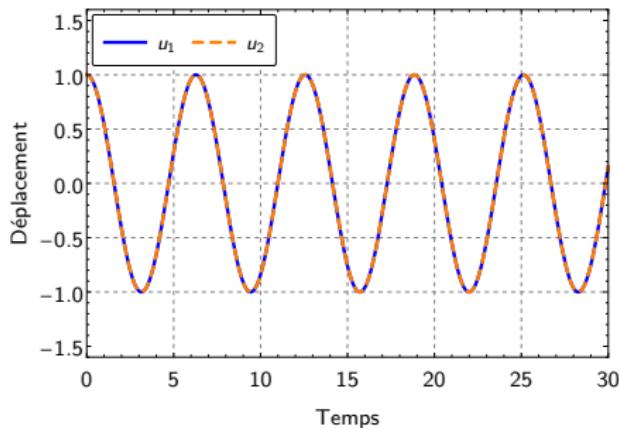
- Finalement, **seul un mouvement sur le mode 1 est observé** :

$$\boxed{\begin{aligned} u_1 &= \cos(\Omega_1 t) \\ u_2 &= \cos(\Omega_1 t) \end{aligned}}$$

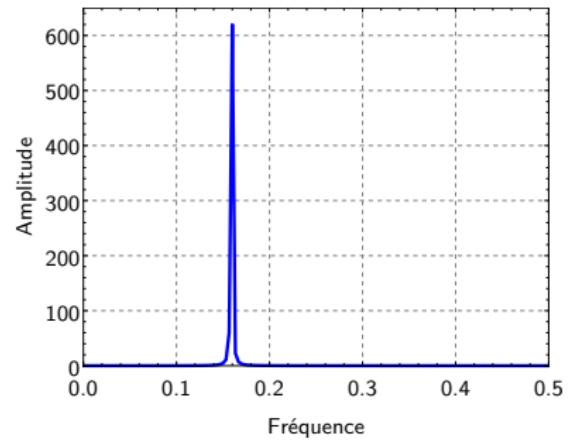
# Exemple : cas d'un système symétrique 2 masses - 3 ressorts

## Cas 1 : conditions initiales sur le mode 1

- Condition initiales :  $u_1|_{t=0} = 1$ ,  $\dot{u}_1|_{t=0} = 0$ ,  $u_2|_{t=0} = 1$ ,  $\dot{u}_2|_{t=0} = 0$
- Paramètres :  $k = 1$  et  $m = 1$
- Fréquence propres :  $f_1 = \Omega_1/2\pi \approx 0,16$  et  $f_2 = \Omega_2/2\pi \approx 0,28$



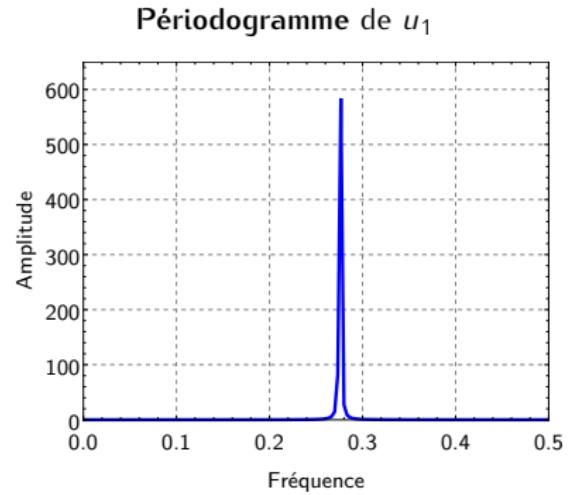
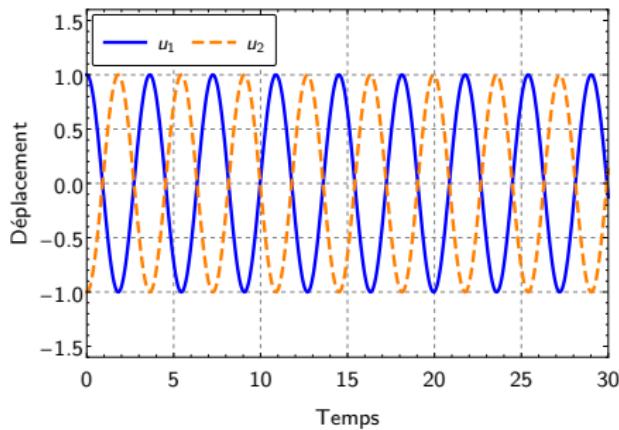
Périodogramme de  $u_1$



# Exemple : cas d'un système symétrique 2 masses - 3 ressorts

## Cas 2 : conditions initiales sur le mode 2

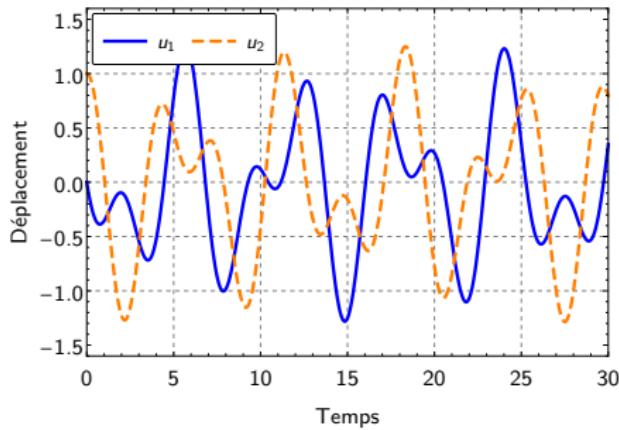
- Condition initiales :  $u_1|_{t=0} = 1$ ,  $\dot{u}_1|_{t=0} = 0$ ,  $u_2|_{t=0} = -1$ ,  $\dot{u}_2|_{t=0} = 0$
- Paramètres :  $k = 1$  et  $m = 1$
- Fréquence propres :  $f_1 = \Omega_1/2\pi \approx 0,16$  et  $f_2 = \Omega_2/2\pi \approx 0,28$



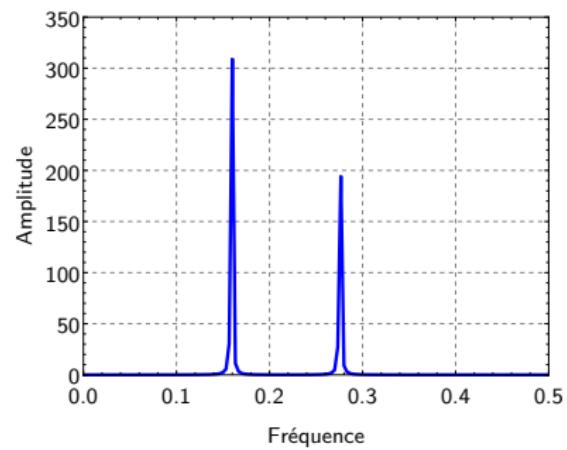
# Exemple : cas d'un système symétrique 2 masses - 3 ressorts

## Cas 3 : conditions initiales quelconques (exemple 1)

- Condition initiales :  $u_1|_{t=0} = 0$ ,  $\dot{u}_1|_{t=0} = -1$ ,  $u_2|_{t=0} = 1$ ,  $\dot{u}_2|_{t=0} = 0$
- Paramètres :  $k = 1$  et  $m = 1$
- Fréquence propres :  $f_1 = \Omega_1/2\pi \approx 0,16$  et  $f_2 = \Omega_2/2\pi \approx 0,28$



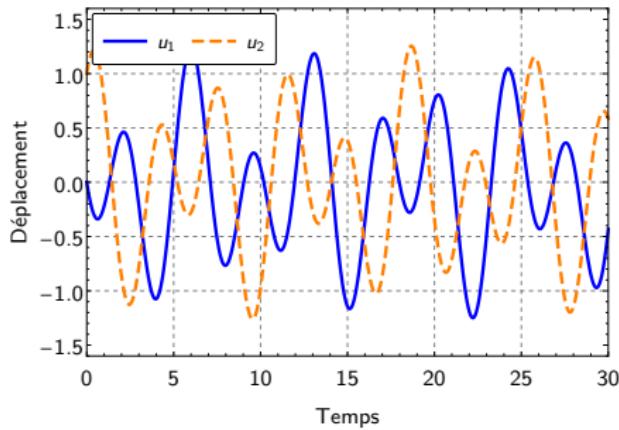
Périodogramme de  $u_1$



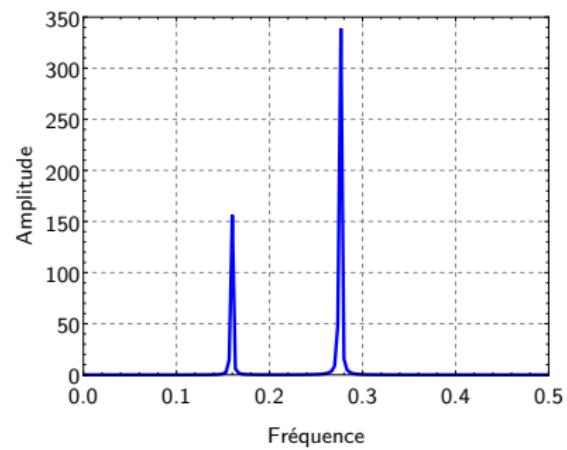
# Exemple : cas d'un système symétrique 2 masses - 3 ressorts

## Cas 4 : conditions initiales quelconques (exemple 2)

- Condition initiales :  $u_1|_{t=0} = 0$ ,  $\dot{u}_1|_{t=0} = -1$ ,  $u_2|_{t=0} = 1$ ,  $\dot{u}_2|_{t=0} = 1$
- Paramètres :  $k = 1$  et  $m = 1$
- Fréquence propres :  $f_1 = \Omega_1/2\pi \approx 0,16$  et  $f_2 = \Omega_2/2\pi \approx 0,28$



Périodogramme de  $u_1$



# Généralisation : cas des systèmes à 2 DDLs arbitraires

## Équations du mouvement

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \mathcal{M}_{11} & 0 \\ 0 & \mathcal{M}_{22} \end{bmatrix}}_{[\mathcal{M}]} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_1 \\ \ddot{u}_2 \end{Bmatrix} + \underbrace{\begin{bmatrix} \mathcal{K}_{11} & \mathcal{K}_{12} \\ \mathcal{K}_{21} & \mathcal{K}_{22} \end{bmatrix}}_{[\mathcal{K}]} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}.$$

**Remarque :** dans le cadre de ce cours les matrice de masse  $[\mathcal{M}]$  et deux raideur  $[\mathcal{K}]$  sont toutes les deux symétriques.

## Pulsations et vecteurs propres

$$\Omega_{1,2}^2 = \frac{\mathcal{M}_{11}\mathcal{K}_{22} + \mathcal{M}_{22}\mathcal{K}_{11} \pm \sqrt{(\mathcal{M}_{11}\mathcal{K}_{22} + \mathcal{M}_{22}\mathcal{K}_{11})^2 - 4\mathcal{M}_{11}\mathcal{M}_{22}(\mathcal{K}_{11}\mathcal{K}_{22} - \mathcal{K}_{12}^2)}}{2\mathcal{M}_{11}\mathcal{M}_{22}}$$

$$\{X\}_{1,2} = \begin{Bmatrix} (\mathcal{K}_{22} - \Omega_{1,2}^2 \mathcal{M}_{22})/(-\mathcal{K}_{12}) \\ 1 \end{Bmatrix}$$

## Généralisation : cas des systèmes à 2 DDLs arbitraires

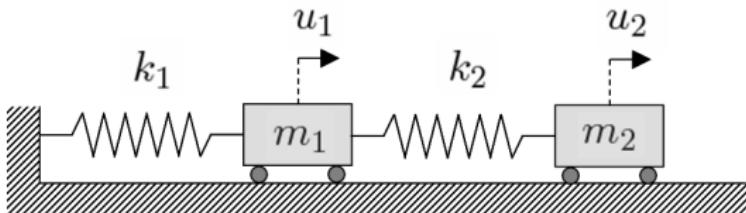


Figure 3.3- Autre exemple de système masses-ressorts à 2 DDLs.

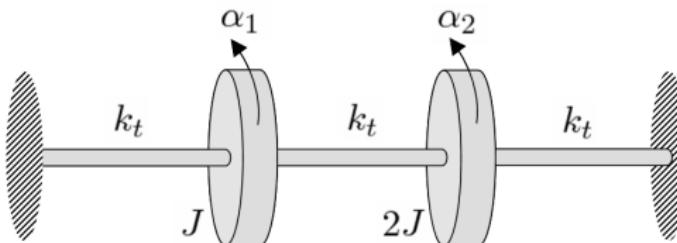


Figure 3.4- Autre exemple de système 2 DDLs, composé de disques rigides massifs et d'arbres de torsion sans masses.

### Exercice 3.1.

Exprimer les modes de vibrations du système 2 masses - 3 ressorts illustré sur la Figure 3.3.

# Réponse forcée harmonique

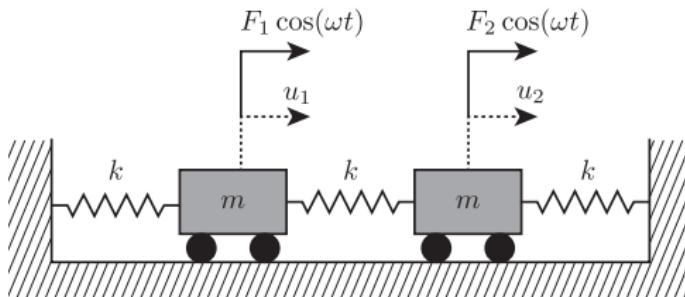


Figure 3.5- Système masses-ressorts à 2 DDLs excité par forces harmoniques.

## Forme générale des équations du mouvement

De façon générale (avec de l'amortissement), on a :

$$[\mathcal{M}] \{\ddot{u}\} + [\mathcal{C}] \{\dot{u}\} + [\mathcal{K}] \{u\} = \{F\} \cos(\omega t)$$

- Matrice de masse :

$$[\mathcal{M}] = \begin{bmatrix} \mathcal{M}_{11} & 0 \\ 0 & \mathcal{M}_{22} \end{bmatrix}$$

- Matrice de raideur :

$$[\mathcal{K}] = \begin{bmatrix} \mathcal{K}_{11} & \mathcal{K}_{12} \\ \mathcal{K}_{21} & \mathcal{K}_{22} \end{bmatrix}$$

- Matrice d'amortissement :

$$[\mathcal{C}] = \begin{bmatrix} \mathcal{C}_{11} & \mathcal{C}_{12} \\ \mathcal{C}_{21} & \mathcal{C}_{22} \end{bmatrix}$$

- Vecteur force :

$$\{F\} = \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix}$$

# Réponse forcée harmonique

- Équation du mouvement complexe :

$$[\mathcal{M}] \{ \ddot{\hat{u}} \} + [\mathcal{C}] \{ \dot{\hat{u}} \} + [\mathcal{K}] \{ \hat{u} \} = \{ F \} e^{j\omega t}$$

- La **solution stationnaire** (notée  $\hat{u}$ ) recherchée sous la forme suivante :

$$\{ \hat{u} \} = \begin{Bmatrix} \hat{u}_1 \\ \hat{u}_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \hat{U}_1 \\ \hat{U}_2 \end{Bmatrix} e^{j\omega t}$$

$\hat{U}_1$  et  $\hat{U}_2$  : amplitudes complexes des déplacements

- En injectant cette forme de solution dans les équations du mouvement, on obtient :

$$\underbrace{\begin{bmatrix} -\omega^2 \mathcal{M}_{11} + j\omega \mathcal{C}_{11} + \mathcal{K}_{11} & j\omega \mathcal{C}_{12} + \mathcal{K}_{12} \\ j\omega \mathcal{C}_{21} + \mathcal{K}_{21} & -\omega^2 \mathcal{M}_{22} + j\omega \mathcal{C}_{22} + \mathcal{K}_{22} \end{bmatrix}}_{[\mathcal{D}]} \begin{Bmatrix} \hat{U}_1 \\ \hat{U}_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{Bmatrix}$$

- **Matrice de rigidité dynamique** :

$$[\mathcal{D}] = -\omega^2 [\mathcal{M}] + j\omega [\mathcal{C}] + [\mathcal{K}] = \begin{bmatrix} \mathcal{D}_{11} & \mathcal{D}_{12} \\ \mathcal{D}_{21} & \mathcal{D}_{22} \end{bmatrix}$$

# Réponse forcée harmonique

- Le système s'écrit :

$$\begin{cases} (-\omega^2 \mathcal{M}_{11} + j\omega \mathcal{C}_{11} + \mathcal{K}_{11})U_1 + (j\omega \mathcal{C}_{12} + \mathcal{K}_{12})U_2 = F_1 \\ (j\omega \mathcal{C}_{21} + \mathcal{K}_{21})U_1 + (-\omega^2 \mathcal{M}_{22} + j\omega \mathcal{C}_{22} + \mathcal{K}_{22})U_2 = F_2 \end{cases}$$

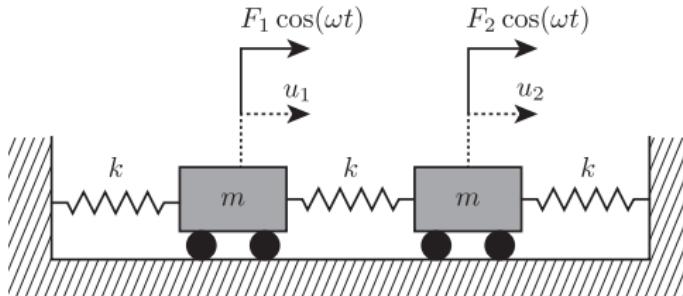
- Résolution par **inversion de  $[\mathcal{D}]$**  :

$$\begin{Bmatrix} \hat{U}_1 \\ \hat{U}_2 \end{Bmatrix} = [\mathcal{D}]^{-1} \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{Bmatrix} \quad \text{avec} \quad [\mathcal{D}]^{-1} = \frac{1}{\det[\mathcal{D}]} \begin{bmatrix} \mathcal{D}_{22} & -\mathcal{D}_{21} \\ -\mathcal{D}_{12} & \mathcal{D}_{11} \end{bmatrix}$$

- Résolution par la **méthode de Cramer** :

$$\hat{U}_1 = \frac{\det \begin{bmatrix} F_1 & \mathcal{D}_{12} \\ F_2 & \mathcal{D}_{22} \end{bmatrix}}{\det[\mathcal{D}]} \quad \text{et} \quad \hat{U}_2 = \frac{\det \begin{bmatrix} \mathcal{D}_{11} & F_1 \\ \mathcal{D}_{21} & F_2 \end{bmatrix}}{\det[\mathcal{D}]}$$

# Réponse forcée harmonique



Pulsations propres du système libre :

$$\Omega_1 = \sqrt{k/m}$$

$$\Omega_2 = \sqrt{3k/m}$$

- Après calcul, on trouve pour les amplitudes  $U_1$  et  $U_2$  (réelles car pas d'amortissement) :

$$U_1 = \frac{F_1(2k - m\omega^2) + F_2k}{(k - m\omega^2)(3k - m\omega^2)} \quad \text{et} \quad U_2 = \frac{F_1k + F_2(2k - m\omega^2)}{(k - m\omega^2)(3k - m\omega^2)}$$

- Le dénominateur s'annule (**résonance**) pour  $\omega = \sqrt{k/m}$  et  $\omega = \sqrt{3k/m}$

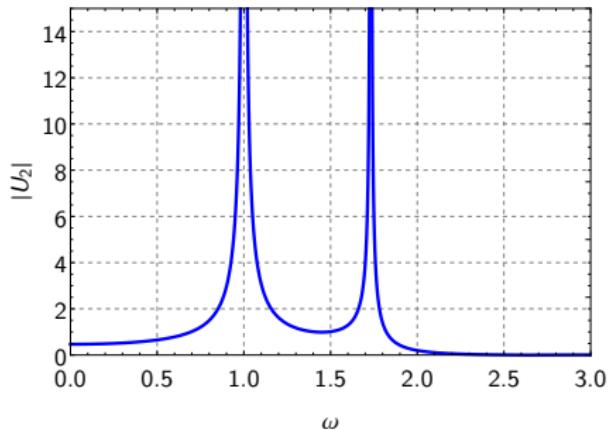
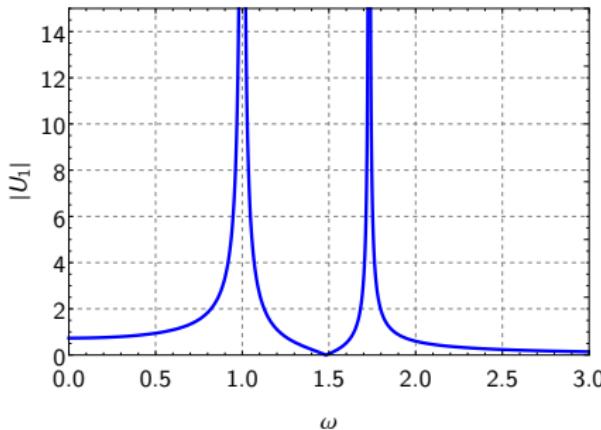
## Remarque

Il y a résonance quand la pulsation de forçage est égale à une des pulsations propres du système libre (quand il n'a pas de d'amortissement, sinon pulsation propres et de forçage ne coïncident pas).

# Réponse forcée harmonique

$$U_1 = \frac{F_1(2k - m\omega^2) + F_2 k}{(k - m\omega^2)(3k - m\omega^2)} \quad \text{et} \quad U_2 = \frac{F_1 k + F_2(2k - m\omega^2)}{(k - m\omega^2)(3k - m\omega^2)}$$

- **Paramètres :**  $k = 1$ ,  $m = 1$ ,  $F_1 = 1$  et  $F_2 = 0, 2$ .
- **Pulsations propres :**  $\Omega_1 = \sqrt{k/m} = 1$  et  $\Omega_2 = \sqrt{3k/m} = \sqrt{3}$



# Réponse forcée harmonique

## Application 1 : cas d'une excitation par accélération imposée au support

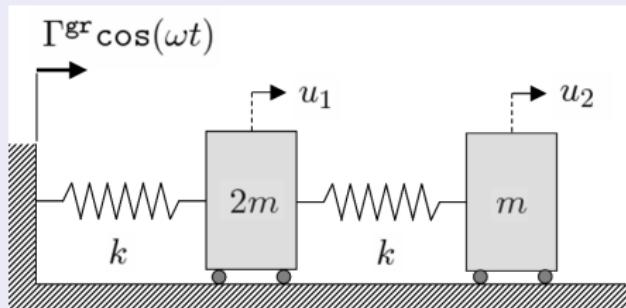


Figure 3.6- Système masses-ressorts excité par accélération imposée.

- Les équations du mouvement s'écrivent :

$$\begin{cases} 2m\ddot{u}_1 + k(u_1 - u^{\text{gr}}) + k(u_1 - u_2) = 0 \\ m\ddot{u}_2 + k(u_2 - u_1) = 0 \end{cases}$$

- Les matrices de masse et de raideur s'expriment donc par

$$[\mathcal{M}] = \begin{bmatrix} 2m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix}, \quad [\mathcal{K}] = \begin{bmatrix} 2k & -k \\ -k & k \end{bmatrix}$$

# Réponse forcée harmonique

## Application 1 : cas d'une excitation par accélération imposée au support

- En posant  $u_1^* = u_1 - u^{gr}$  et  $u_2^* = u_2 - u^{gr}$ , les équations du mouvement deviennent :

$$\begin{cases} 2m\ddot{u}_1^2 + 2ku_1^* - ku_2^* = -2m\ddot{u}^{gr} \\ m\ddot{u}_2 - ku_1^* + ku_2^* = -m\ddot{u}^{gr} \end{cases}$$

- Finalement, en posant  $u_1^* = U_1^* \cos(\omega t)$  et  $u_2^* = U_2^* \cos(\omega t)$ , dans le référentiel du support en mouvement, l'équilibre dynamique du système se traduit par

$$\underbrace{\begin{bmatrix} -\omega^2(2m) + 2k & -k \\ -k & -\omega^2m + k \end{bmatrix}}_{[\mathcal{D}]} \begin{Bmatrix} U_1^* \\ U_2^* \end{Bmatrix} = -\underbrace{\begin{bmatrix} 2m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix}}_{[\mathcal{M}]} \begin{Bmatrix} \Gamma^{gr} \\ \Gamma^{gr} \end{Bmatrix} = \underbrace{\begin{Bmatrix} -2m\Gamma^{gr} \\ -m\Gamma^{gr} \end{Bmatrix}}_{\{F\}}$$

- On a donc  $\{U^*\} = [\mathcal{D}]^{-1}\{F\}$ , soit :

$$\begin{Bmatrix} U_1^* \\ U_2^* \end{Bmatrix} = -\frac{\Gamma^{gr}/\Omega_0^2}{2[1 - (\omega/\Omega_0)^2]^2 - 1} \begin{Bmatrix} 3 - 2(\omega/\Omega_0)^2 \\ 4 - 2(\omega/\Omega_0)^2 \end{Bmatrix}$$

# Réponse forcée harmonique

## Application 2 : absorbeur dynamique de vibration

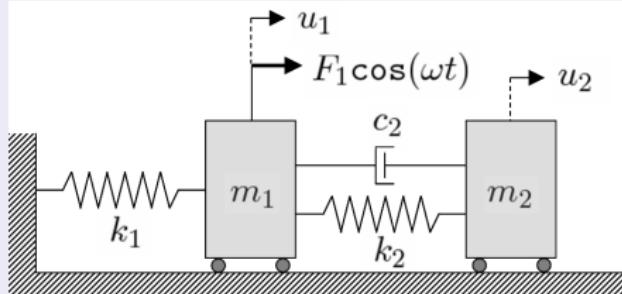


Figure 3.7- Système masse-ressort ( $m_1, k_1$ ) couplé à un absorbeur dynamique de vibration.

- Les différentes matrices sont :

$$[\mathcal{M}] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix}, \quad [\mathcal{K}] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix}, \quad [\mathcal{C}] = \begin{bmatrix} c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 \end{bmatrix}$$

- Le vecteur force est :

$$\{F\} = \begin{Bmatrix} F_1 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

# Réponse forcée harmonique

## Application 2 : absorbeur dynamique de vibration

- Après calcul on trouve

$$|U_1|^2 = \frac{4\zeta^2\gamma^2 + (\gamma^2 - \delta^2)^2}{4\zeta^2\gamma^2(\gamma^2 - 1 + \kappa\gamma^2)^2 + [\kappa\delta^2\gamma^2 - (\gamma^2 - 1)(\gamma^2 - \delta^2)]^2},$$

avec

$$\Omega_0 = \sqrt{k_1/m_1}$$

: pulsation du système principal

$$\Omega_a = \sqrt{k_2/m_2}$$

: pulsation du système annexe (absorbeur)

$$\zeta = c_2/2\sqrt{k_2m_2}$$

: taux d'amortissement du système annexe

$$\kappa = m_2/m_1$$

: ratio masse absorbeur / masse du système principal

$$\delta = \Omega_a/\Omega_0$$

: ratio pulsation absorbeur / pulsation du système principal

$$\gamma = \omega/\Omega_0$$

: ratio pulsation d'excitation / pulsation du système principal

# Réponse forcée harmonique

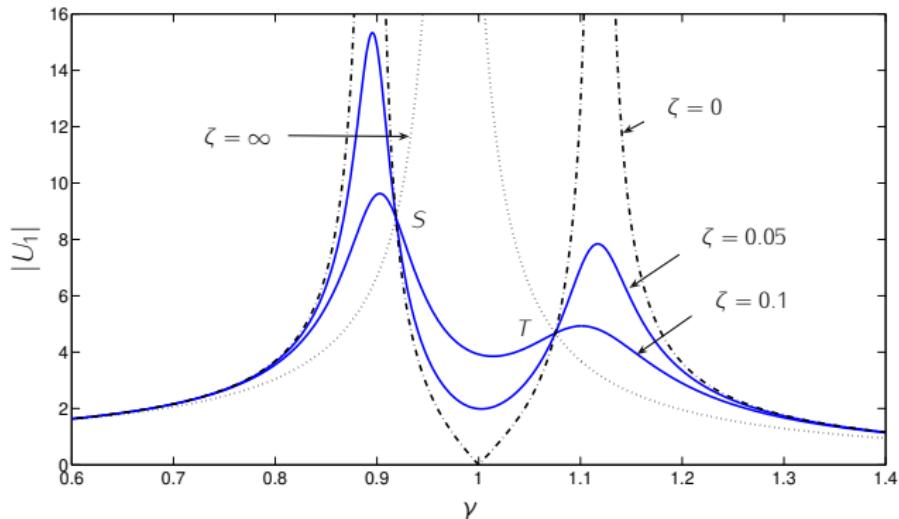


Figure 3.8(a)- Evolution fréquentielle du déplacement (amplitude) de la masse  $m_1$ , lorsque  $\kappa = 1/20$  et  $\delta = 1$ .

# Réponse forcée harmonique

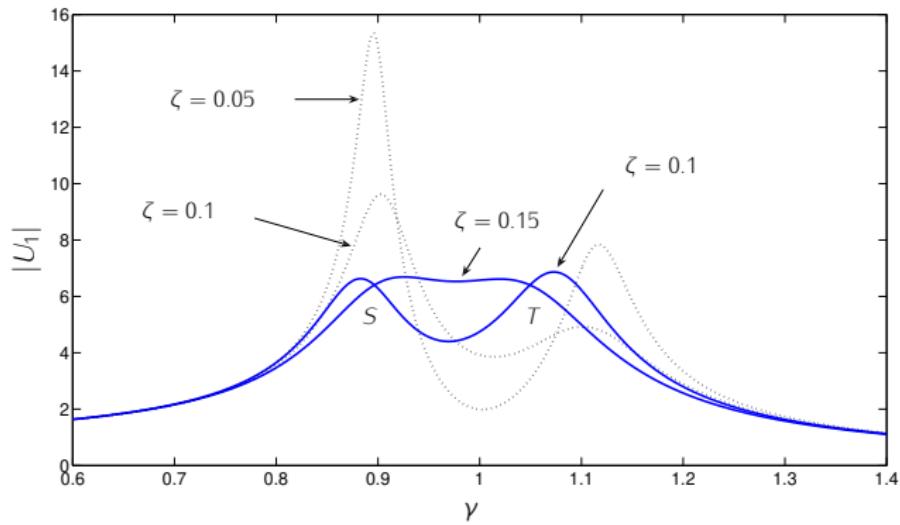


Figure 3.8(b)- Evolution fréquentielle du déplacement (amplitude) de la masse  $m_1$ , lorsque  $\kappa = 1/20$  et  $\delta = 1$  (trait en pointillés) et lorsque  $\kappa = 1/20$  et  $\delta = 1/(1 + \kappa)$  (trait continu).

# Plan du cours

1. Introduction générale

2. Systèmes à un degré de liberté

## 3. Systèmes à plusieurs degrés de liberté

3.1 Introduction

3.2 Systèmes à deux degrés de liberté

3.3 Systèmes à  $n$  degrés de liberté

4. Systèmes élastiques continus

# Modes de vibration

Les **vibrations libres d'un système conservatif** à  $n$  DDLs peuvent être appréhendées à partir du système matriciel suivant :

$$[\mathcal{M}]\{\ddot{u}\} + [\mathcal{K}]\{u\} = \{0\}$$

- $[\mathcal{M}]$  et  $[\mathcal{K}]$  : matrices de masse et de raideur de taille  $n \times n$
- $\{u\}$  : vecteur des déplacements de taille  $n \times 1$

Les **modes de vibrations** sont les **solutions particulière sinusoïdale de même pulsation  $\omega$** , solution du **problème aux valeurs propres** suivant :

$$\det([\mathcal{K}] - \Omega^2[\mathcal{M}]) = 0 \quad , \quad [\mathcal{K}]\{X\} = \Omega^2[\mathcal{M}]\{X\}$$

Les modes propres sont formés par les doublets :

$$\{(\Omega_i, \{X\}_i)\}_{i=1,\dots,n}$$

# Modes de vibration

## Orthogonalité des modes de vibration

Lorsque toutes les pulsations propres  $\{\Omega_i\}_{i=1,\dots,n}$  sont distinctes, les propriétés d'orthogonalité se résument à :

$$\{X\}_r^T [\mathcal{M}] \{X\}_s = 0 \quad , \quad \{X\}_r^T [\mathcal{K}] \{X\}_s = 0 \quad \text{lorsque } r \neq s$$

## Définition

On appelle **masses modales** et **raideurs modales** les quantités scalaires  $\{m_i\}_{i=1,\dots,n}$  et  $\{k_i\}_{i=1,\dots,n}$  définies par :

$$m_i = \{X\}_i^T [\mathcal{M}] \{X\}_i \quad , \quad k_i = \{X\}_i^T [\mathcal{K}] \{X\}_i$$

Par ailleurs, les **pulsations propres** sont définies par

$$\Omega_i = \sqrt{\frac{k_i}{m_i}}$$

## Preuve 3.3 – Orthogonalité des modes de vibration

Le problème aux valeurs propres est réécrit pour un mode donné  $\{(\Omega_s, \{X\}_s)\}$  :

$$\begin{aligned} [\mathcal{K}]\{X\}_s &= \Omega_s^2[\mathcal{M}]\{X\}_s \\ \{\mathbf{X}\}_r^T [\mathcal{K}]\{X\}_s &= \Omega_s^2 \{\mathbf{X}\}_r^T [\mathcal{M}]\{X\}_s \quad \text{avec } r \neq s \end{aligned} \quad (3.1)$$

Même chose avec le mode  $\{(\Omega_r, \{X\}_r)\}$  :

$$\begin{aligned} [\mathcal{K}]\{X\}_r &= \Omega_r^2[\mathcal{M}]\{X\}_r \\ \{\mathbf{X}\}_s^T [\mathcal{K}]\{X\}_r &= \Omega_r^2 \{\mathbf{X}\}_s^T [\mathcal{M}]\{X\}_r \quad \text{avec } r \neq s \end{aligned} \quad (3.2)$$

On effectue  $(3.1)^T - (3.2)$  :

$$\{\mathbf{X}\}_s^T [\mathcal{K}]^T \{\mathbf{X}\}_r - \{\mathbf{X}\}_s^T [\mathcal{K}]\{\mathbf{X}\}_r = \Omega_s^2 \{\mathbf{X}\}_s^T [\mathcal{M}]^T \{\mathbf{X}\}_r - \Omega_r^2 \{\mathbf{X}\}_s^T [\mathcal{M}]\{\mathbf{X}\}_r$$

Les matrices  $[\mathcal{M}]$  et  $[\mathcal{K}]$  sont symétriques, donc  $[\mathcal{M}]^T = [\mathcal{M}]$  et  $[\mathcal{K}]^T = [\mathcal{K}]$  et donc :

$$\left( \Omega_r^2 - \Omega_s^2 \right) \{\mathbf{X}\}_s^T [\mathcal{M}]\{\mathbf{X}\}_r = 0$$

Comme  $\Omega_r \neq \Omega_s$  on a alors  $\{\mathbf{X}\}_s^T [\mathcal{M}]\{\mathbf{X}\}_r = 0$

Comme  $\{\mathbf{X}\}_s^T [\mathcal{K}]\{\mathbf{X}\}_r = \Omega_r^2 \{\mathbf{X}\}_s^T [\mathcal{M}]\{\mathbf{X}\}_r$  on a aussi  $\{\mathbf{X}\}_s^T [\mathcal{K}]\{\mathbf{X}\}_r = 0$

# Modes de vibration

## Définition

On appelle **modes de corps rigide** les solutions particulières du problème aux valeurs propres telles que  $\boxed{[\mathcal{K}]\{X\} = \{0\}}$ , i.e. associées à des **valeurs propres nulles**  $\Omega_i = 0$ .

Le nombre maximum de modes de corps rigides est de 6 (3 translations + 3 rotations).

## Normalisation des modes de vibration

Les vecteurs propres  $\{X\}_i$  sont définis à une constante près, on peut donc les **normaliser par rapport à la matrice de masse** :

$$\{Y\}_i = \frac{\{X\}_i}{\sqrt{\{X\}_i^T [\mathcal{M}] \{X\}_i}} = \frac{\{X\}_i}{\sqrt{m_i}} \Rightarrow \boxed{m_i = 1}$$

Quand on considère les modes  $\{(\Omega_i, \{Y\}_i)\}_{i=1,\dots,n}$  on a :  $\boxed{m_i = 1}$  et  $\boxed{\Omega_i = \sqrt{k_i}}$

## Remarque

Dans la suite on suppose que les modes sont normalisés par rapport à la matrice de masse

# Principe de décomposition modale

## Objectif de la décomposition modale

Principe de la  
décomposition  
modale

$\equiv$   
1 problème à  
 $n$  DDLs



$n$  problèmes  
à 1 DDL

Orthogonalité des  
modes de vibration

## Mise en œuvre

- La famille des vecteurs propres  $\{\{X\}_i\}_{i=1,\dots,n}$  forme **une base de dimension  $n$**  permettant de représenter le comportement dynamique du système.
- Le vecteur des déplacements  $\{u\}$  peut être exprimé sur la base des modes de vibrations. La **décomposition modale** s'écrit :

$$\{u\} = \sum_{i=1}^n \phi_i \{X\}_i$$

$\phi_i$  : **amplitudes modales** ou **coordonnées généralisées**, déterminées à partir des Cls.



Preuve 3.4 (cf. notes de cours)

# Principe de décomposition modale

## Application au calcul des vibrations libres sans amortissement

- Système matriciel décrivant les vibrations libres d'un système conservatif à  $n$  DDLs

$$\begin{cases} [\mathcal{M}]\{\ddot{u}\} + [\mathcal{K}]\{u\} = \{0\} \\ \{u\}|_{t=0} = \{u_0\} \quad , \quad \{\dot{u}\}|_{t=0} = \{\dot{u}_0\} \end{cases}$$

$\{u_0\}$  et  $\{\dot{u}_0\}$  : vecteurs de taille  $n \times 1$  exprimant les conditions initiales.

- En appliquant le **principe de décomposition modale** et les **propriétés d'orthogonalité des modes**, on montre que

$$\begin{cases} \ddot{\phi}_i + \Omega_i^2 \phi_i = 0 \quad i = 1, \dots, n \\ \phi_i|_{t=0} = \underbrace{\{X\}_i^T [\mathcal{M}]\{u_0\}}_{\phi_{j0}} \quad , \quad \dot{\phi}_i|_{t=0} = \underbrace{\{X\}_i^T [\mathcal{M}]\{\dot{u}_0\}}_{\dot{\phi}_{j0}} \end{cases}$$

- La solution de chacune des  $n$  équations précédentes est connue (cf. Chap. 2) :

$$\phi_i = \phi_{i0} \cos(\Omega_i t) + \frac{\dot{\phi}_{i0}}{\Omega_i} \sin(\Omega_i t)$$

## Preuve 3.5 – Projection sur la base des vecteurs propres

On écrit les équations du mouvement en remplaçant  $\{u\}$  par sa décomposition modale :

$$[\mathcal{M}]\{\ddot{u}\} + [\mathcal{K}]\{u\} = \{0\}$$

$$[\mathcal{M}] \sum_{i=1}^n \ddot{\phi}_i \{X\}_i + [\mathcal{K}] \sum_{i=1}^n \phi_i \{X\}_i = \{0\}$$

$$\{X\}_r^T \left( [\mathcal{M}] \sum_{i=1}^n \ddot{\phi}_i \{X\}_i + [\mathcal{K}] \sum_{i=1}^n \phi_i \{X\}_i \right) = \{0\}$$

$$\sum_{i=1}^n \left( \ddot{\phi}_i \underbrace{\{X\}_r^T [\mathcal{M}] \{X\}_i}_{\begin{array}{l} = 0 \text{ si } r \neq i \\ = m_i = 1 \text{ si } r = i \end{array}} + \phi_i \underbrace{\{X\}_r^T [\mathcal{K}] \{X\}_i}_{\begin{array}{l} = 0 \text{ si } r \neq i \\ = k_i = \Omega_i^2 \text{ si } r = i \end{array}} \right) = \{0\}$$

$$\Rightarrow \ddot{\phi}_i + \Omega_i^2 \phi_i = 0 \quad i = 1, \dots, n$$

Pour les conditions initiales, si les modes sont normalisés par rapport à  $[\mathcal{M}]$ , on a :

$$\{u_0\} = \sum_{i=1}^n \phi_{i0} \{X\}_i \Leftrightarrow \{X\}_r^T [\mathcal{M}] \{u_0\} = \sum_{i=1}^n \phi_{i0} \{X\}_r^T [\mathcal{M}] \{X\}_i \Leftrightarrow \boxed{\phi_{i0} = \{X\}_r^T [\mathcal{M}] \{u_0\}}$$

$$\{\dot{u}_0\} = \sum_{i=1}^n \dot{\phi}_{i0} \{X\}_i \Leftrightarrow \{X\}_r^T [\mathcal{M}] \{\dot{u}_0\} = \sum_{i=1}^n \dot{\phi}_{i0} \{X\}_r^T [\mathcal{M}] \{X\}_i \Leftrightarrow \boxed{\dot{\phi}_{i0} = \{X\}_r^T [\mathcal{M}] \{u_0\}}$$

# Cas des systèmes dissipatifs

## Équations du mouvement dans le cas dissipatif

$$\begin{cases} [\mathcal{M}]\{\ddot{u}\} + [\mathcal{C}]\{\dot{u}\} + [\mathcal{K}]\{u\} = \{0\} \\ \{u\}|_{t=0} = \{u_0\} \quad , \quad \{\dot{u}\}|_{t=0} = \{\dot{u}_0\} \end{cases}$$

## Amortissement de Rayleigh

Matrice d'amortissement proportionnelle à la matrice de masse et de rigidité :

$$[\mathcal{C}] = a[\mathcal{M}] + b[\mathcal{K}]$$

⇒ Orthogonalité des formes propres  $\{X\}_i$  également vérifiée vis-à-vis de  $[\mathcal{C}]$ .

## Remarque

Dans chacune des applications qui suivent les **décompositions modales sont effectuées sur les modes du système libre sans amortissement.**

# Cas des systèmes dissipatifs

## Application au calcul des vibrations libres avec amortissement

- En appliquant le **principe de décomposition modale** et les **propriétés d'orthogonalité des modes**, on montre que

$$\begin{cases} \ddot{\phi}_i + 2\zeta_i \Omega_i \dot{\phi}_i + \Omega_i^2 \phi_i = 0 & i = 1, \dots, n \\ \phi_i|_{t=0} = \underbrace{\{X\}_i^T [\mathcal{M}] \{u_0\}}_{\phi_{j0}} \quad , \quad \dot{\phi}_i|_{t=0} = \underbrace{\{X\}_i^T [\mathcal{M}] \{\dot{u}_0\}}_{\dot{\phi}_{j0}} \end{cases}$$

$\zeta_i$  : **taux d'amortissements modaux**, définis tels que :

$$\boxed{\zeta_i = \frac{1}{2} \left( \frac{a}{\Omega_i} + b\Omega_i \right)}$$

- La solution de chacune des  $n$  équations précédentes est connue (cf. Chap. 2) :

$$\boxed{\phi_i = e^{-\zeta_i \Omega_i t} \left[ \phi_{i0} \cos(\Omega_{id} t) + \frac{\zeta_i \Omega_{id} \phi_{i0} + \dot{\phi}_{i0}}{\Omega_{id}} \sin(\Omega_{id} t) \right]} \quad \text{avec} \quad \boxed{\Omega_{id} = \Omega_i \sqrt{1 - \zeta_i^2}}$$

## Preuve 3.6 – Projection sur la base des vecteurs propres

On doit résoudre, par décomposition modale, le système suivant :

$$\begin{cases} [\mathcal{M}]\{\ddot{u}\} + [\mathcal{C}]\{\dot{u}\} + [\mathcal{K}]\{u\} = \{0\} \\ \{u\}|_{t=0} = \{u_0\} \quad , \quad \{\dot{u}\}|_{t=0} = \{\dot{u}_0\} \end{cases}$$

avec

$$\begin{aligned} [\mathcal{C}] &= a[\mathcal{M}] + b[\mathcal{K}] \\ \underbrace{\{X\}_r^T [\mathcal{C}] \{X\}_i}_{\begin{array}{l} = 0 \text{ si } r \neq i \\ = c_i \text{ si } r = i \end{array}} &= a \underbrace{\{X\}_r^T [\mathcal{M}] \{X\}_i}_{\begin{array}{l} = 0 \text{ si } r \neq i \\ = 1 \text{ si } r = i \end{array}} + b \underbrace{\{X\}_r^T [\mathcal{K}] \{X\}_i}_{\begin{array}{l} = 0 \text{ si } r \neq i \\ = \Omega_i^2 \text{ si } r = i \end{array}} \end{aligned}$$

Le **coeffcient d'amortissement modal** et le **taux d'amortissement modal** sont donc :

$$c_i = a + b\Omega_i^2 \quad \text{et} \quad \zeta_i = \frac{c_i}{2\Omega_i} = \frac{1}{2} \left( \frac{a}{\Omega_i} + b\Omega_i \right)$$

## Preuve 3.6 – Projection sur la base des vecteurs propres

Pour résoudre le problème on va décomposé le vecteur  $\{u\}$  sur **la base des modes propres du système homogène et sans amortissement associé** :

$$\begin{aligned} [\mathcal{M}] \sum_{i=1}^n \ddot{\phi}_i \{X\}_i + [\mathcal{C}] \sum_{i=1}^n \dot{\phi}_i \{X\}_i + [\mathcal{K}] \sum_{i=1}^n \phi_i \{X\}_i &= \{0\} \\ \{X\}_r^T \left( [\mathcal{M}] \sum_{i=1}^n \ddot{\phi}_i \{X\}_i + [\mathcal{C}] \sum_{i=1}^n \dot{\phi}_i \{X\}_i + [\mathcal{K}] \sum_{i=1}^n \phi_i \{X\}_i \right) &= \{0\} \\ \sum_{i=1}^n \left( \underbrace{\ddot{\phi}_i \{X\}_r^T [\mathcal{M}] \{X\}_i}_{\begin{array}{l} = 0 \text{ si } r \neq i \\ = 1 \text{ si } r = i \end{array}} + \underbrace{\dot{\phi}_i \{X\}_r^T [\mathcal{C}] \{X\}_i}_{\begin{array}{l} = 0 \text{ si } r \neq i \\ = c_i \text{ si } r = i \end{array}} + \underbrace{\phi_i \{X\}_r^T [\mathcal{K}] \{X\}_i}_{\begin{array}{l} = 0 \text{ si } r \neq i \\ = \Omega_i^2 \text{ si } r = i \end{array}} \right) &= \{0\} \\ m_i \ddot{\phi}_i + c_i \dot{\phi}_i + k_i \phi_i &= 0 \end{aligned}$$

Les conditions initiales se traitent comme dans la Preuve 3.5. Finalement le problème de dimension  $n$  initial est équivalent aux  $n$  sous-problèmes suivants :

$$\left\{ \begin{array}{ll} \ddot{\phi}_i + 2\zeta_i \Omega_i \dot{\phi}_i + \Omega_i^2 \phi_i = 0 & i = 1, \dots, n \\ \phi_i|_{t=0} = \underbrace{\{X\}_i^T [\mathcal{M}] \{u_0\}}_{\phi_{j0}} \quad , \quad \dot{\phi}_i|_{t=0} = \underbrace{\{X\}_i^T [\mathcal{M}] \{\dot{u}_0\}}_{\dot{\phi}_{j0}} \end{array} \right.$$

# Cas des systèmes dissipatifs

## Application au calcul des réponses forcées harmoniques

- Oscillations **forcées d'un système à  $n$  DDLs avec amortissements visqueux, soumis à des forces harmoniques**, décrites par les équations du mouvement suivantes :

$$[\mathcal{M}]\{\ddot{u}\} + [\mathcal{C}]\{\dot{u}\} + [\mathcal{K}]\{\hat{u}\} = \{F\}e^{j\omega t}$$

- La **solution stationnaire** recherchée sous la forme  $\{\hat{u}\} = \{\hat{U}\}e^{j\omega t}$   
⇒ Le problème consiste alors à **identifier le vecteur des amplitudes complexes  $\{U\}$**
- Décomposition modale ⇒  $\{\hat{U}\} = \sum_i \phi_i \{X\}_i$  + orthogonalité des formes propres  $\{X\}_i$  :

$$\phi_i = \frac{F_i/k_i}{1 - (\omega/\Omega_i)^2 + 2j\zeta_i\omega/\Omega_i} \quad \text{où} \quad F_i = \{X\}_i^T \{F\} \quad i = 1, \dots, n$$

où les termes  $F_i$  sont appelés **forces modales**.

### Remarque

Les amplitudes modales sont maintenant fonctions de la pulsation de forçage  $\omega$

 **Preuve 3.7**

On doit résoudre, par décomposition modale, l'équation suivante :

$$[\mathcal{M}]\{\ddot{u}\} + [\mathcal{C}]\{\dot{u}\} + [\mathcal{K}]\{u\} = \{F\} \cos(\omega t) \implies [\mathcal{M}]\{\ddot{u}\} + [\mathcal{C}]\{\dot{u}\} + [\mathcal{K}]\{\hat{u}\} = \{F\} e^{j\omega t}$$

On cherche une solution stationnaire sous la forme  $\{\hat{u}\} = \{\hat{U}\} e^{j\omega t}$  qui est introduite dans l'équation du mouvement. Ce qui donne :

$$\left( -\omega^2[\mathcal{M}] + j\omega[\mathcal{C}] + [\mathcal{K}] \right) \{\hat{U}\} = \{F\}$$

Pour résoudre le problème on va décomposé le vecteur d'amplitudes complexes  $\{\hat{U}\}$  sur la base des modes propres du système homogène et sans amortissement associé en posant :

$$\{\hat{U}\} = \sum_i \phi_i \{X\}_i$$

## Preuve 3.7

On obtient :

$$\left( -\omega^2[\mathcal{M}] + j\omega[\mathcal{C}] + [\mathcal{K}] \right) \sum_i^n \phi_i \{X\}_i = \{F\}$$

$$\{X\}_r^T \left( -\omega^2[\mathcal{M}] + j\omega[\mathcal{C}] + [\mathcal{K}] \right) \sum_i^n \phi_i \{X\}_i = \{X\}_r^T \{F\}$$

$$\sum_i^n \left( -\omega^2 \{X\}_r^T [\mathcal{M}] \{X\}_i + j\omega \{X\}_r^T [\mathcal{C}] \{X\}_i + \{X\}_r^T [\mathcal{K}] \{X\}_i \right) \phi_i = \{X\}_r^T \{F\}$$

$$\left( -\omega^2 + c_i j\omega + \Omega_i^2 \right) \phi_i = F_i$$

En divisant par  $\Omega_i^2$ , le problème de dimension  $n$  initial est équivalent aux  $n$  sous-problèmes suivants :

$$\phi_i = \frac{F_i/\Omega_i}{1 - (\omega/\Omega_i)^2 + 2j\zeta_i\omega/\Omega_i} = \frac{F_i/k_i}{1 - (\omega/\Omega_i)^2 + 2j\zeta_i\omega/\Omega_i} = U_i^{\text{st}} A_{\omega,i} = U_i^{\text{st}} \beta_i e^{-j\varphi_i}$$

Finalement la réponse stationnaire s'écrit :

$$\{u\} = \text{Re}[\{\hat{u}\}] = \text{Re} \left[ \{\hat{U}\} e^{j\omega t} \right] = \sum_i^n \text{Re} \left[ U_i^{\text{st}} \beta_i e^{j(\omega t - \varphi_i)} \right] \{X\}_i = \sum_i^n U_i^{\text{st}} \beta_i \cos(\omega t - \varphi_i) \{X\}_i$$

# Digression sur la notion d'excitation par mouvement des supports

## Équations du mouvement

$$[\mathcal{M}]\{\ddot{u}\} + [\mathcal{C}]\{\dot{u}\} + [\mathcal{K}]\{u\} = -[\mathcal{C}_{IF}]\{\dot{u}^{\text{gr}}\} - [\mathcal{K}_{IF}]\{u^{\text{gr}}\}$$

où  $[\mathcal{K}_{IF}]$  et  $[\mathcal{C}_{IF}]$  représentent des matrices de raideur et d'amortissement, de taille  $n \times n_f$  avec :

- $n$  : nombre de DDLs internes ne comprenant pas les DDLs de frontières
- $n_f$  : nombre de DDLs de frontière :

# Digression sur la notion d'excitation par mouvement des supports

## Équations du mouvement

$$\boxed{[\mathcal{M}]\{\ddot{u}\} + [\mathcal{C}]\{\dot{u}\} + [\mathcal{K}]\{u\} = -[\mathcal{C}_{IF}]\{\dot{u}^{gr}\} - [\mathcal{K}_{IF}]\{u^{gr}\}}$$

où  $[\mathcal{K}_{IF}]$  et  $[\mathcal{C}_{IF}]$  représentent des matrices de raideur et d'amortissement, de taille  $n \times n_f$  avec :

- $n$  : nombre de DDLs internes ne comprenant pas les DDLs de frontières
- $n_f$  : nombre de DDLs de frontière :

## Définition

On note  $\{u^{st}\}$  le vecteur des **déplacements statiques** défini par

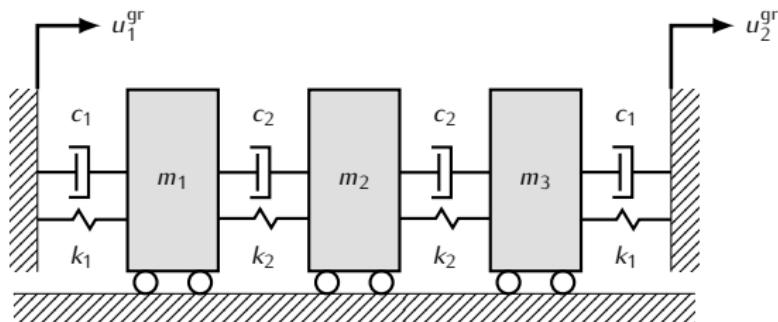
$$\boxed{\{u^{st}\} = -[\mathcal{K}]^{-1}[\mathcal{K}_{IF}]\{u^{gr}\}}$$

Le problème est traité en termes de **déplacement relatif** en considérant le vecteur  $\{u^*\}$  :

$$\boxed{\{u^*\} = \{u\} - \{u^{st}\}}$$

## Preuve 3.8

Soit le système suivant, à 5 DDLs dont 2 de frontière (i.e.  $n = 3$  et  $n_f = 2$ ) :



Les équations du mouvement, sous forme matricielle, sont :

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_1 \\ \ddot{u}_2 \\ \ddot{u}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 & 0 \\ -c_2 & 2c_2 & -c_2 \\ 0 & -c_2 & c_1 + c_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{u}_1 \\ \dot{u}_2 \\ \dot{u}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 \\ -k_2 & 2k_2 & -k_2 \\ 0 & -k_2 & k_1 + k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} c_1 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & c_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{u}_1^{\text{gr}} \\ \dot{u}_2^{\text{gr}} \\ \dot{u}_3^{\text{gr}} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1^{\text{gr}} \\ u_2^{\text{gr}} \\ u_3^{\text{gr}} \end{Bmatrix}$$

ou encore

$$[\mathcal{M}]\{\ddot{u}\} + [\mathcal{C}]\{\dot{u}\} + [\mathcal{K}]\{u\} = -[\mathcal{C}_{IF}]\{\dot{u}^{\text{gr}}\} - [\mathcal{K}_{IF}]\{u^{\text{gr}}\}$$

# Digression sur la notion d'excitation par mouvement des supports

## Proposition

Lorsque la matrice d'amortissement  $[C]$  est proportionnelle à la matrice de raideur  $[K]$  – c'est-à-dire lorsque  $[C] = b[K]$  – le vecteur  $\{u^*\}$  s'obtient par résolution du problème matriciel suivant :

$$[M]\{\ddot{u}^*\} + [C]\{\dot{u}^*\} + [K]\{u^*\} = -[M]\{\ddot{u}^{st}\}.$$

où

$$\{u^*\} = \{u\} - \{u^{st}\} \quad \text{avec} \quad \{u^{st}\} = -[K]^{-1}[K_{IF}]\{u^{gr}\}$$

 **Preuve 3.9**

On s'intéresse au déplacement relatif :

$$\{u^*\} = \{u\} - \{u^{st}\} \quad \text{avec} \quad \{u^{st}\} = -[\mathcal{K}]^{-1}[\mathcal{K}_{IF}]\{u^{gr}\}$$

On reprend l'équation du mouvement avec  $[\mathcal{C}] = b[\mathcal{K}]$  :

$$\begin{aligned} [\mathcal{M}]\{\ddot{u}\} + [\mathcal{C}]\{\dot{u}\} + [\mathcal{K}]\{u\} &= -[\mathcal{C}_{IF}]\{\dot{u}^{gr}\} - [\mathcal{K}_{IF}]\{u^{gr}\} \\ [\mathcal{M}]\{\ddot{u}\} + b[\mathcal{K}]\{\dot{u}\} + [\mathcal{K}]\{u\} &= -b[\mathcal{K}_{IF}]\{\dot{u}^{gr}\} - [\mathcal{K}_{IF}]\{u^{gr}\} \\ &= -[\mathcal{K}] \left( b[\mathcal{K}]^{-1}[\mathcal{K}_{IF}]\{\dot{u}^{gr}\} + [\mathcal{K}]^{-1}[\mathcal{K}_{IF}]\{u^{gr}\} \right) \\ &= [\mathcal{K}] \left( b\{\dot{u}^{st}\} + \{u^{st}\} \right) \\ [\mathcal{M}]\{\ddot{u}\} + [\mathcal{C}] \left( \{\dot{u}\} - \{\dot{u}^{st}\} \right) + [\mathcal{K}] \left( \{u\} - \{u^{st}\} \right) &= 0 \end{aligned}$$

Au final, on obtient bien :

$$[\mathcal{M}]\{\ddot{u}^*\} + [\mathcal{C}]\{\dot{u}^*\} + [\mathcal{K}]\{u^*\} = -[\mathcal{M}]\{\ddot{u}^{st}\}.$$

# Digression sur la notion d'excitation par mouvement des supports

## Application au calcul des réponses forcées harmoniques

- Mouvement induit par des déplacements harmoniques  $\{\hat{u}^{\text{st}}\} = \{\hat{U}^{\text{st}}\}e^{j\omega t}$ , imposés aux supports,
- Solution recherchée sous la forme  $\{\hat{u}^*\} = \{\hat{U}^*\}e^{j\omega t}$ .
- En appliquant le principe de décomposition, en posant :

$$\{\hat{U}^*\} = \sum_i \phi_i \{X\}_i$$

on obtient finalement les expression des amplitudes modales  $\phi_i$

$$\phi_i = \frac{(\omega/\Omega_i)^2 \hat{U}_i^{\text{st}}}{1 - (\omega/\Omega_i)^2 + 2j\zeta_i\omega/\Omega_i} \quad \text{où} \quad \hat{U}_i^{\text{st}} = \{X\}_i^T [\mathcal{M}] \{\hat{U}^{\text{st}}\} \quad i = 1, \dots, n$$

# Plan du cours

1. Introduction générale
2. Systèmes à un degré de liberté
3. Systèmes à plusieurs degrés de liberté
4. Systèmes élastiques continus
  - 4.1 Introduction
  - 4.2 Vibrations longitudinales des barres
  - 4.3 Vibrations transversales des poutres

# Plan du cours

1. Introduction générale
2. Systèmes à un degré de liberté
3. Systèmes à plusieurs degrés de liberté
- 4. Systèmes élastiques continus**
  - 4.1 Introduction
  - 4.2 Vibrations longitudinales des barres
  - 4.3 Vibrations transversales des poutres

## Vibrations des systèmes élastiques continus

- À « haute fréquence » l'approche masses-ressorts-amortisseurs n'est plus valide  
 « haute fréquence » = Longueurs d'ondes deviennent du même ordre de grandeur que les dimensions caractéristiques des sous-structures étudiées
- ⇒ Chaque sous-structure est considérée comme un système continu avec un comportement dynamique propre « multi-DDLs ».
- ⇒ La description de chaque sous-structure requiert de prendre en compte, à l'échelle locale, ses propriétés inertielles et élastiques. (Mécanique des milieux continus)

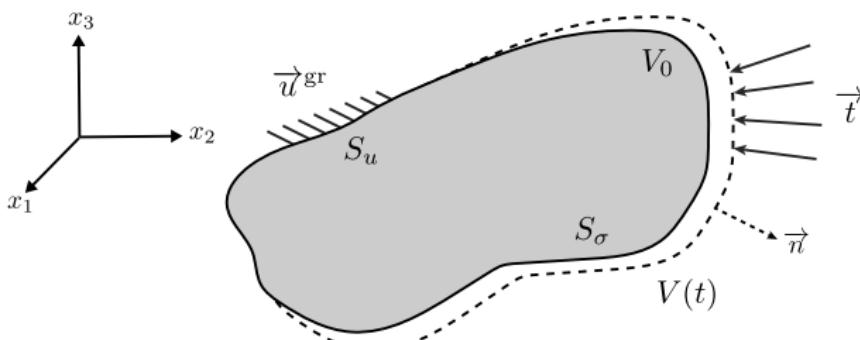


Figure 4.1- Illustration d'un domaine élastique  $V$  de surface  $S = S_u + S_\sigma$ .

## Équations du mouvement (cf. Réf. [2])

Dans le cadre des petites perturbations (HPP), le **problème aux limites** permettant de décrire le comportement vibratoire du système s'exprime :

$$\text{PFD} \quad \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_i} - \rho \frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} = 0 \quad \text{dans } \Omega$$

**Condition aux limites**     $\sigma_{ij} n_i = t_i \quad \text{sur } S_\sigma$

$$u_i = u_i^{\text{gr}} \quad \text{sur } S_u$$

Ces équations traduisent respectivement les équations d'équilibre local du système (PFD), dans les trois directions de l'espace ( $i = 1, 2, 3$ ), et les conditions aux limites.

## Hypothèses MMC dans le cas des barres/poutres

- **Hypothèse de Navier** : les sections restent planes ;
- **Hypothèse de Bernoulli** : les sections restent perpendiculaires à la fibre neutre ;
- **Principe de St Venant** : les contraintes (et déformations) dans une section droite éloignée des points d'application d'un système de forces ne dépendent que de la résultante et du moment résultant (au centre de gravité de la section) associés à ce système de forces.

# Plan du cours

1. Introduction générale
2. Systèmes à un degré de liberté
3. Systèmes à plusieurs degrés de liberté
4. Systèmes élastiques continus
  - 4.1 Introduction
  - 4.2 Vibrations longitudinales des barres
  - 4.3 Vibrations transversales des poutres

# Vibrations libres et modes de vibrations

## Problème étudié

⇒ Vibrations libres d'une barre prismatique droite, homogène et non amortie.

- Caractéristiques matérielles et géométriques : densité  $\rho$  [ $kg \cdot m^{-3}$ ], module d'Young  $E$  [ $Pa$ ], section  $S$  [ $m^2$ ], longueur  $L$  [ $m$ ].
- $x$  ( $x \in [0, L]$ ) : abscisse permettant de repérer un point (ou section) le long de la barre.

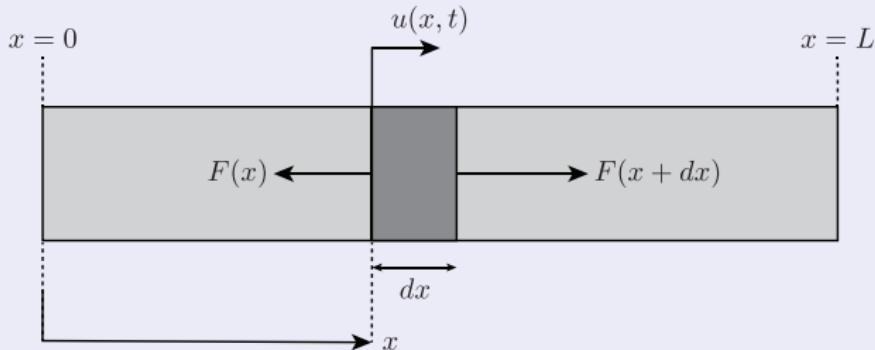


Figure 4.2- Illustration d'une barre en traction-compression et équilibre dynamique d'un tronçon de longueur élémentaire  $dx$ .

# Vibrations libres et modes de vibrations

## Équations du mouvement

À la position  $x$ , l'équation du mouvement du système s'exprime alors par :

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \frac{\rho}{E} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = 0 \quad x \in ]0, L[$$

$u = u(t, x)$  : déplacement longitudinal de la section.

## Solutions stationnaires harmoniques

- On considère les solutions **particulières stationnaires harmoniques** (de pulsation  $\Omega$ ) du problème en posant  $u(x, t) = X(x) \cos(\Omega t)$
  - Équation à résoudre :  $\frac{d^2 X}{dx^2} + \beta^2 X = 0 \quad x \in ]0, L[$  où  $\beta = \Omega \sqrt{\frac{\rho}{E}}$
  - $\beta$  : **nombre d'onde** et  $\lambda$  : **longueur d'onde**
  - Solution :  $X = A \cos(\beta x) + B \sin(\beta x) \quad x \in [0, L]$
- $A$  et  $B$  : constantes déterminées à partir des **conditions aux limites**.

## Preuve 4.1

Le PFD est écrit pour l'élément de barre :

$$dm \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = F(x + dx) - F(x)$$

$$\rho S dx \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = F(x) + F'(x)dx - F(x)$$

En écrivant  $F = \sigma S$  et en utilisant la loi de Hooke  $\sigma = E\epsilon$  avec  $\epsilon = \frac{\partial u}{\partial x}$  dans le cas d'une traction pure, on a :

$$\rho S dx \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = ES \frac{\partial u^2}{\partial x^2} dx$$

et donc

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \frac{\rho}{E} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = 0 \quad x \in ]0, L[$$

### Remarque

Les valeurs de  $u(x, t)$  en  $x = 0$  et  $x = L$  sont imposées par les conditions aux limites.

## Preuve 4.1

On cherche les solutions **particulières stationnaires harmoniques** (de pulsation  $\Omega$ ) du problème en posant  $u(x, t) = X(x) \cos(\Omega t)$  qui est introduit dans l'équation du mouvement :

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \frac{\rho}{E} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = 0$$

$$\frac{d^2 X}{dx^2} \cos(\Omega t) + \frac{\rho}{E} \Omega^2 X \cos(\Omega t) = 0$$

et donc

$$\frac{d^2 X}{dx^2} + \beta^2 X = 0 \quad x \in ]0, L[ \quad \text{où} \quad \beta = \Omega \sqrt{\frac{\rho}{E}}$$

L'équation précédent est celle d'un oscillateur harmonique spatial, le nombre nombre d'onde  $\beta$  est la « pulsation spatiale ». La solution est donc de la forme :

$$X = A \cos(\beta x) + B \sin(\beta x) \quad x \in [0, L]$$

# Vibrations libres et modes de vibrations

## Les conditions aux limites possibles (Barre libre-libre)

Les conditions aux limites s'écrivent :

$$\left. \frac{dX}{dx} \right|_{x=0} = 0 \quad \text{et} \quad \left. \frac{dX}{dx} \right|_{x=L} = 0$$

Les solutions de l'équation (il y en a plusieurs !) s'écrivent :

$$X_i = A \cos(\beta_i x) \quad x \in [0, L] \quad \text{où} \quad \beta_i = \frac{i\pi}{L} \quad i \geq 0$$

Les pulsations associées à ces solutions sont exprimées par

$$\Omega_i = \frac{i\pi}{L} \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad i \geq 0$$

### Remarque

Dans ce cas, la solution obtenue lorsque  $i = 0$  (c'est-à-dire pour  $\Omega_0 = 0$  et  $X_0 = A$ ) correspond au *mode de corps rigide* (translation selon  $x$ ) du système.

## Preuve 4.2 - Barre libre-libre

Si la barre est **libre** en l'une de ses extrémités c'est que cette dernière ne subit **aucune contrainte**. Comme la loi de Hooke pour une barre en traction s'écrit :

$$\sigma = E\epsilon = E \frac{\partial u}{\partial x} = E \frac{dX}{dx} \cos(\Omega t)$$

on a donc pour une **barre libre-libre** :

$$\left. \frac{dX}{dx} \right|_{x=0} = 0 \quad \text{et} \quad \left. \frac{dX}{dx} \right|_{x=L} = 0$$

$$\left. \frac{dX}{dx} \right|_{x=0} = 0 \quad \Rightarrow \quad B = 0$$

$$\left. \frac{dX}{dx} \right|_{x=L} = 0 \quad \Rightarrow \quad A \sin(\beta L) = 0 \quad \Rightarrow \quad \beta_i L = i\pi \quad \Rightarrow \quad \beta_i = i \frac{\pi}{L} \quad \text{et} \quad \Omega_i = i \frac{\pi}{L} \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (i \geq 0)$$

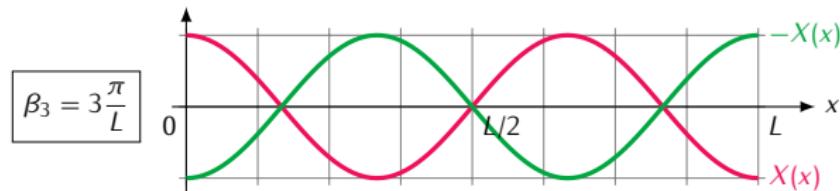
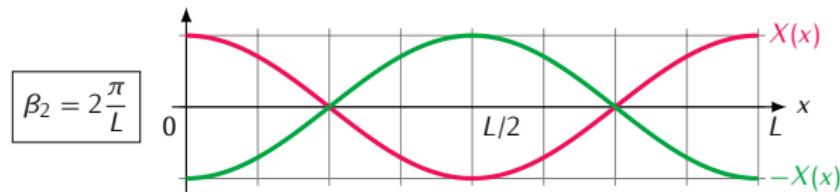
et donc finalement :

$$u(x, t) = A \cos(\beta_i x) \cos(\Omega_i t) \quad \text{avec} \quad i \geq 0$$

À chaque position  $x$  le déplacement  $u$  oscille à la pulsation  $\Omega_i$  avec une amplitude  $A \cos(\beta_i x)$

# Vibrations libres et modes de vibrations

⇒ Représentation des déformées modales pour une barre libre-libre pour ( $i = 1, 2, 3$ )



# Vibrations libres et modes de vibrations

## Les conditions aux limites possibles (Barre encastrée-libre)

Les conditions aux limites s'écrivent :

$$X|_{x=0} = 0 \quad \text{et} \quad \left. \frac{dX}{dx} \right|_{x=L} = 0$$

Les solutions de l'équation (il y en a plusieurs !) s'écrivent :

$$X_i = B \sin(\beta_i x) \quad x \in [0, L] \quad \text{où} \quad \beta_i = \frac{(2i-1)\pi}{2L} \quad i \geq 1$$

Les pulsations associées à ces solutions sont exprimées par

$$\Omega_i = \frac{(2i-1)\pi}{2L} \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad i \geq 1$$

## Preuve 4.2 - Barre encastrée-libre

Si la barre est **encastrée** en l'une de ses extrémités c'est que cette dernière **ne subit aucune déplacement**. On a donc pour une **barre encastrée-libre** :

$$X|_{x=0} = 0 \quad \text{et} \quad \frac{dX}{dx}\Big|_{x=L} = 0$$

$$X|_{x=0} = 0 \quad \Rightarrow \quad A = 0$$

$$\frac{dX}{dx}\Big|_{x=L} = 0 \quad \Rightarrow \quad B \cos(\beta L) = 0 \quad \Rightarrow \quad \beta_i L = \frac{(2i-1)\pi}{2}$$

$$\Rightarrow \quad \beta_i = \frac{(2i-1)\pi}{2L} \quad \text{et} \quad \Omega_i = \frac{(2i-1)\pi}{2L} \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (i \geq 1)$$

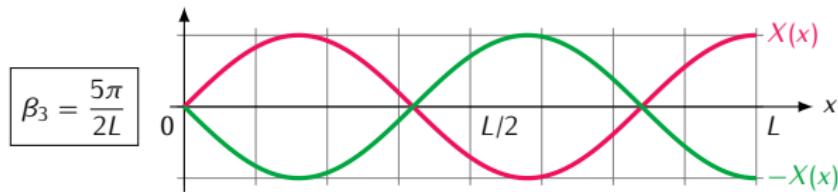
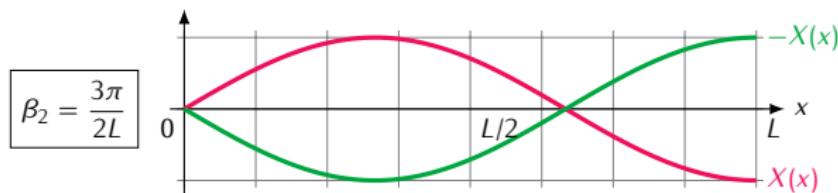
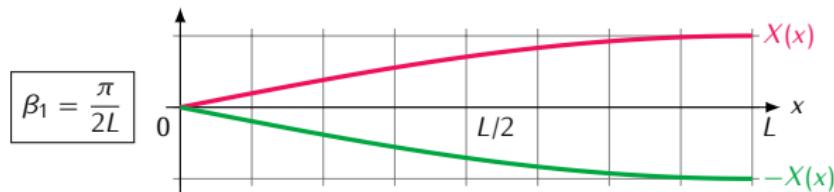
et donc finalement :

$$u(x, t) = B \sin(\beta_i x) \cos(\Omega_i t) \quad \text{avec} \quad i \geq 0$$

À chaque position  $x$  le déplacement  $u$  oscille à la pulsation  $\Omega_i$  avec une amplitude  $B \sin(\beta_i x)$

# Vibrations libres et modes de vibrations

⇒ Représentation des déformées modales pour une barre encastrée-libre pour ( $i = 1, 2, 3$ )



# Vibrations libres et modes de vibrations

## Les conditions aux limites possibles (Barre encastrée-encastrée)

Les conditions aux limites s'écrivent :

$$X|_{x=0} = 0 \quad \text{et} \quad X|_{x=L} = 0$$

Les solutions de l'équation (il y en a plusieurs !) s'écrivent :

$$X_i = B \sin(\beta_i x) \quad x \in [0, L] \quad \text{où} \quad \beta_i = \frac{i\pi}{L} \quad i \geq 1$$

Les pulsations associées à ces solutions sont exprimées par

$$\Omega_i = \frac{i\pi}{L} \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad i \geq 1$$

## Preuve 4.2 - Barre encastrée-encastrée

On a donc pour une **barre encastrée-encastrée** :

$$X|_{x=0} = 0 \quad \text{et} \quad X|_{x=L} = 0$$

$$X|_{x=0} = 0 \quad \Rightarrow \quad A = 0$$

$$X|_{x=L} = 0 \quad \Rightarrow \quad B \sin(\beta L) = 0 \quad \Rightarrow \quad \beta_i L = i\pi \quad \Rightarrow \quad \beta_i = i \frac{\pi}{L} \quad \text{et} \quad \Omega_i = i \frac{\pi}{L} \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (i \geq 0)$$

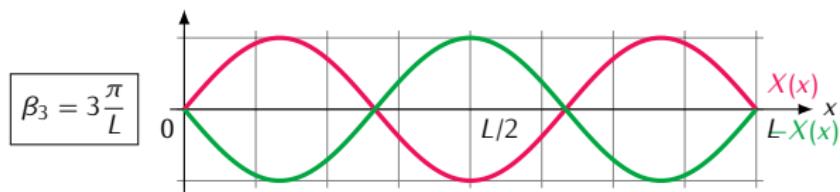
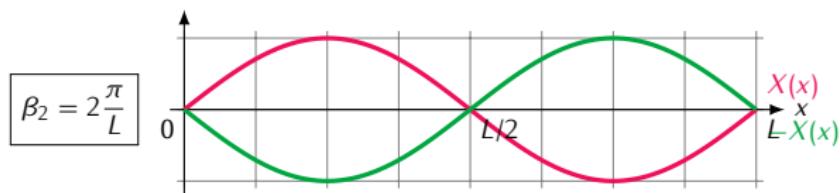
et donc finalement :

$$u(x, t) = B \sin(\beta_i x) \cos(\Omega_i t) \quad \text{avec} \quad i \geq 0$$

À chaque position  $x$  le déplacement  $u$  oscille à la pulsation  $\Omega_i$  avec une amplitude  $B \sin(\beta_i x)$

# Vibrations libres et modes de vibrations

⇒ Représentation des déformées modales pour une barre encastrée-encastrée ( $i = 1, 2, 3$ )



# Vibrations libres et modes de vibrations

## Définition

- ⇒ Les doublets  $\{(\Omega_i, X_i)\}_{i \geq 1}$  sont appelés **modes de vibrations**.
- Dans le cadre des vibrations longitudinales, on parlera de **modes de traction-compression**, *leur nature dépend du type de conditions aux limites envisagé.*
  - Chaque mode  $i$  est caractérisé par une **pulsation propre**  $\Omega_i$  et une **forme propre**  $X_i = X_i(x)$ , fonction de la position sur l'axe de la barre.  
⇒ Les formes propres sont définies à une constante près.

## Remarque

La famille des vecteurs propres  $\{\{X\}_i\}_{i=1,\dots,\infty}$  forme **une base de dimension  $\infty$**  permettant de représenter le comportement dynamique du système.

# Vibrations libres et modes de vibrations

## Orthogonalité des modes de vibration

Deux modes donnés  $(\Omega_r, X_r)$  et  $(\Omega_s, X_s)$ , pour lesquels  $\Omega_r \neq \Omega_s$ , vérifient les propriétés d'orthogonalité suivantes :

$$\int_0^L X_r X_s \, dx = 0 \quad , \quad \int_0^L \frac{dX_r}{dx} \frac{dX_s}{dx} \, dx = 0 \quad \text{lorsque } r \neq s$$

## Définition

On appelle **masses modales** et **raideurs modales** les quantités scalaires  $m_i$  et  $k_i$  définies par :

$$m_i = \rho S \int_0^L X_i^2 \, dx \quad , \quad k_i = E S \int_0^L \left( \frac{dX_i}{dx} \right)^2 \, dx \quad \forall i \geq 1$$

Par ailleurs, les **pulsations propres** sont définies par

$$\Omega_i = \sqrt{\frac{k_i}{m_i}}$$

## Preuve 4.3 – Orthogonalité des modes de vibration

L'équation des formes propres est écrite pour deux modes différents  $X_r$  et  $X_s$

$$\frac{d^2X_r}{dx^2} + \beta_r^2 X_r = 0 \quad (4.3)$$

$$\frac{d^2X_s}{dx^2} + \beta_s^2 X_s = 0 \quad \text{avec} \quad r \neq s \quad (4.4)$$

On effectue  $\int_0^L X_s(4.3)dx$  :

$$\begin{aligned} & \int_0^L \left( X_s \frac{d^2X_r}{dx^2} + \beta_r^2 X_s X_r \right) dx = 0 \\ & \underbrace{\left[ X_s \frac{dX_r}{dx} \right]_0^L}_{=0} - \int_0^L \frac{dX_s}{dx} \frac{dX_r}{dx} dx + \int_0^L \beta_r^2 X_s X_r dx = 0 \end{aligned} \quad (4.5)$$

puis  $\int_0^L X_r(4.4)dx$  :

$$\begin{aligned} & \int_0^L \left( X_r \frac{d^2X_s}{dx^2} + \beta_s^2 X_r X_s \right) dx = 0 \\ & \underbrace{\left[ X_r \frac{dX_s}{dx} \right]_0^L}_{=0} - \int_0^L \frac{dX_r}{dx} \frac{dX_s}{dx} dx + \int_0^L \beta_s^2 X_r X_s dx = 0 \end{aligned} \quad (4.6)$$

## Preuve 4.3 – Orthogonalité des modes de vibration

En faisant (4.5)-(4.6), on obtient :

$$\left( \beta_r^2 - \beta_s^2 \right) \int_0^L X_r X_s dx = 0$$

Donc comme  $r \neq s$  on a :

$$\int_0^L X_r X_s dx = 0 \tag{4.7}$$

En introduisant (4.7) dans (4.5) (ou (4.6)), on a également :

$$\int_0^L \frac{dX_r}{dx} \frac{dX_s}{dx} dx = 0$$

# Vibrations libres et modes de vibrations

## Normalisation des modes de vibration

Les vecteurs propres  $X_i$  sont définis à une constante près, on peut donc les **normaliser par rapport aux masses modales** :

$$Y_i = \frac{X_i}{\sqrt{\rho S \int_0^L X_i^2 dx}} = \frac{X_i}{\sqrt{m_i}} \quad \Rightarrow \quad m_i = 1$$

Quand on considère les modes  $\{(\Omega_i, Y_i)\}_{i=1,\dots,\infty}$  on a :  $m_i = 1$  et  $\Omega_i = \sqrt{k_i}$

## Remarque

Dans la suite on suppose que les modes sont normalisés par rapport à la masse

# Prise en compte de l'amortissement

Deux types d'amortissement :

- Amortissement structural dû à la nature viscoélastique du matériau.

⇒ Viscoélasticité linéaire, modèle de Kelvin :

$$\sigma = E\epsilon + \mu\dot{\epsilon} = E\frac{\partial u}{\partial x} + \mu\frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t}$$

- Amortissement dû aux forces de frottement externes

$$\propto \frac{\partial u}{\partial t}$$

Le PFD sur l'élément de barre s'écrit maintenant :

$$\rho S dx \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = S \left( E \frac{\partial u^2}{\partial x^2} + \mu \frac{\partial^3 u}{\partial x^2 \partial t} \right) dx - v dx \frac{\partial u}{\partial t}$$

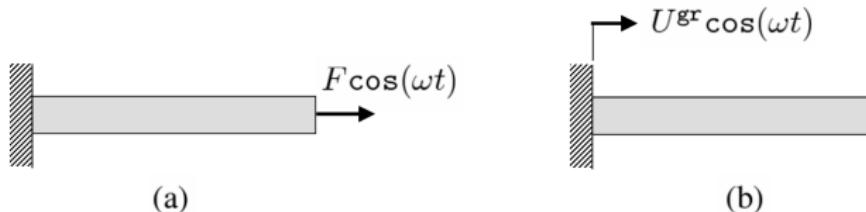
et donc

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\mu}{E} \frac{\partial u^3}{\partial x^2 \partial t} - \frac{\rho}{E} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - \frac{v}{SE} \frac{\partial u}{\partial t} = 0 \quad x \in ]0, L[$$

## Réponse forcée harmonique – Approche « directe »

On considère le problème de vibrations d'une barre sollicitée ponctuellement, sur l'une de ses extrémités, par force ou déplacement imposés.

⇒ Les excitations sont supposés harmoniques de pulsation  $\omega$ , s'appliquant selon la direction longitudinale  $x$ .



**Figure 4.4-** Vibrations forcées harmoniques d'une barre (traction-compression) : (a) excitation par force imposée ; (b) excitation par déplacement imposé.

# Réponse forcée harmonique – Approche « directe »

- La **réponse stationnaire** s'obtient par considération d'une solution particulière  $u(x, t) = U(x)e^{j\omega t}$  de

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\mu}{E} \frac{\partial u^3}{\partial x^2 \partial t} - \frac{\rho}{E} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - \frac{\nu}{SE} \frac{\partial u}{\partial t} = 0 \quad x \in ]0, L[$$

- On montre que l'amplitude complexe  $U$  est décrite par l'équation suivante :

$$\frac{d^2 U}{dx^2} + \gamma^{*2} U = 0 \quad x \in ]0, L[ \quad \text{où} \quad \gamma^* = \omega \sqrt{\frac{\rho}{E^*}}$$

Les phénomènes de dissipation étant pris en compte à partir d'un **mode de Young complexe**  $E^* = E(1 + j\eta)$  où  $\eta$  est appelé **facteur de perte**. Dans ce cas la contrainte  $\sigma$  est reliée à la déformation axiale  $\epsilon$  par  $\sigma = E(1 + j\eta)\epsilon$ .

- L'amplitude complexe  $U$  s'exprime alors par

$$U = A e^{-j\gamma^* x} + B e^{j\gamma^* x} \quad x \in [0, L] \quad \text{où} \quad \gamma^* = \omega \sqrt{\frac{\rho}{E^*}}$$

où  $\gamma^*$  est le **nombre d'onde complexe**, défini par rapport à la pulsation d'excitation.

## Preuve 4.4

L'introduction de  $u(x, t) = U(x)e^{j\omega t}$  dans

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\mu}{E} \frac{\partial u^3}{\partial x^2 \partial t} - \frac{\rho}{E} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - \frac{v}{SE} \frac{\partial u}{\partial t} = 0$$

conduit à

$$\begin{aligned} \frac{d^2 U}{dx^2} + j\omega \frac{\mu}{E} \frac{d^2 U}{dx^2} + \omega^2 \frac{\rho}{E} U - j\omega \frac{v}{SE} U &= 0 \\ \left(1 - j\omega \frac{\mu}{E}\right) \frac{d^2 U}{dx^2} + \left(\omega^2 \frac{\rho}{E} - j\omega \frac{v}{SE}\right) U &= 0 \\ \frac{d^2 U}{dx^2} + \left(\frac{\omega^2 \rho - j\omega v/S}{E + j\omega \mu}\right) U &= 0 \end{aligned}$$

Si on néglige l'amortissement dû aux forces de frottement externes (i.e.  $v = 0$ ) on obtient :

$$\boxed{\frac{d^2 U}{dx^2} + \gamma^{*2} U = 0 \quad x \in ]0, L[}$$

avec le nombre d'onde complexe

$$\boxed{\gamma^* = \omega \sqrt{\frac{\rho}{E + j\omega \mu}} = \omega \sqrt{\frac{\rho}{E(1 + j\eta)}}} \quad \text{où} \quad \eta = \frac{\omega \mu}{E}$$

## Réponse forcée harmonique – Approche « directe »

La solution stationnaire s'exprime à partir de 2 constantes  $A$  et  $B$ , obtenues par application des **conditions aux limites** qui contiennent le forçage :

- **Barre encastrée en  $x = 0$  et excitée par force en  $x = L$  :**

Les conditions aux limites s'écrivent :

$$U|_{x=0} = 0 \quad \text{et} \quad E^* S \left. \frac{dU}{dx} \right|_{x=L} = F$$

L'amplitude complexe  $U$  s'écrit alors :

$$U = \frac{F}{j\gamma^* E^* S} \frac{-e^{-j\gamma^* x} + e^{j\gamma^* x}}{e^{-j\gamma^* L} + e^{j\gamma^* L}} \quad x \in [0, L]$$

- **Barre excitée par déplacement imposé en  $x = 0$  et libre en  $x = L$  :**

Les conditions aux limites s'écrivent :

$$U|_{x=0} = U^{\text{gr}} \quad \text{et} \quad S\sigma|_{x=L} = 0 \quad \Rightarrow \quad \left. \frac{dU}{dx} \right|_{x=L} = 0$$

L'amplitude complexe  $U$  s'écrit alors :

$$U = U^{\text{gr}} \frac{e^{-j\gamma^*(x-L)} + e^{j\gamma^*(x-L)}}{e^{-j\gamma^* L} + e^{j\gamma^* L}} \quad x \in [0, L]$$

## Preuve 4.5 - Barre encastrée en $x = 0$ et excitée par force en $x = L$

Si la barre est **excité par une force harmonique**  $F e^{j\omega t}$  en  $x = L$  on a alors :

$$F e^{j\omega t} = S \sigma|_{x=L} = S(E\epsilon + \mu\dot{\epsilon})|_{x=L} = S(E\epsilon + j\omega\mu)\epsilon|_{x=L} = E^* S \frac{\partial u}{\partial x}\Big|_{x=L} = E^* S \frac{dU}{dx}\Big|_{x=L} e^{j\omega t}$$

Les conditions aux limites s'écrivent donc :

$$U|_{x=0} = 0 \quad \text{et} \quad E^* S \frac{dU}{dx}\Big|_{x=L} = F$$

$$U|_{x=0} = 0 \quad \Rightarrow \quad A + B = 0$$

$$E^* S \frac{dU}{dx}\Big|_{x=L} = F \quad \Rightarrow \quad \frac{F}{E^* S} = -j\gamma^* A e^{-j\gamma^* L} + j\gamma^* B e^{j\gamma^* L} = j\gamma^* B \left( e^{-j\gamma^* L} + j\gamma^* e^{j\gamma^* L} \right)$$

$$\Rightarrow B = -A = \frac{F}{j\gamma^* E^* S} \frac{1}{e^{-j\gamma^* L} + j\gamma^* e^{j\gamma^* L}}$$

et donc finalement :

$$U = \frac{F}{j\gamma^* E^* S} \frac{-e^{-j\gamma^* x} + e^{j\gamma^* x}}{e^{-j\gamma^* L} + e^{j\gamma^* L}} \quad x \in [0, L]$$

## Preuve 4.5 - Barre excitée par déplacement imposé en $x = 0$ et libre en $x = L$

Si la barre est **excité par un déplacement harmonique**  $U^{\text{gr}} e^{j\omega t}$  en  $x = 0$  on a alors :

$$u|_{x=0} = U|_{x=0} e^{j\omega t} = U^{\text{gr}} e^{j\omega t}$$

Les conditions aux limites s'écrivent donc :

$$\boxed{U|_{x=0} = U^{\text{gr}} \quad \text{et} \quad S\sigma|_{x=L} = 0 \quad \Rightarrow \quad \frac{dU}{dx}\Big|_{x=L} = 0}$$

$$U|_{x=0} = U^{\text{gr}} \quad \Rightarrow \quad \boxed{A + B = U^{\text{gr}}}$$

$$\frac{dU}{dx}\Big|_{x=L} = 0 \quad \Rightarrow \quad -j\gamma^* A e^{-j\gamma^* L} + j\gamma^* B e^{j\gamma^* L} = 0$$

$$-j\gamma^* A e^{-j\gamma^* L} + j\gamma^* (U^{\text{gr}} - A) e^{j\gamma^* L} = 0$$

$$\Rightarrow \quad \boxed{A = \frac{U^{\text{gr}} e^{j\gamma^* L}}{e^{-j\gamma^* L} + j\gamma^* B e^{j\gamma^* L}}} \quad \text{et} \quad \boxed{B = \frac{U^{\text{gr}} e^{-j\gamma^* L}}{e^{-j\gamma^* L} + j\gamma^* B e^{j\gamma^* L}}}$$

et donc finalement :

$$\boxed{U = U^{\text{gr}} \frac{e^{-j\gamma^*(x-L)} + e^{j\gamma^*(x-L)}}{e^{-j\gamma^* L} + e^{j\gamma^* L}} \quad x \in [0, L]}$$

# Réponse forcée harmonique – Approche « directe »

## Phénomène de résonance

Si il n'y a pas d'amortissement :

- Barre encastrée en  $x = 0$  et excitée par force en  $x = L$ , on a en  $x = L$

$$|U|_{x=L} = \frac{F}{\gamma E S} \frac{-e^{-j\gamma L} + e^{j\gamma L}}{e^{-j\gamma L} + e^{j\gamma L}} = \frac{F}{\gamma E S} \tan(\gamma L)$$

donc  $|U|_{x=L} \rightarrow \infty$  (résonance) si  $\gamma = \frac{(2i-1)\pi}{2L}$  et  $\omega = \frac{(2i-1)\pi}{2L} \sqrt{\frac{E}{\rho}}$  ( $i \geq 1$ )

⇒ Résonance quand  $\omega = \Omega_i$  des modes de la barre encastré-libre

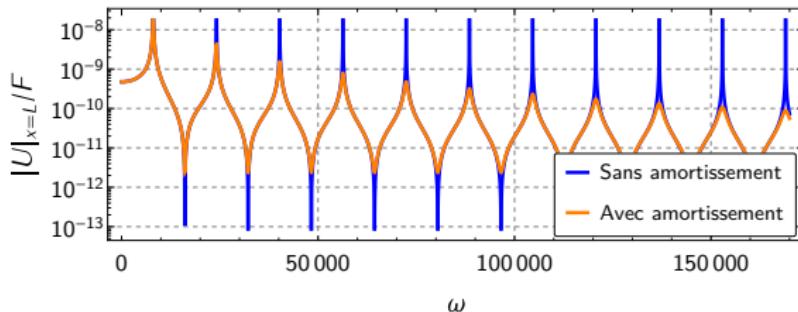
- Barre excitée par déplacement imposé en  $x = 0$  et libre en  $x = L$ , on a en  $x = L$

$$|U| = U^{\text{gr}} \frac{2}{e^{-j\gamma L} + e^{j\gamma L}} = U^{\text{gr}} \frac{1}{\cos(\gamma L)}$$

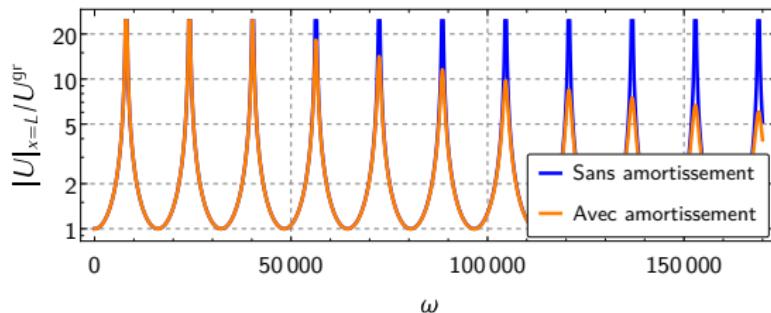
⇒ Résonance quand  $\omega = \Omega_i$  des modes de la barre encastré-libre

# Réponse forcée harmonique – Approche « directe »

Barre encastrée en  $x=0$  et excitée par force en  $x=L$



Barre excitée par déplacement imposé en  $x=0$  et libre en  $x=L$



**Figure 4.5-** Évolution fréquentielle du déplacement longitudinal (amplitude) d'une barre encastrée en  $x = 0$  et excitée (en haut) par force harmonique en  $x = L$  et (en bas) par déplacement imposé en  $x = 0$  et libre en  $x = L$ . Réponse au point d'excitation.

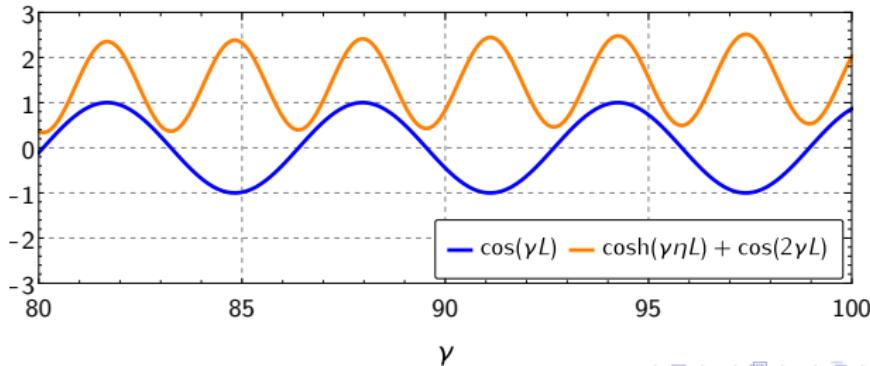
# Réponse forcée harmonique – Approche « directe »

## Remarque sur le modèle d'amortissement

$$\gamma^* = \omega \sqrt{\frac{\rho}{E(1+j\eta)}} \approx \omega \sqrt{\frac{\rho}{E}} - j \frac{1}{2} \eta \omega \sqrt{\frac{\rho}{E}} = \gamma - j \frac{1}{2} \eta \gamma$$

- Le bruit n'affecte que la partie réelle de nombre d'onde
- ⇒ Le décalage des fréquences de résonance est très faible par rapport au cas conservatif

**Preuve :**  $|\tan(\gamma^* L)| = \left| \tan \left( \gamma - j \frac{1}{2} \eta \gamma \right) \right| = \frac{\sqrt{\sinh^2(\gamma \eta L) + \sin^2(2\gamma L)}}{\cosh(\gamma \eta L) + \cos(2\gamma L)}$



# Principe de décomposition modale

## Proposition

Les formes propres  $\{X_i\}_{i \geq 0}$  constituent une base de représentation pour décrire le comportement dynamique du système (possiblement forcé). La décomposition modale se traduit par

$$u(x, t) = \sum_{i=1}^{\infty} \phi_i(t) X_i(x)$$

$\phi_i = \phi_i(t)$  : amplitudes modales.

## Principe de troncature modale

En pratique, seuls *n modes*  $\{X_i\}_{i=1,\dots,n}$  sont retenus pour décrire la décomposition modale. C'est le principe de troncature modale. La décomposition s'écrit alors :

$$u(x, t) = \sum_{i=1}^n \phi_i(t) X_i(x)$$

# Principe de décomposition modale

## Cas des vibrations libres non amorties

- En appliquant le **principe de décomposition modale** et les **propriétés d'orthogonalité des modes**, on montre que

$$\begin{cases} \frac{d^2\phi_i}{dt^2} + \Omega_i^2 \phi_i = 0 & \forall i \geq 1 \\ \phi_i|_{t=0} = \phi_{i0} = \rho S \int_0^L X_i u_0 dx , \quad \frac{d\phi}{dt}\Big|_{t=0} = \dot{\phi}_{i0} = \rho S \int_0^L X_i \dot{u}_0 dx \end{cases}$$

- La solution de chacune des équations précédentes est connue (cf. Chap. 2) :

$$\phi_i = \phi_{i0} \cos(\Omega_i t) + \frac{\dot{\phi}_{i0}}{\Omega_i} \sin(\Omega_i t)$$

## Preuve 4.6

On suppose un décomposition modale de type  $u(x, t) = \sum_{i=1}^{\infty} \phi_i(t) X_i(x)$  qui est introduite dans l'équation du mouvement sans amortissement :

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \frac{\rho}{E} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = 0$$

$$\int_0^L X_r \left( \sum_{i=1}^{\infty} \phi_i \frac{d^2 X_i}{\partial x^2} - \frac{\rho}{E} \sum_{i=1}^{\infty} \frac{d^2 \phi_i}{\partial t^2} X_i \right) dx = 0$$

$$\int_0^L X_r \left( \sum_{i=1}^{\infty} -\phi_i \beta_i^2 X_i - \frac{\rho}{E} \sum_{i=1}^{\infty} \frac{d^2 \phi_i}{\partial t^2} X_i \right) dx = 0$$

$$\sum_{i=1}^{\infty} -\phi_i \frac{\beta_i^2}{\rho S} \underbrace{\rho S \int_0^L X_r X_i dx}_{\begin{aligned} &= 0 \text{ si } r \neq i \\ &= m_i \text{ si } r = i \end{aligned}} - \frac{1}{SE} \sum_{i=1}^{\infty} \frac{d^2 \phi_i}{\partial t^2} \underbrace{\rho S \int_0^L X_r X_i dx}_{\begin{aligned} &= 0 \text{ si } r \neq i \\ &= m_i \text{ si } r = i \end{aligned}} = 0$$

En utilisant les propriétés d'orthogonalité des modes, les définition des masses et raideurs modes et en supposant que les modes sont normalisés par rapport à la masse, on obtient :

$$-\frac{\beta_i^2}{\rho S} \phi_i - \frac{1}{SE} \frac{d^2 \phi_i}{\partial t^2} = 0$$

## Preuve 4.6

Comme  $\beta_i^2 = \frac{\Omega_i^2 \rho}{E}$ , on obtient finalement :

$$\frac{d^2\phi_i}{dt^2} + \Omega_i^2 \phi_i = 0 \quad \forall i \geq 1$$

Il faut aussi projeter les conditions initiales  $u(x, 0) = u_0$  dans la base des modes propres :

$$u_0 = \sum_{i=1}^{\infty} \phi_{i0} X_i$$

$$\rho S \int_0^L X_r u_0 dx = \rho S \int_0^L X_r \sum_{i=1}^{\infty} \phi_{i0} X_i dx$$

$$\rho S \int_0^L X_r u_0 dx = \sum_{i=1}^{\infty} \phi_{i0} \rho S \int_0^L X_r X_i dx$$

En utilisant les propriétés d'orthogonalité des modes et en supposant que les modes sont normalisés par rapport à la masse, on obtient :

$$\phi_{i0} = \rho S \int_0^L X_i u_0 dx$$

et

$$\dot{\phi}_{i0} = \rho S \int_0^L X_i \dot{u}_0 dx$$

# Principe de décomposition modale

## Prise en compte d'une excitation aux extrémités de la barre

- Objectif : approximer les résultats obtenus précédemment à l'aide d'une décomposition modale tronquée.
- ⇒ Le forçage n'est plus pris en compte dans les conditions aux limites mais inclus directement dans l'équation du mouvement sous forme de termes sources :

$$\rho S \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - \mu S \frac{\partial^3 u}{\partial x^2 \partial t} - ES \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \delta(x)t_0 S + \delta(x-L)t_L S$$

$\delta(x)$  : distribution de Dirac

$t_0$  et  $t_L$  : forces surfaciques appliquées au système en  $x = 0$  et  $x = L$

- En appliquant le **principe de décomposition modale** et les **propriétés d'orthogonalité des modes**, on montre que :

$$\frac{d^2 \phi_i}{dt^2} + \frac{\mu}{E} \Omega_i^2 \frac{d\phi_i}{dt} + \Omega_i^2 \phi_i = t_0 S X_i|_{x=0} + t_L S X_i|_{x=L} \quad \forall i \geq 1$$

## Remarque

Les modes utilisées sont choisis pour être « compatibles avec le forçage considéré ».

 Preuve 4.7

Le membre de droite se traite de façon similaire à ce qui est effectué en Preuve 2.6, on a donc :

$$\begin{aligned} \rho S \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - \mu S \frac{\partial^3 u}{\partial x^2 \partial t} - ES \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} &= \delta(x) t_0 S + \delta(x - L) t_L S \\ \rho S \sum_{i=1}^{\infty} \frac{d^2 \phi_i}{dt^2} X_i + \mu S \sum_{i=1}^{\infty} \frac{d \phi_i}{dt} \beta_i^2 X_i + ES \sum_{i=1}^{\infty} \phi_i \beta_i^2 X_i &= \delta(x) t_0 S + \delta(x - L) t_L S \\ \frac{d^2 \phi_i}{dt^2} + \frac{\mu}{E} \Omega_i^2 \frac{d \phi_i}{dt} + \Omega_i^2 \phi_i &= \int_0^L X_i (\delta(x) t_0 S + \delta(x - L) t_L S) dx \end{aligned}$$

Du fait des propriétés de la distribution de Dirac, on obtient :

$$\frac{d^2 \phi_i}{dt^2} + \frac{\mu}{E} \Omega_i^2 \frac{d \phi_i}{dt} + \Omega_i^2 \phi_i = t_0 S X_i|_{x=0} + t_L S X_i|_{x=L} \quad \forall i \geq 1$$

# Principe de décomposition modale

## Cas d'une excitation par force imposée

Système : barre encastrée en  $x = 0$  et excitée par force  $F \cos(\omega t)$  en  $x = L$

- L'équation précédente s'écrit : 
$$\frac{d^2\phi_i}{dt^2} + \frac{\mu}{E}\Omega_i^2 \frac{d\phi_i}{dt} + \Omega_i^2 \phi_i = F \cos(\omega t) X_i|_{x=L} \quad \forall i \geq 1$$
- On suppose une réponse oscillant à la pulsation de forçage  $u(x, t) = U(x)e^{j\omega t}$ . Dans ce cas en posant  $\phi_i = \Phi_i e^{j\omega t}$  la décomposition modale s'écrit :

$$U(x, \omega) = \sum_{i=1}^n \Phi_i(\omega) X_i(x).$$

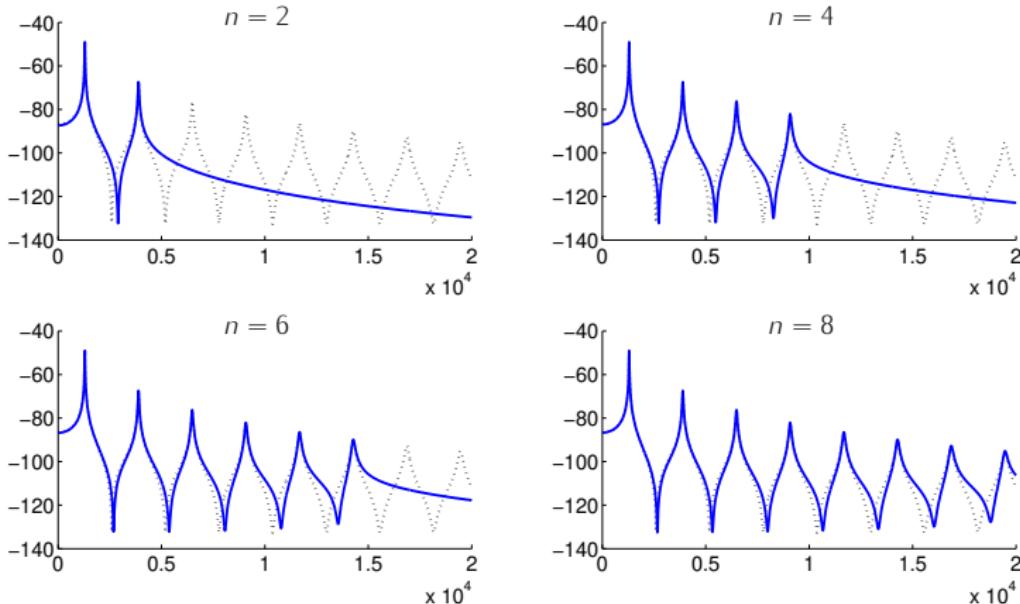
- Comme précédemment, les phénomènes de dissipation sont pris en compte à partir d'un facteur de perte  $\eta$ . L'équation précédente s'écrit :

$$-\omega^2 \Phi_i + \Omega_i^2 (1 + j\eta) \Phi_i = F X_i|_{x=L} \quad \forall i \geq 1.$$

- Les modes de barre encastrée-libre sont utilisée, on obtient donc :

$$\Phi_i = \frac{(F/\Omega_i^2) X_i|_{x=L}}{(1 + j\eta) - (\omega/\Omega_i)^2} = \frac{(F/\Omega_i^2) \sin[(2i-1)\pi/2]}{(1 + j\eta) - (\omega/\Omega_i)^2} \quad \forall i \geq 1$$

# Principe de décomposition modale



**Figure 4.6-** Évolution fréquentielle du déplacement d'une barre encastrée en  $x = 0$  et excitée par force harmonique en  $x = L$  : réponse au point d'excitation obtenue par approche modale.

# Principe de décomposition modale

## Cas d'une excitation par mouvement d'un support

Système : barre soumise en  $x = 0$  à un déplacement imposé  $u^{\text{gr}}$

- Dans le référentiel du support en mouvement, l'équation du mouvement s'écrit :

$$\rho S \frac{\partial^2 u^*}{\partial t^2} - \mu S \frac{\partial^3 u^*}{\partial x^2 \partial t} - E S \frac{\partial^2 u^*}{\partial x^2} = -\rho S \frac{d^2 u^{\text{gr}}}{dt^2} \quad \text{avec } u^* = u - u^{\text{gr}}$$

- En s'appuyant de nouveau sur une décomposition modal  $u^* = \sum_k \phi_k X_k$ , puis en observant encore les propriétés d'orthogonalité, l'équation précédente devient :

$$-\omega^2 \Phi_i + \Omega_i^2 (1 + j\eta) \Phi_i = \omega^2 \rho S U^{\text{gr}} \int_0^L X_i \, dx \quad \forall i \geq 1.$$

où on a supposé un mouvement oscillant à la pulsation de forçage  $u^*(x, t) = U^*(x)e^{j\omega t}$  (donc  $\phi_i = \Phi_i e^{j\omega t}$ ) et pris en compte les phénomènes de dissipation à l'aide du facteur de perte  $\eta$ .

- Les  $\Phi_i$  sont alors données par

$$\Phi_i = \frac{(\omega/\Omega_i)^2 \rho S U^{\text{gr}} \int_0^L \sin(\beta_i x) \, dx}{(1 + j\eta) - (\omega/\Omega_i)^2} \quad \forall i \geq 1,$$

où les modes de barre encastrée-libre sont encore utilisés.

## Preuve 4.8

Si  $u^* = u - u^{\text{gr}}$ , alors :

$$\rho S \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - \mu S \frac{\partial^3 u}{\partial x^2 \partial t} - ES \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = 0 \quad \Rightarrow \quad \boxed{\rho S \frac{\partial^2 u^*}{\partial t^2} - \mu S \frac{\partial^3 u^*}{\partial x^2 \partial t} - ES \frac{\partial^2 u^*}{\partial x^2} = -\rho S \frac{d^2 u^{\text{gr}}}{dt^2}}$$

On suppose  $u^*(x, t) = U^*(x)e^{j\omega t}$  et donc :

$$-\omega^2 \rho S U^* - E(1 + j\omega \frac{\mu}{E}) S \frac{d^2 U^*}{dx^2} = \omega^2 \rho S U^{\text{gr}}$$

$$\rho S U^* + \frac{E}{\omega^2}(1 + j\eta) S \frac{d^2 U^*}{dx^2} = -\rho S U^{\text{gr}}$$

On pose ensuite  $U^* = \sum_k \Phi_k X_k$  et donc :

$$\rho S \sum_k \Phi_k X_k + \frac{E}{\omega^2}(1 + j\eta) S \sum_k \Phi_k \frac{d^2 X_k}{dx^2} = -\rho S U^{\text{gr}}$$

$$\int_0^L X_r \left( \rho S \sum_k \Phi_k X_k + \frac{E}{\omega^2}(1 + j\eta) S \sum_k \Phi_k \frac{d^2 X_k}{dx^2} = -\rho S U^{\text{gr}} \right) dx$$

$$\int_0^L X_r \left( \rho S \sum_k \Phi_k X_k - \frac{E}{\omega^2}(1 + j\eta) S \sum_k \Phi_k \beta_k^2 X_k = -\rho S U^{\text{gr}} \right) dx$$

## Preuve 4.8

Du fait de l'orthogonalité des modes on obtient :

$$\begin{aligned}\Phi_i - \frac{E}{\omega^2}(1+j\eta)\Phi_i \frac{\beta_i^2}{\rho} &= - \int_0^L X_i \rho S U^{\text{gr}} dx \\ \Phi_i - \frac{E}{\omega^2}(1+j\eta)\Phi_i \frac{\Omega_i^2}{E} &= -\rho S U^{\text{gr}} \int_0^L X_i dx \\ -\omega^2 \Phi_i + \Omega_i^2(1+j\eta)\Phi_i &= \omega^2 \rho S U^{\text{gr}} \int_0^L X_i dx\end{aligned}$$

Finalement on a bien :

$$\boxed{\Phi_i = \frac{(\omega/\Omega_i)^2 \rho S U^{\text{gr}} \int_0^L X_i dx}{(1+j\eta) - (\omega/\Omega_i)^2} = \frac{(\omega/\Omega_i)^2 \rho S U^{\text{gr}} \int_0^L \sin(\beta_i x) dx}{(1+j\eta) - (\omega/\Omega_i)^2}}$$

**Remarque :** les conditions initiales se traitent comme dans la Preuve 4.6

# Digression sur d'autres problèmes de vibrations

- Arbre cylindrique :** 
$$\frac{\partial^2 \alpha}{\partial x^2} - \frac{\rho}{G} \frac{\partial^2 \alpha}{\partial t^2} = 0 \quad x \in ]0, L[,$$
 où  $\alpha = \alpha(t, x)$  représente la rotation d'une section de l'arbre positionnée à l'abscisse  $x$ ,  $G$  représente le module de cisaillement [ $Pa$ ], et où l'on a pris en compte que le couple de torsion s'exprime  $GJ\alpha'$  ( $J$  représente le moment d'inertie polaire [ $m^4$ ]).
- Corde tendue :** 
$$\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - \frac{m}{T} \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0 \quad x \in ]0, L[,$$
 où  $w = w(t, x)$  représente le déplacement transversal d'un point de la corde positionné à l'abscisse  $x$ ;  $m$  et  $T$  représentent respectivement la masse par unité de longueur [ $kg.m^{-1}$ ] et la tension de la corde [ $N$ ].
- Onde acoustique :** 
$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = 0 \quad x \in ]0, L[,$$
 où  $p = p(t, x)$  représente la pression acoustique en un point du tube d'abscisse  $x$ ;  $c = \sqrt{\gamma P_{atm}/\rho_0}$  est la vitesse du son dans le milieu considéré. Avec dans l'air  $\gamma = 1,4$  (rapport des chaleurs spécifiques),  $P_{atm} \approx 1$  bar (pression atmosphérique) et  $\rho_0 = 1,2 \text{ g/cm}^3$  (masse volumique de l'air).

# Principe de décomposition modale

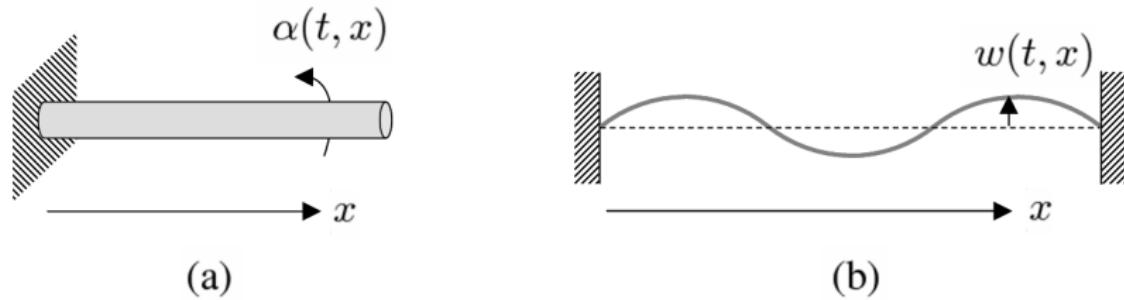


Figure 4.7- Problèmes de vibrations analogues à celui d'une barre : (a) torsion d'un arbre cylindrique ; (b) corde tendue.

# Plan du cours

1. Introduction générale
2. Systèmes à un degré de liberté
3. Systèmes à plusieurs degrés de liberté
4. Systèmes élastiques continus
  - 4.1 Introduction
  - 4.2 Vibrations longitudinales des barres
  - 4.3 Vibrations transversales des poutres

# Vibrations libres et modes de vibrations

## Problème étudié

⇒ Vibrations libres d'une poutre en flexion droite, homogène et non amortie.

- **Caractéristiques matérielles et géométriques :**  
densité  $\rho$  [ $kg \cdot m^{-3}$ ], module d'Young  $E$  [ $Pa$ ], section  $S$  [ $m^2$ ],  
moment d'inertie de section  $I$  [ $m^4$ ], longueur  $L$  [ $m$ ].
- $x$  ( $x \in [0, L]$ ) : abscisse permettant de repérer un point (ou section) le long de la barre.

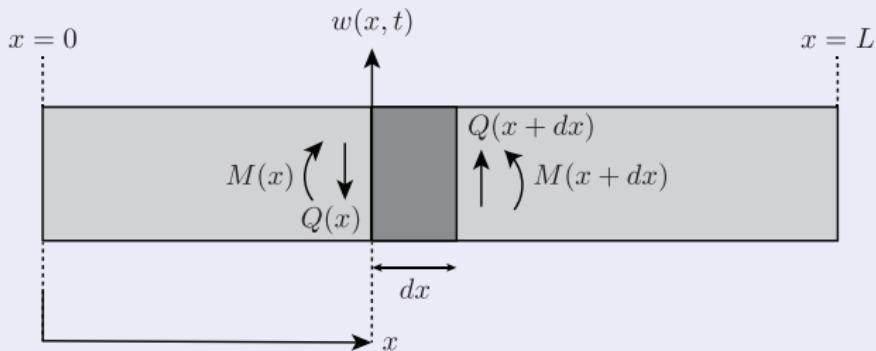
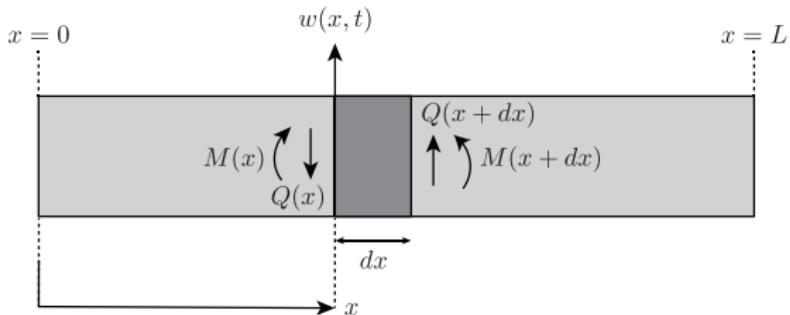


Figure 4.8- Illustration d'une poutre en flexion et équilibre dynamique d'un tronçon de longueur élémentaire  $dx$ .

# Vibrations libres et modes de vibrations



## Définition

- Moment fléchissant  $M$**  : moment dont le vecteur est perpendiculaire à la courbe moyenne et provoquant de la flexion.

Dans le cadre des hypothèses de ce cours, on peu montrer que

$$M = -EI \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}$$

- Effort tranchant  $Q$**  : force perpendiculaire à la courbe moyenne et provoquant un cisaillement.

Dans le cadre des hypothèses de ce cours, on peu montrer que

$$Q = -EI \frac{\partial^3 w}{\partial x^3}$$

# Vibrations libres et modes de vibrations

## Équations du mouvement

À la position  $x$ , l'équation du mouvement du système s'exprime alors par :

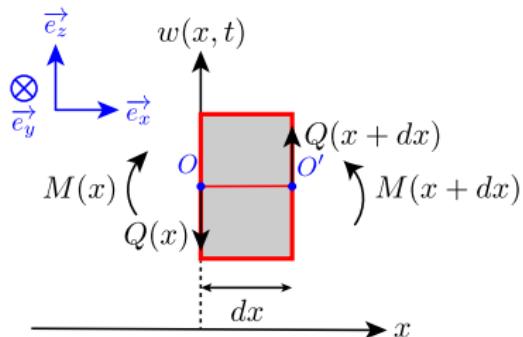
$$\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \frac{\rho S}{EI} \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0 \quad x \in ]0, L[$$

$w = w(t, x)$  : déplacement transversal de la fibre neutre.

## Solutions stationnaires harmoniques

- On considère les solutions **particulières stationnaires harmoniques** (de pulsation  $\Omega$ ) du problème en posant  $w(x, t) = X(x) \cos \Omega t$
- Équation à résoudre :  $\frac{d^4 X}{dx^4} - \beta^4 X = 0 \quad x \in ]0, L[$  où  $\beta = \left( \frac{\Omega^2 \rho S}{EI} \right)^{1/4}$
- $\beta$  : **nombre d'onde de flexion** et  $\lambda$  : **longueur d'onde**
- Solution :  $X = A \cos(\beta x) + B \sin(\beta x) + C \cosh(\beta x) + D \sinh(\beta x) \quad x \in [0, L]$   
 $A, B, C$  et  $D$  : constantes déterminées à partir des **conditions aux limites**.

## Preuve 4.9



**Projection du TMC sur l'axe  $(O, e_y)$**  : (effets inertIELS de rotation suivant  $(O, e_y)$  négligés)

$$\begin{aligned}\overrightarrow{\mathcal{M}_O}(Q(x+dx)\vec{e}_z) \cdot \vec{e}_y - \overrightarrow{\mathcal{M}_O}(Q(x)\vec{e}_z) \cdot \vec{e}_y + M(x+dx) - M(x) &= 0 \\ -dxQ(x+dx) + M(x+dx) - M(x) &= 0\end{aligned}$$

$$-dxQ(x) + dx \frac{\partial M}{\partial x} + t.o.s = 0 \quad \Rightarrow \quad \boxed{Q = \frac{\partial M}{\partial x}}$$

**Projection du PFD sur l'axe  $(O, e_z)$**  :

$$\rho S dx \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = Q(x+dx) - Q(x) = \frac{\partial Q}{\partial x} dx$$

$$\rho S \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = \frac{\partial Q}{\partial x} = -\frac{\partial^2 M}{\partial x^2} = -EI \frac{\partial^4 w}{\partial t^4} \quad \Rightarrow \quad \boxed{\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \frac{\rho S}{EI} \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0}$$

## Preuve 4.8

On cherche les solutions **particulières stationnaires harmoniques** (de pulsation  $\Omega$ ) du problème en posant  $w(x, t) = X(x) \cos(\Omega t)$  qui est introduit dans l'équation du mouvement :

$$\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \frac{\rho S}{EI} \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0$$

$$\frac{d^4 X}{dx^4} \cos(\Omega t) - \frac{\rho S}{EI} \Omega^2 X \cos(\Omega t) = 0$$

L'équation à résoudre est donc bien :

$$\frac{d^4 X}{dx^4} - \beta^4 X = 0 \quad x \in ]0, L[ \quad \text{où} \quad \beta = \left( \frac{\Omega^2 \rho S}{EI} \right)^{1/4}$$

Le polynôme caractéristique de l'équation précédente est :

$$r^4 - \beta^{*4} = 0 \quad \Rightarrow \quad r = \pm \beta^*, \pm j\beta^*$$

et donc :

$$X = A \cos(\beta x) + B \sin(\beta x) + C \cosh(\beta x) + D \sinh(\beta x) \quad x \in [0, L]$$

# Conditions aux limites

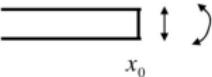
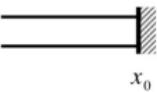
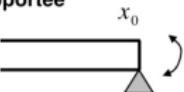
## Conditions aux limites

Les conditions aux limites sont définies en considérant les 4 grandeurs qui caractérisent le mouvement de flexion :

- le déplacement dû à la flexion :  $w(x, t)$  ;
- le déplacement angulaire (rotation) dû à la flexion :  $\theta(x, t) = \frac{\partial w(x, t)}{\partial x}$  ;
- le moment de flexion :  $M(x, t) = -EI \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial x^2}$
- l'effort tranchant :  $Q(x, t) = -EI \frac{\partial^3 w(x, t)}{\partial x^3}$ .

# Conditions aux limites

## Principales conditions aux limites pour les poutres

<b>extrémité libre</b>  $x_0$	<p>pas de contraintes sur le déplacement et la rotation <math>\Rightarrow</math> le <b>moment de flexion</b> et la <b>force de cisaillement</b> s'annulent en <math>x_0</math></p>	$M(x_0,t) = EI \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} \Big _{x=x_0} = 0$ $Q(x_0,t) = -EI \frac{\partial^3 w(x,t)}{\partial x^3} \Big _{x=x_0} = 0$
<b>extrémité encastrée</b>  $x_0$	<p>les <b>déplacements</b> transversal et angulaires sont <b>nuls</b> en <math>x_0</math></p>	$w(x_0,t) = 0$ $\theta(x_0,t) = \frac{\partial w(x,t)}{\partial x} \Big _{x=x_0} = 0$
<b>extrémité simplement supportée</b>  $x_0$	<p>le <b>déplacement transversal</b> est bloqué mais la rotation est libre <math>\Rightarrow</math> le <b>moment de flexion</b> est donc nul en <math>x_0</math></p>	$w(x_0,t) = 0$ $M(x_0,t) = EI \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} \Big _{x=x_0} = 0$
<b>extrémité guidée</b>  $x_0$	<p>le déplacement transversal est libre et la <b>rotation</b> est bloquée <math>\Rightarrow</math> la <b>force de cisaillement</b> est donc nulle en <math>x_0</math></p>	$\theta(x_0,t) = \frac{\partial w(x,t)}{\partial x} \Big _{x=x_0} = 0$ $Q(x_0,t) = -EI \frac{\partial^3 w(x,t)}{\partial x^3} \Big _{x=x_0} = 0$

# Conditions aux limites

## Poutre en appuis simples

Les conditions aux limites s'écrivent :

$$X|_{x=0} = 0 \quad \text{et} \quad X|_{x=L} = 0 \quad , \quad \frac{d^2X}{dx^2}\Big|_{x=0} = 0 \quad \text{et} \quad \frac{d^2X}{dx^2}\Big|_{x=L} = 0$$

Les solutions de l'équation (il y en a plusieurs !) s'écrivent :

$$X_i = B \sin(\beta_i x) \quad x \in [0, L] \quad \text{où} \quad \beta_i = \frac{i\pi}{L} \quad i \geq 0$$

Les pulsations associées à ces solutions sont exprimées par

$$\Omega_i = \left( \frac{i\pi}{L} \right)^2 \sqrt{\frac{EI}{\rho S}} \quad i \geq 1$$

## Preuve 4.9

On a :

$$X = A\cos(\beta x) + B\sin(\beta x) + C\cosh(\beta x) + D\sinh(\beta x)$$

$$\frac{dX}{dx} = -\beta A\sin(\beta x) + \beta B\cos(\beta x) + \beta C\sinh(\beta x) + \beta D\cosh(\beta x)$$

$$\frac{d^2X}{dx^2} = -\beta^2 A\cos(\beta x) - \beta^2 B\sin(\beta x) + \beta^2 C\cosh(\beta x) + \beta^2 D\sinh(\beta x)$$

Les conditions aux limites d'une poutre en appui simple s'écrivent donc :

$$X|_{x=0} = 0 \Rightarrow A + C = 0 \quad (4.8)$$

$$X|_{x=L} = 0 \Rightarrow A\cos(\beta L) + B\sin(\beta L) + C\cosh(\beta L) + D\sinh(\beta L) = 0 \quad (4.9)$$

$$\left. \frac{d^2X}{dx^2} \right|_{x=0} = 0 \Rightarrow -\beta^2 A + \beta^2 C = 0 \quad (4.10)$$

$$\left. \frac{d^2X}{dx^2} \right|_{x=0} = 0 \Rightarrow -\beta^2 A\cos(\beta L) - \beta^2 B\sin(\beta L) + \beta^2 C\cosh(\beta L) + \beta^2 D\sinh(\beta L) \quad (4.11)$$

## Preuve 4.9

$$(4.8) + (4.10) \Rightarrow A = C = 0$$

Les équations (4.9) et (4.11) deviennent donc :

$$B\sin(\beta L) + D\text{sh}(\beta L) = 0 \quad (4.12)$$

$$-B\sin(\beta L) + D\text{sh}(\beta L) = 0 \quad (4.13)$$

En effectuant les opérations suivantes on obtient :

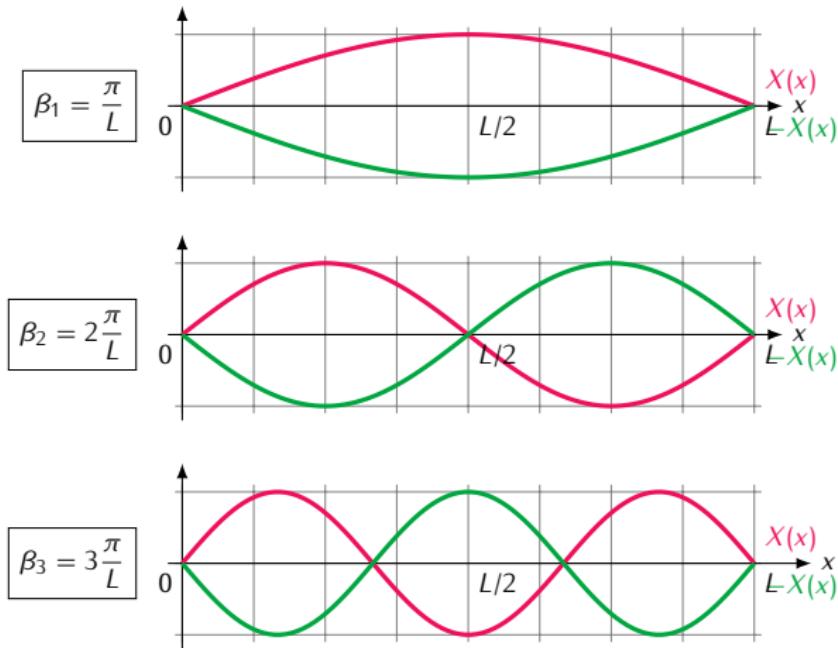
$$(4.12) + (4.13) \Rightarrow 2D\text{sh}(\beta L) \Rightarrow D = 0$$

$$(4.12) - (4.13) \Rightarrow 2B\sin(\beta L) \Rightarrow \beta_i = \frac{i\pi}{L} \quad (i \geq 0)$$

Finalement la déformée modale s'écrit :

$$X_i = B\sin(\beta_i x) \quad x \in [0, L] \quad \text{où} \quad \beta_i = \frac{i\pi}{L} \quad i \geq 0$$

# Modes de vibrations



**Figure 4.9-** Évolution spatiale des formes propres  $\{X_i\}_{i=1,2,3,4}$  pour une poutre en appuis simples.

# Modes de vibrations

## Orthogonalité des modes de vibration

Deux modes donnés  $(\Omega_r, X_r)$  et  $(\Omega_s, X_s)$ , pour lesquels  $\Omega_r \neq \Omega_s$ , vérifient les propriétés d'orthogonalité suivantes :

$$\int_0^L X_r X_s dx = 0 \quad , \quad \int_0^L \frac{d^2 X_r}{dx^2} \frac{d^2 X_s}{dx^2} dx = 0 \quad \text{lorsque } r \neq s$$

## Définition

On appelle **masses modales** et **raideurs modales** les quantités scalaires  $m_i$  et  $k_i$  définies par :

$$m_i = \rho S \int_0^L X_i^2 dx \quad , \quad k_i = EI \int_0^L \left( \frac{d^2 X_i}{dx^2} \right)^2 dx \quad \forall i \geq 1$$

Par ailleurs, les **pulsations propres** sont définies par

$$\Omega_i = \sqrt{\frac{k_i}{m_i}}$$

## Preuve 4.10 – Orthogonalité des modes de vibration

L'équation des formes propres est écrite pour deux modes différents  $X_r$  et  $X_s$

$$\frac{d^4 X_r}{dx^4} - \beta_r^4 X_r = 0 \quad (4.14)$$

$$\frac{d^4 X_s}{dx^4} - \beta_s^4 X_s = 0 \quad \text{avec} \quad r \neq s \quad (4.15)$$

On effectue  $\int_0^L X_s(4.14)dx$  :

$$\begin{aligned} & \int_0^L \left( X_s \frac{d^4 X_r}{dx^4} + \beta_r^4 X_s X_r \right) dx = 0 \\ & \left[ X_s \frac{d^3 X_r}{dx^3} \right]_0^L - \int_0^L \frac{dX_s}{dx} \frac{d^3 X_r}{dx^3} dx - \int_0^L \beta_r^4 X_s X_r dx = 0 \\ & \underbrace{\left[ X_s \frac{d^3 X_r}{dx^3} \right]_0^L}_{=0} - \left[ \frac{dX_s}{dx} \frac{d^2 X_r}{dx^2} \right]_0^L + \int_0^L \frac{d^2 X_s}{dx^2} \frac{d^2 X_r}{dx^2} dx - \int_0^L \beta_r^4 X_s X_r dx = 0 \end{aligned} \quad (4.16)$$

puis  $\int_0^L X_r(4.15)dx$  :

$$\begin{aligned} & \left[ X_r \frac{d^3 X_s}{dx^3} \right]_0^L - \left[ \frac{dX_r}{dx} \frac{d^2 X_s}{dx^2} \right]_0^L + \int_0^L \frac{d^2 X_s}{dx^2} \frac{d^2 X_r}{dx^2} dx - \int_0^L \beta_s^4 X_r X_s dx = 0 \\ & \underbrace{\left[ X_r \frac{d^3 X_s}{dx^3} \right]_0^L}_{=0} \end{aligned} \quad (4.17)$$

## Preuve 4.10 – Orthogonalité des modes de vibration

En faisant (4.16)-(4.17), on obtient :

$$\left( \beta_s^4 - \beta_r^4 \right) \int_0^L X_r X_s dx = 0$$

Par conséquent comme  $r \neq s$  alors :

$$\int_0^L X_r X_s dx = 0 \tag{4.18}$$

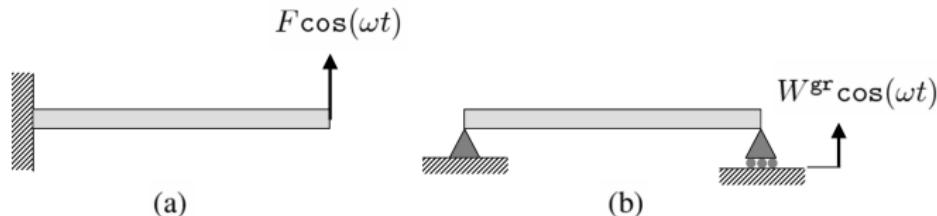
En introduisant (4.18) dans (4.16) (ou (4.17)), on a également :

$$\int_0^L \frac{d^2 X_r}{dx^2} \frac{d X_s^2}{dx^2} dx = 0$$

## Réponse forcée harmonique – Approche « directe »

On considère le problème de réponse forcée **harmoniques** d'une poutre amortie, les phénomènes d'amortissement étant pris en compte à partir d'un **facteur de perte  $\eta$**  (ce type d'amortissement a été précédemment évoqué pour le cas de la barre en traction-compression).

Les excitations envisagées peuvent être de natures assez diverses : **forces transversales, moments, déplacements transversaux ou rotations**.



**Figure 4.10-** Vibrations forcée harmonique d'une poutre excitée à l'une de ses extrémités : (a) force imposée ; (b) déplacement imposé.

# Réponse forcée harmonique – Approche « directe »

- La **réponse stationnaire** s'obtient par considération d'une solution particulière  $w(x, t) = W(x)e^{j\omega t}$  de

$$\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \frac{\rho S}{EI} \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0 \quad x \in ]0, L[$$

- L'amplitude complexe  $W$  est donc décrite par l'équation suivante :

$$\frac{d^4 W}{dx^4} - \gamma^{*4} W = 0 \quad x \in ]0, L[ \quad \text{où} \quad \gamma^* = \left( \frac{\omega^2 \rho S}{E^* I} \right)^{1/4}$$

- L'amplitude complexe  $W$  s'exprime alors par

$$W = Ae^{-j\gamma^* x} + Be^{j\gamma^* x} + Ce^{-\gamma^* x} + De^{\gamma^* x} \quad x \in [0, L] \quad \text{où} \quad \gamma^* = \left( \frac{\omega^2 \rho S}{E^* I} \right)^{1/4}$$

où  $\gamma^*$  est le **nombre d'onde de flexion complexe**.

## Preuve 4.11

La forme de solution recherchée  $w(x, t) = W(x)e^{j\omega t}$  est introduite dans l'équation du mouvement :

$$\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \frac{\rho S}{EI} \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0 \quad \Rightarrow \quad \frac{d^4 W}{dx^4} e^{j\omega t} - \omega^2 \frac{\rho S}{EI} W e^{j\omega t} = 0$$

On a donc bien :

$$\frac{d^4 W}{dx^4} - \gamma^4 W = 0 \quad x \in ]0, L[ \quad \text{où} \quad \gamma = \left( \frac{\omega^2 \rho S}{EI} \right)^{1/4}$$

Si on souhaite prendre en compte de la dissipation on introduit encore

$$E^* = E(1 + j\eta) \quad \Rightarrow \quad \gamma^* = \left( \frac{\omega^2 \rho S}{E^* I} \right)^{1/4}$$

Le polynôme caractéristique de l'équation précédente est :

$$r^4 - \gamma^{*4} = 0 \quad \Rightarrow \quad r = \pm \gamma^*, \pm i\gamma^*$$

et donc

$$W = A e^{-j\gamma^* x} + B e^{j\gamma^* x} + C e^{-\gamma^* x} + D e^{\gamma^* x} \quad x \in [0, L] \quad \text{où} \quad \gamma^* = \left( \frac{\omega^2 \rho S}{E^* I} \right)^{1/4}$$

# Réponse forcée harmonique – Approche « directe »

La solution stationnaire s'exprime à partir de **4 constantes**  $A, B, C$  et  $D$ , obtenues par application des **conditions aux limites** qui contiennent le forçage :

- **Poutre encastrée en  $x = 0$  et excitée par force transversale en  $x = L$  :**

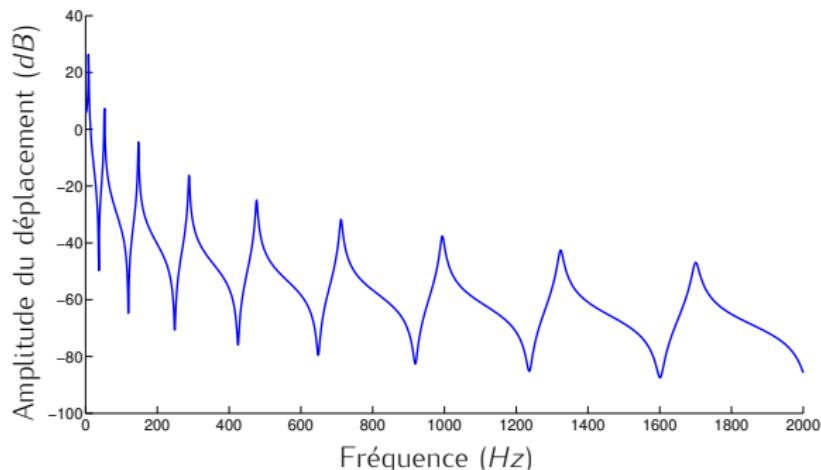
Les conditions aux limites s'écrivent :

$$W|_{x=0} = 0 \quad \text{et} \quad \left. \frac{dW}{dx} \right|_{x=0} = 0 \quad , \quad E^* I \left. \frac{d^2 W}{dx^2} \right|_{x=L} = 0 \quad \text{et} \quad -E^* I \left. \frac{d^3 W}{dx^3} \right|_{x=L} = F$$

Les constantes  $A, B, C$  et  $D$  s'obtiennent alors par résolution numérique du système suivant :

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ -j\gamma^* & j\gamma^* & -\gamma^* & \gamma^* \\ -\gamma^{*2} e^{-j\gamma^* L} & -\gamma^{*2} e^{j\gamma^* L} & \gamma^{*2} e^{-\gamma^* L} & \gamma^{*2} e^{\gamma^* L} \\ j\gamma^{*3} e^{-j\gamma^* L} & -j\gamma^{*3} e^{j\gamma^* L} & -\gamma^{*3} e^{-\gamma^* L} & \gamma^{*3} e^{\gamma^* L} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} A \\ B \\ C \\ D \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ -F/(E^* I) \end{Bmatrix}$$

## Réponse forcée harmonique - Approche « directe »

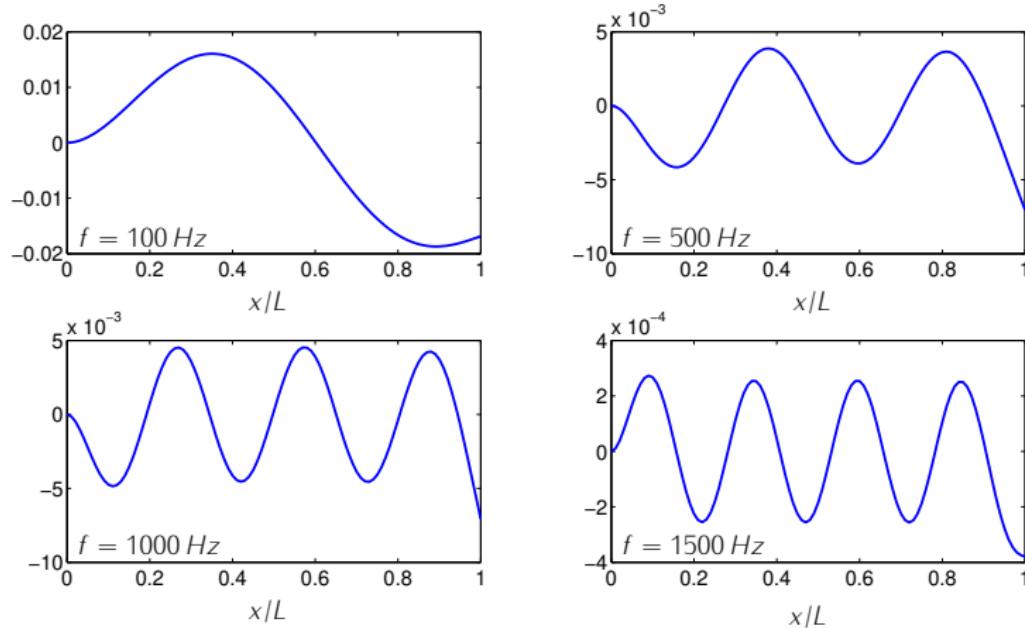


**Figure 4.11-** Évolution fréquentielle (en échelle logarithmique) du déplacement transversal (amplitude) d'une poutre encastrée en  $x = 0$  et excitée par force harmonique en  $x = L$  : réponse au point d'excitation.

### Remarque

Il y a **résonance** quand la pulsation de forçage est proche d'une des pulsations propres du système libre (quand il n'a pas de d'amortissement, pulsation propres et de forçage coïncident).

# Réponse forcée harmonique – Approche « directe »



**Figure 4.12-** Évolution spatiale du déplacement ( $\text{Re}[W]$ ) d'une poutre encastrée en  $x = 0$  et excitée par force en  $x = L$ .

# Principe de décomposition modale

## Proposition

Les formes propres  $\{X_i\}_{i \geq 0}$  constituent une base de représentation pour décrire le comportement dynamique du système (possiblement forcé). Dans le cas où il n'existe pas de mode de corps rigide, la décomposition modale se traduit par

$$w(x, t) = \sum_{i=1}^{\infty} \phi_i(t) X_i(x),$$

$\phi_i = \phi_i(t)$  : amplitudes modales.

## Principe de troncature modale

En pratique, comme dans le cas de la barre en traction, seuls  $n$  modes  $\{X_i\}_{i=1,\dots,n}$  sont retenus pour décrire la décomposition modale. C'est le principe de troncature modale. La décomposition s'écrit alors :

$$w(x, t) = \sum_{i=1}^n \phi_i(t) X_i(x)$$

# Principe de décomposition modale

## Cas des vibrations libres non amorties

- En appliquant le **principe de décomposition modale** et les **propriétés d'orthogonalité des modes**, on montre que

$$\begin{cases} \frac{d^2\phi_i}{dt^2} + \Omega_i^2 \phi_i = 0 & \forall i \geq 1 \\ \phi_i|_{t=0} = \phi_{i0} = \rho S \int_0^L X_i u_0 dx , \quad \frac{d\phi}{dt}\Big|_{t=0} = \dot{\phi}_{i0} = \rho S \int_0^L X_i \dot{u}_0 dx \end{cases}$$

- La solution de chacune des équations précédentes est connue (cf. Chap. 2) :

$$\phi_i = \phi_{i0} \cos(\Omega_i t) + \frac{\dot{\phi}_{i0}}{\Omega_i} \sin(\Omega_i t)$$

## Preuve 4.12

On suppose un décomposition modale de type  $w(x, t) = \sum_{i=1}^{\infty} \phi_i(t)X_i(x)$  qui est introduite dans l'équation du mouvement sans amortissement :

$$EI \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \rho S \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0$$

$$\int_0^L X_r \left( EI \sum_{i=1}^{\infty} \phi_i \frac{d^4 X_i}{\partial x^4} + \rho S \sum_{i=1}^{\infty} \frac{d^2 \phi_i}{\partial t^2} X_i \right) dx = 0$$

$$\int_0^L X_r \left( EI \sum_{i=1}^{\infty} \phi_i \beta_i^4 X_i + \rho S \sum_{i=1}^{\infty} \frac{d^2 \phi_i}{\partial t^2} X_i \right) dx = 0$$

$$\frac{EI}{\rho S} \sum_{i=1}^{\infty} \phi_i \beta_i^4 \underbrace{\rho S \int_0^L X_r X_i dx}_{\begin{array}{l} = 0 \text{ si } r \neq i \\ = m_i \text{ si } r = i \end{array}} + \sum_{i=1}^{\infty} \frac{d^2 \phi_i}{\partial t^2} \underbrace{\rho S \int_0^L X_r X_i dx}_{\begin{array}{l} = 0 \text{ si } r \neq i \\ = m_i \text{ si } r = i \end{array}} = 0$$

En utilisant les propriétés d'orthogonalité des modes, les définition des masses et raideurs modes et en supposant que les modes sont normalisés par rapport à la masse, on obtient :

$$\frac{EI}{\rho S} \beta_i^4 \phi_i + \frac{d^2 \phi_i}{\partial t^2} = 0$$

## Preuve 4.12

Comme  $\beta = \left( \frac{\Omega^2 \rho S}{EI} \right)^{1/4}$ , on obtient finalement :

$$\frac{d^2\phi_i}{dt^2} + \Omega_i^2 \phi_i = 0 \quad \forall i \geq 1$$

Il faut aussi projeter les conditions initiales  $w(x, 0) = w_0$  dans la base des modes propres :

$$w_0 = \sum_{i=1}^{\infty} \phi_{i0} X_i$$

$$\rho S \int_0^L X_r w_0 dx = \rho S \int_0^L X_r \sum_{i=1}^{\infty} \phi_{i0} X_i dx$$

$$\rho S \int_0^L X_r w_0 dx = \sum_{i=1}^{\infty} \phi_{i0} \rho S \int_0^L X_r X_i dx$$

En utilisant les propriétés d'orthogonalité des modes et en supposant que les modes sont normalisés par rapport à la masse, on obtient :

$$\phi_{i0} = \rho S \int_0^L X_i w_0 dx$$

et

$$\dot{\phi}_{i0} = \rho S \int_0^L X_i \dot{w}_0 dx$$