

Quelques notions
pour aborder un problème de RDM
et pour proposer une conception « bien » dimensionnée

Se faire une idée des déformations et de la résistance sans outil logiciel
À partir de sources bibliographiques et analytiques
Méthode utilisée même avant un calcul EF
Limites de la méthode
Introduction à RDM6

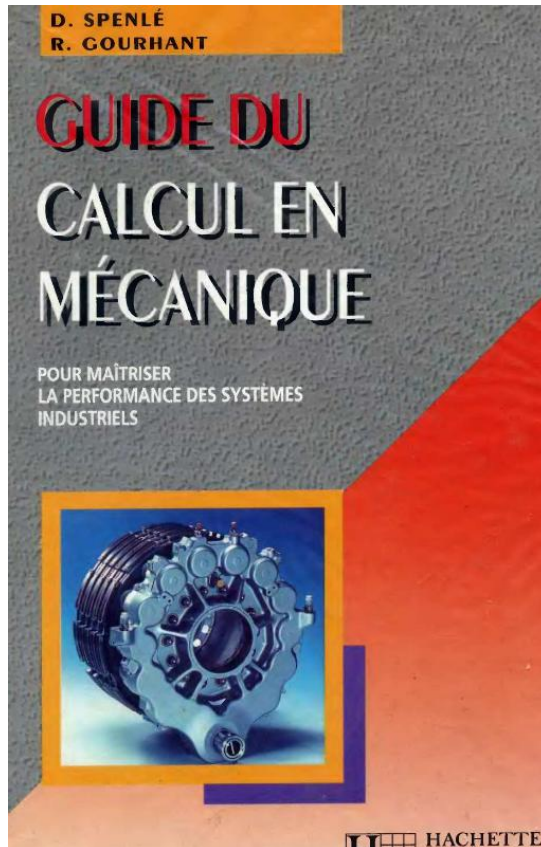
Lien RDM6 : https://iut.univ-lemans.fr/ydlogi/rdm_version_6.html

- Définition d'une méthode de calcul de structure
- Isolement et définition des cas de charges
 - => **Bilan 1 : page 16**
- Sollicitation 1 : Traction / compression
- Définition de l'élasticité linéaire et des paramètres matériaux linéaires élastiques
- Sollicitation 2 : Cisaillement
- Sollicitation 3 : Flexion
- Sollicitation 4 : Torsion
- Thermoélasticité
- Théorie des plaques minces pour les enceintes sous pression
 - => **Bilan 2 : page 35**
- Flambage
- Hyperstatisme
- Visserie
- Dureté vickers
 - => **Bilan 3 : page 50**
- Exemple calcul chambre a vide
- Exemple calcul cuve AUGER et son support sur RDM6
- Autres exemples sur RDM6

PDF à votre disposition sur google:

https://uvtech.tn/mecanique_files/guide%20du%20calcul%20en%20m%C3%A9canique.pdf

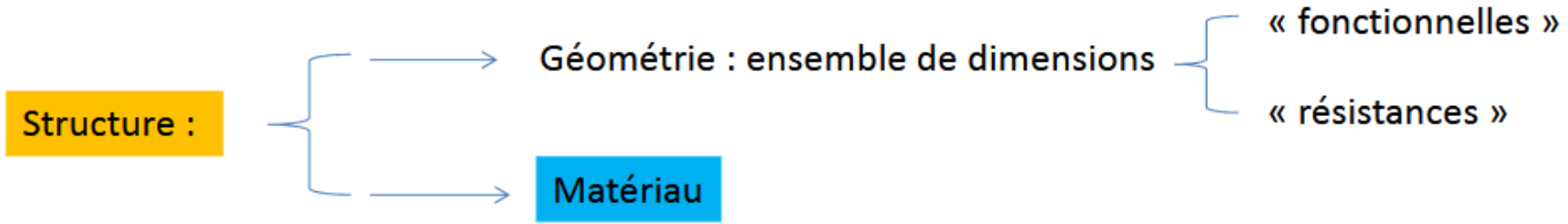
<http://nguyen.hong.hai.free.fr/EBOOKS/SCIENCE%20AND%20ENGINEERING/MECANIQUE/THEORIE%20DE%20BASE/Roark%27s%20Formulas%20For%20Stress%20And%20Strain.pdf>



Roark's Formulas for Stress and Strain

WARREN C. YOUNG
RICHARD G. BUDYNAS

Seventh Edition



Le calcul d'une structure consiste en

un CHOIX du matériau
et des dimensions de la structure

AFIN de RESPECTER les critères :

de déplacement maximum admissible (prioritaire)
et de résistance de la matière (coefficient de « sécurité »).

=> Poser d'abord des questions sur les thèmes suivants :

Besoin fonctionnel

Forme – géométrie

Contraintes environnement

Charges (transferts de charges ou transmissions d'efforts)

Conditions aux limites (action - réaction)

Choix du matériau - contraintes environnement (effet sur la matière)

Critères de dimensionnement

Par déformation

Par contraintes

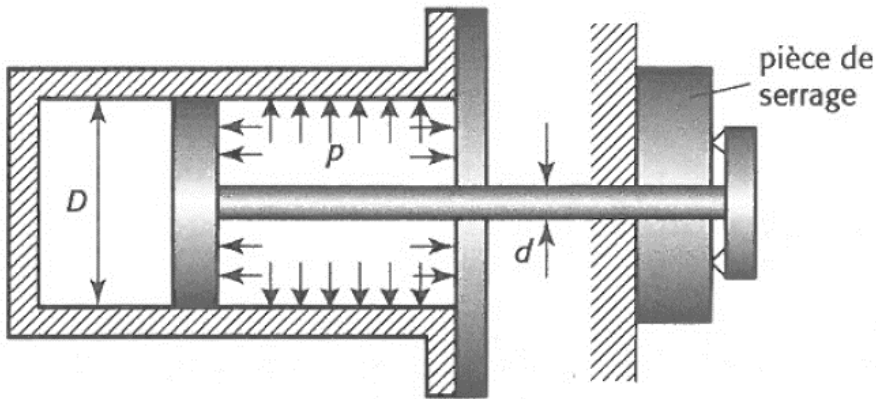
=> Écrire les réponses vous aidera à définir un cahier des charges et à connaître vos paramètres et variables

Exemple: étau de serrage avec un vérin

Besoin fonctionnel:

Serrage de la pièce

Force préconisée F_s



**Dimensionnement fonctionnel

Force de serrage dépendante du **diamètre de chambre D** (piston)?

$$\Rightarrow F = P \cdot S$$

Schéma cinématique:

Transmission d'effort entre le piston et la pièce ?

Conditions aux limites (action-reaction):

Impact de la pression sur la chambre du vérin ?

**Dimensionnement en résistance (contraintes)

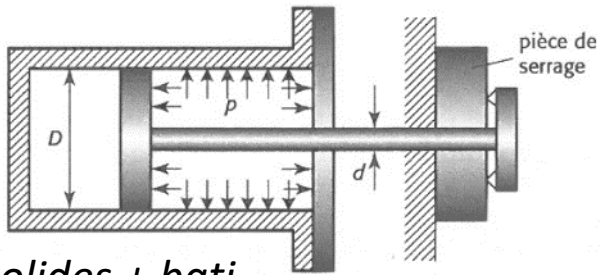
$\Rightarrow$ Quelle géométrie choisir ? Pour la chambre, pour la tige, ?

$\Rightarrow$ Suivant quels critères ?

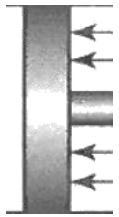
$\Rightarrow$ **Besoin de calcul sur chaque composant**

Le calcul du système va passer par un traitement de chaque pièce individuellement

⇒ **Isolement de chaque pièce**



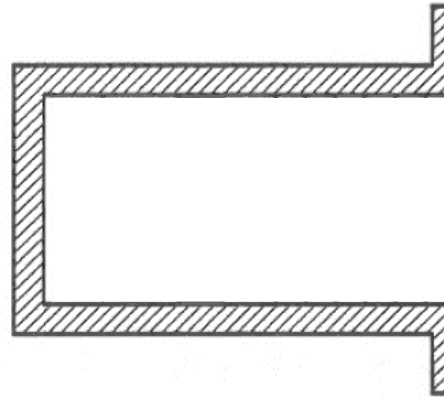
5 solides + bati



Piston isolé



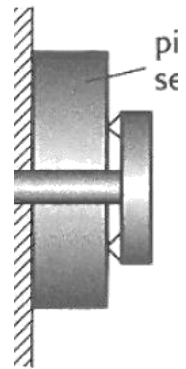
Tige isolée



Cuve chambre isolée



**Bride
chambre
isolée**

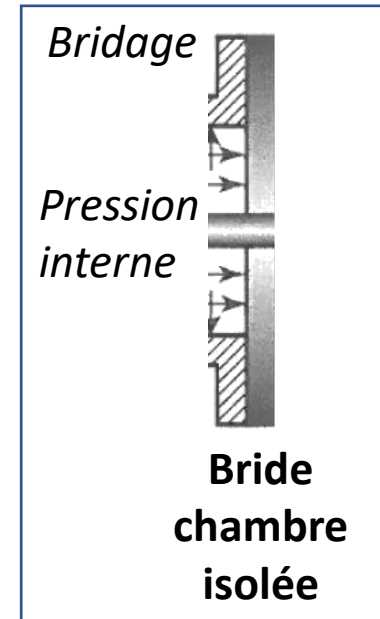
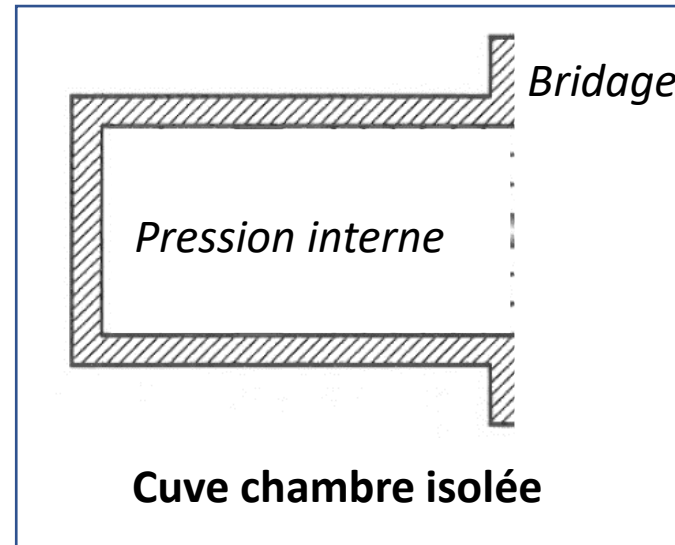
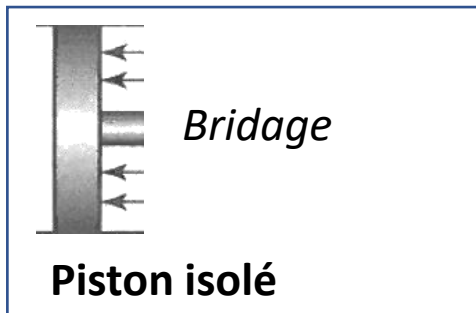


Pièce isolé

Le calcul du système va passer par un traitement de chaque pièce individuellement

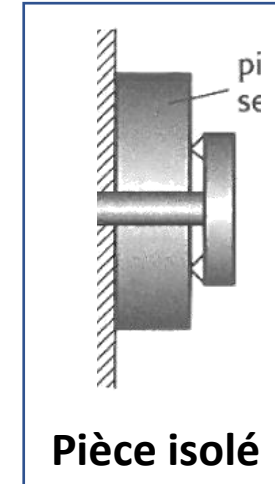
⇒ **recherche des charges, des conditions aux limites et environnementales**

⇒ **ACTION-REACTION (PFD)**



Et ACTION SANS CONTACT ?

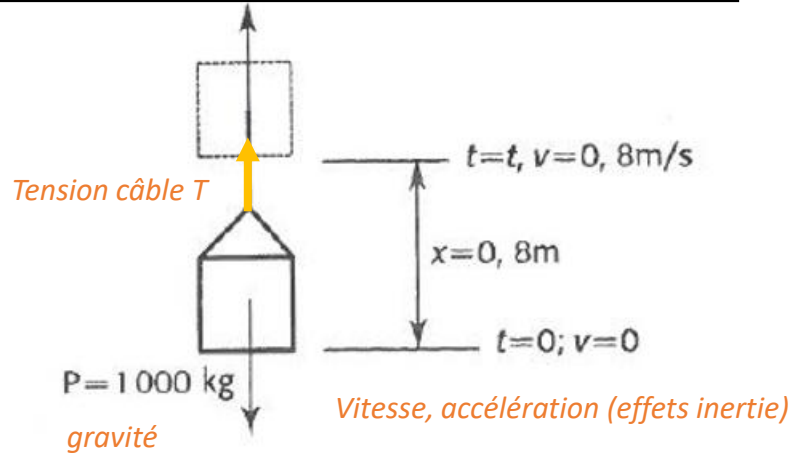
Et alors comment
tient la pièce ?



DCL = Diagramme de corps libre

Notion de Degré De Liberté (DDL) (à contrario des efforts statiques)

Exemple de la masse en mouvement suspendue à un câble



Equation d'équilibre (PFD)

$$\Sigma F_{ext} = m.a$$

$P - T = m.a$ (sur axe vertical)

$$\text{Donc } T = m.a - P$$

Action de contact

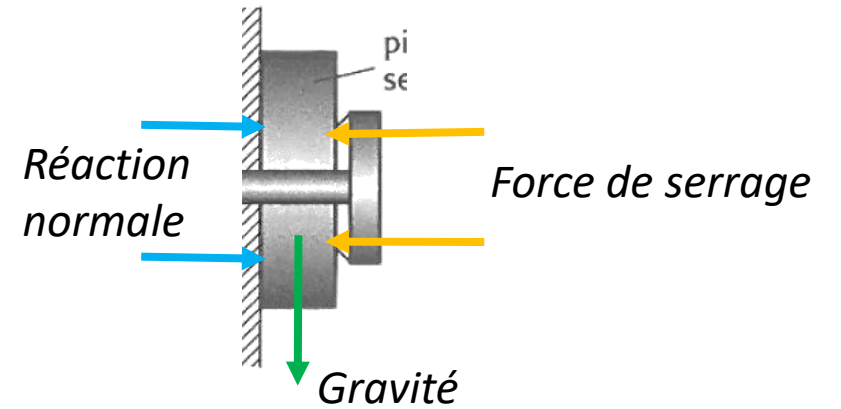
(Liaisons mécaniques, réaction normale sol, frottement entre pièces, tension câble ...)

Structure

(masse, rigidité, adhérence)

Actions à distance

(gravité, effet d'inertie, thermique, électromagnétique, ...)



Pièce isolé

Equation d'équilibre (PFS)

$$\Sigma F_{ext} = m.a \quad (a = 0 \text{ (statique)})$$

$$\Sigma M(F_{ext})/\text{point} = 0$$

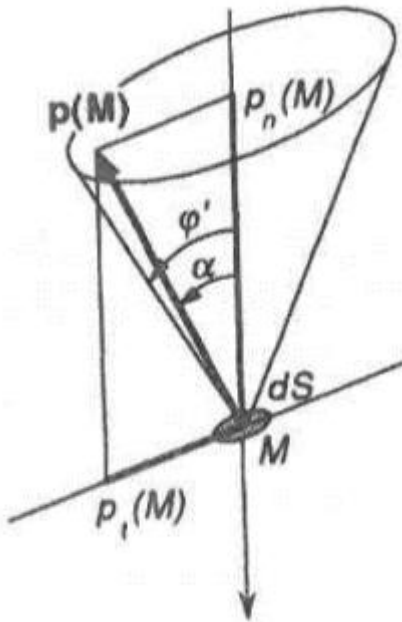
$$F_s - R_n = 0 \text{ (sur axe horizontal)}$$

Et sur axe vertical ? Qui équilibre P ? C'est le frottement $f_s = \mu_s * R_n$ (orienté suivant axe vertical)

$$P - f_s = 0 \text{ (sur axe vertical)}$$

=> Le but est de définir le torseur statique des efforts extérieurs appliqués sur votre système
(Résultante + Moment) suivant chaque axe

Définition de la réaction normale, de la force de frottement, du coef de frottement et du cône de frottement à la frontière entre statique et dynamique



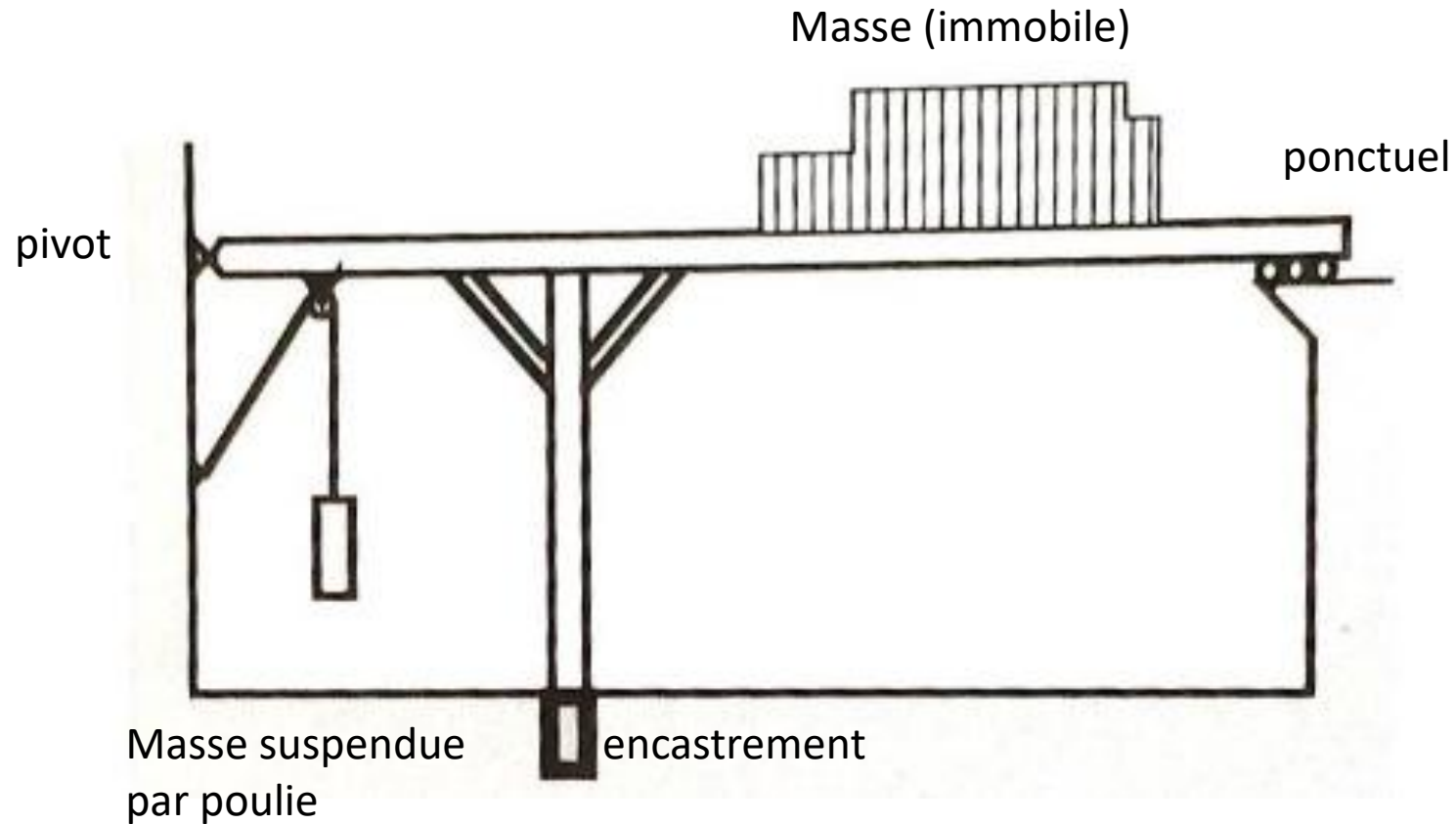
Frottement statique et dynamique

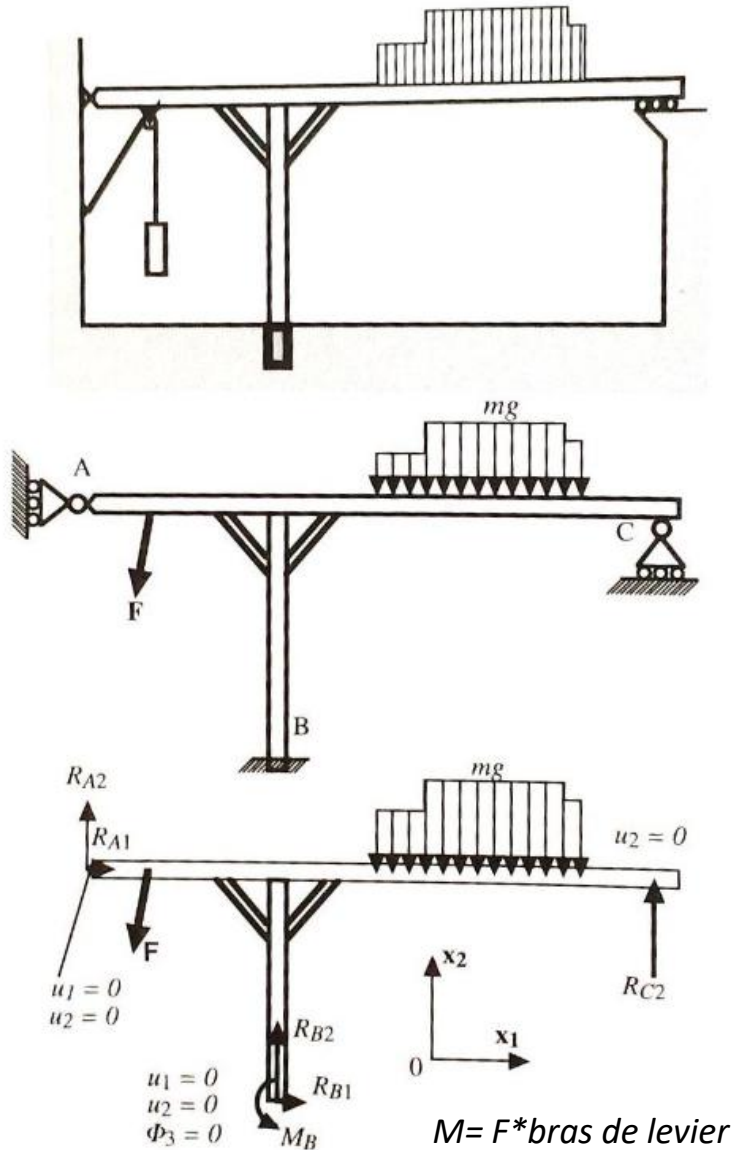
Matériaux en contact	f'		f	
	<i>sec</i>	<i>lubrifié</i>	<i>sec</i>	<i>lubrifié</i>
Acier cimenté trempé sur acier cimenté trempé	0,2 à 0,3	0,15 à 0,2	0,2	0,12
Acier cimenté trempé sur fonte trempée	0,2	0,12 à 0,2	0,15	0,08
Acier cimenté trempé sur bronze trempé	0,2	0,15 à 0,20	0,25	0,12
Acier inoxydable chromé sur aluminium			0,4	0,1
Acier sur cuivre étamé			0,12	0,09
Acier sur métal fritté		0,1 à 0,18	0,1 à 0,12	0,03 à 0,06
Acier sur « férodo »	0,3 à 0,4		0,25 à 0,35	
Acier sur graphite		0,1		0,09
Acier graphité sur téflon			0,1	0,08
Acier sur palier PTFE	0,08 à 0,4		0,02 à 0,08	0,003 à 0,05
Acier sur polyéthylène			0,3 à 0,8	
Pneu neuf sur route	1		0,5 à 0,6	0,3 à 0,5

Analysons ce système = le plancher avec son pilier

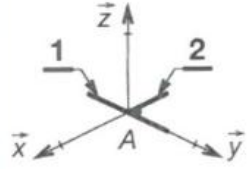
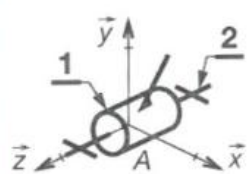
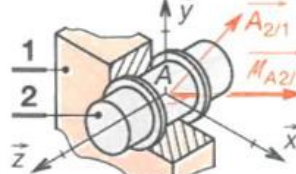
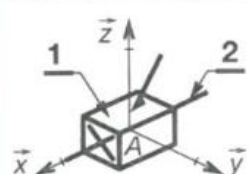
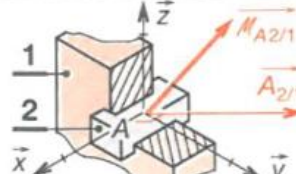
Quels charges ?

Quels interactions ? Et conditions aux limites





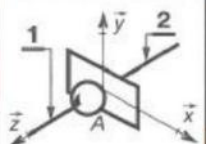
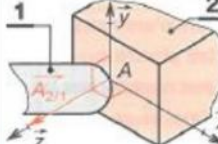
Cette démarche est commune à toutes les liaisons ci-dessous.

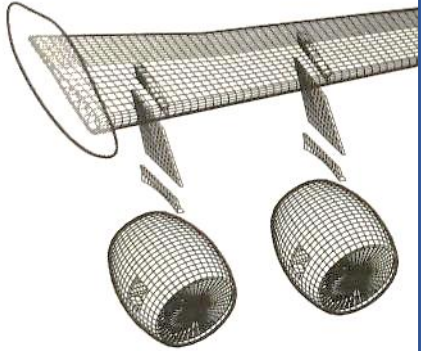
Liaison	Schématisation	Translation	$A \{A_{2/1}\}$	Rotation	Représentation de $A \{A_{2/1}\}$
Encastrement ou fixe $(A, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z}) = (\mathcal{R})$ quelconque **		T_x T_y T_z	$\begin{pmatrix} X_A & L_A \\ Y_A & M_A \\ Z_A & N_A \end{pmatrix} \mathcal{R}$	R_x R_y R_z	
$n_s = 6$ ***					
Pivot de centre : A, d'axe : $(A, \vec{z})$		T_x T_y T_z	$\begin{pmatrix} X_A & L_A \\ Y_A & M_A \\ Z_A & 0 \end{pmatrix} \mathcal{R}$	R_x R_y R_z	
$n_s = 5$					
Glissière de centre : A, d'axe : $(A, \vec{x})$		T_x T_y T_z	$\begin{pmatrix} 0 & L_A \\ Y_A & M_A \\ Z_A & N_A \end{pmatrix} \mathcal{R}$	R_x R_y R_z	
$n_s = 5$					

* Cas le plus général.

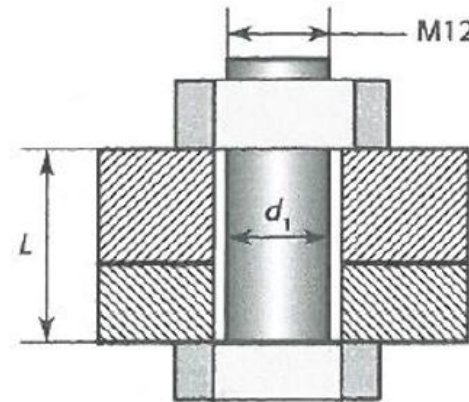
** A est souvent situé dans le plan d'encastrement.

*** n_s : nombre d'inconnues statiques ou degré de liaison.

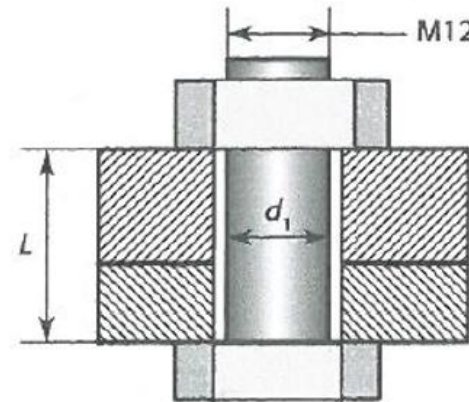
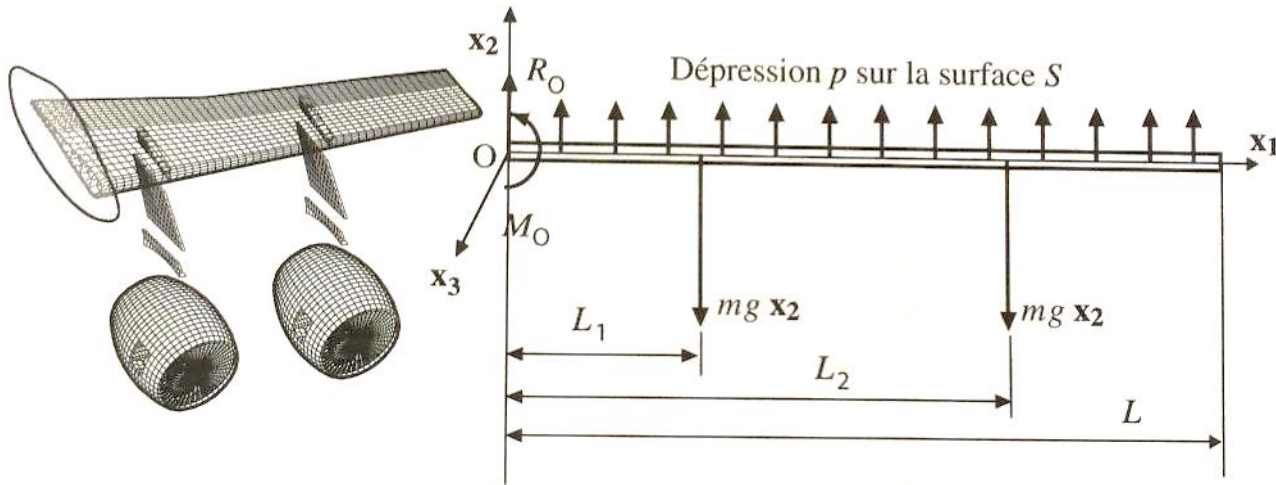
Sphère-plan (Pontuelle) Normale $(A, \vec{z})$		T_x T_y T_z	$\begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ Z_A & 0 \end{pmatrix} \mathcal{R}$	R_x R_y R_z	
$n_s = 1$					



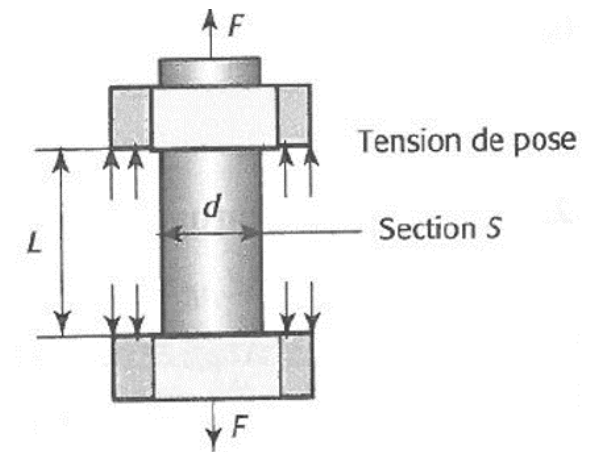
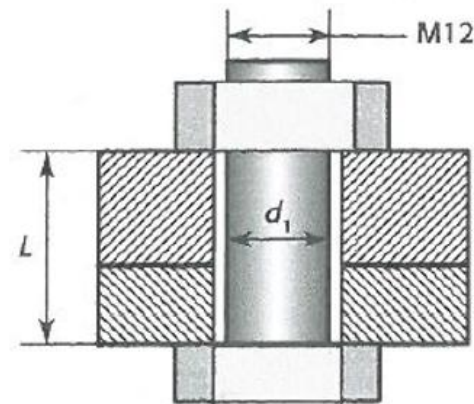
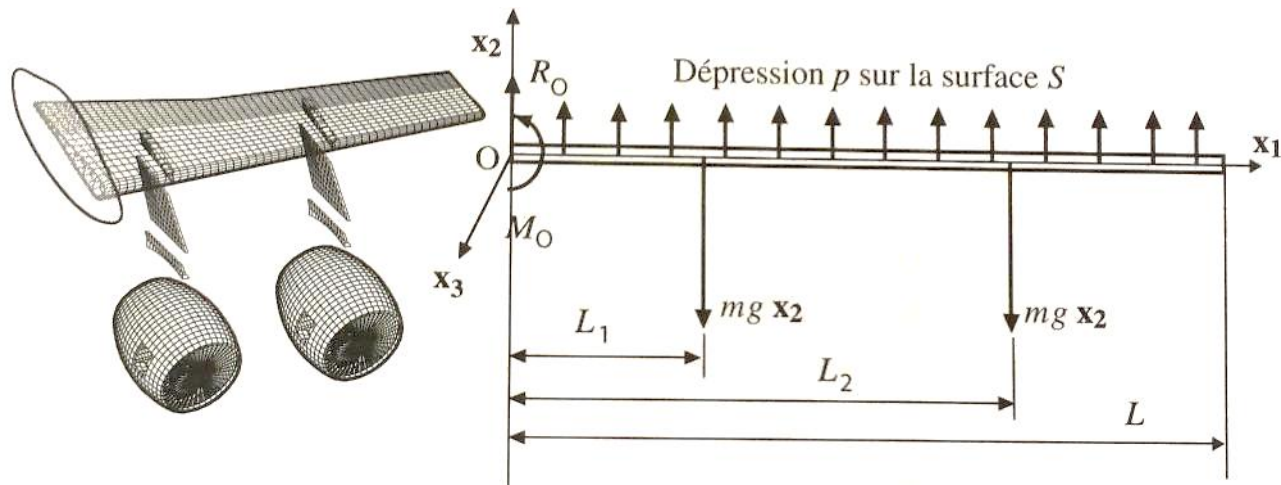
Isolement de l'aile d'avion ?
réponse



Isolement du boulon ?
réponse



Isolement du boulon ?
réponse



A retenir:

- savoir définir les dimensions fonctionnelles d'une structure
- savoir décomposer une structure (si plusieurs solides) pour en isoler les composants
- savoir analyser les interactions et forces appliquées sur un composant

Retour sur le traitement des dimensions résistantes:

- Définition des efforts extérieurs à chaque composant (Application du principe PFD pour trouver les solutions aux équations d'équilibre)

⇒ Comment traite-t-on un calcul de structure ?

- Questions à se poser : quel type et quel effort **INTERNE** existe-t-il dans les composants ?
- Comment se traduit cet effort en terme de résistance mécanique et de déformation sur les solides ?

En mécanique des milieux continus (solide déformable) ou Résistance des Matériaux, il est possible de distinguer

4 types de sollicitations:

- Traction / Compression
- Cisaillement
- Flexion
- Torsion

Pour chacune de ces sollicitations, nous avons des formules* pour calculer les **contraintes et les déformations**.

La combinaison des sollicitations est possible simplement par superposition des contraintes et des déformations.

Il est essentiel de savoir simplifier une structure pour coller aux formules analytiques « pouvoir négliger »

Hypothèses:

- Principes d'équilibre de la statique
- Notions de petits déformations (intégrité de la structure)

Hypothèses matériaux:

- Homogénéité (mêmes caractéristiques en tout point)
- Isotropie (mêmes caractéristiques méca dans toutes les directions)
- Domaine élastique (réversibilité de la déformation)

« **Pouvoir négliger** est, en technique, une nécessité tout aussi impérieuse que savoir calculer. Mais savoir négliger est un art difficile et subtil qui exige à la fois une connaissance approfondie des phénomènes ainsi que des techniques, et un jugement sûr pour évaluer le degré d'approximation nécessaire, encore compatible avec les buts à atteindre.

L'ingénieur doit savoir que les modèles simples sont faux, mais que ceux qui ne le sont pas sont inutilisables. Entre un perfectionnisme fatal parce que trop coûteux et un empirisme dangereux par son caractère aléatoire, il doit trouver le juste compromis qui satisfait en même temps les exigences de qualité et les impératifs économiques.

Il y des choses que l'on peut calculer, il y en a d'autres qu'il faut estimer ou sentir. L'ingénieur doit être capable des deux démarches et, plus encore, il doit avoir le discernement nécessaire pour faire la distinction entre les deux.

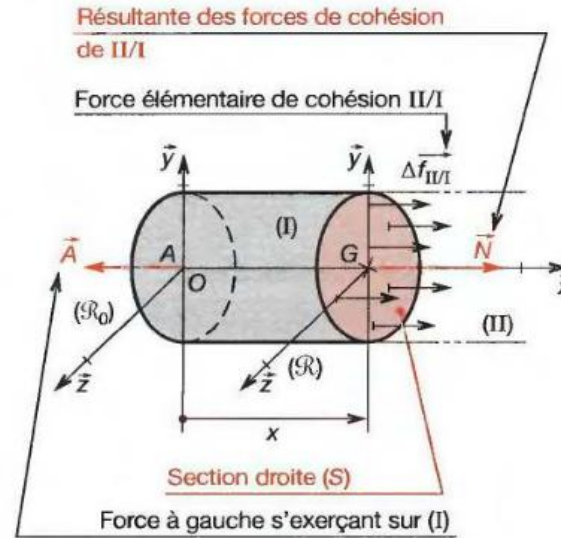
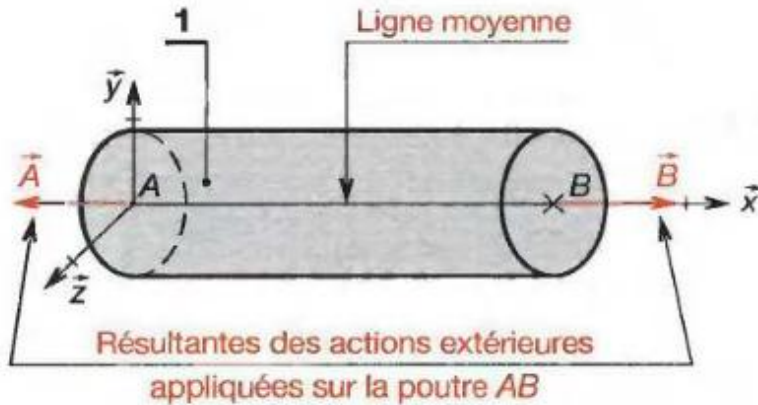
La réalité est toujours plus complexe que la théorie qui tente de la décrire. En effet, pour appréhender cette réalité, on est bien obligé de la simplifier et de la schématiser. Elle s'en venge quelquefois avec malice ou violence, rappelant l'ingénieur imprudent à sa condition d'homme.... Mais souvent aussi, elle se prête à ce jeu et accepte de donner à l'ingénieur la joie d'avoir participé à une création. »

<https://drgoulu.com/2008/05/28/lingenieur-est-un-type-qui-sait-ce-quil-peut-negliger/>

!.... bien que les logiciels de MEF peuvent rendre un bon ingénieur excellent, ils peuvent cependant rendre un mauvais ingénieur dangereux !

Commentaire de Cook & Ass. dans son livre " Concepts and Applications of Finite Element Analysis"

SOLIDE IDÉAL



⇒ Equilibre des efforts par une cohésion intérieure modélisés par une DENSITE SURFACIQUE DE FORCE = **Contrainte (N/m²)(Pa)**

Contrainte normale (traction / compression)

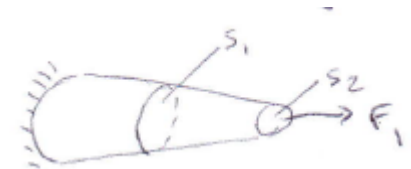
⇒ Le champ σ_{11} dans une section S_1 de normale n_1 assure la transmission de la force F_1 qui agit dans la direction x_1

⇒ Traction >0 / Compression <0

⇒ Champ uniforme

$$\Rightarrow \sigma_{11} = \frac{F_1}{S_1}$$

Attention au flambage si compression

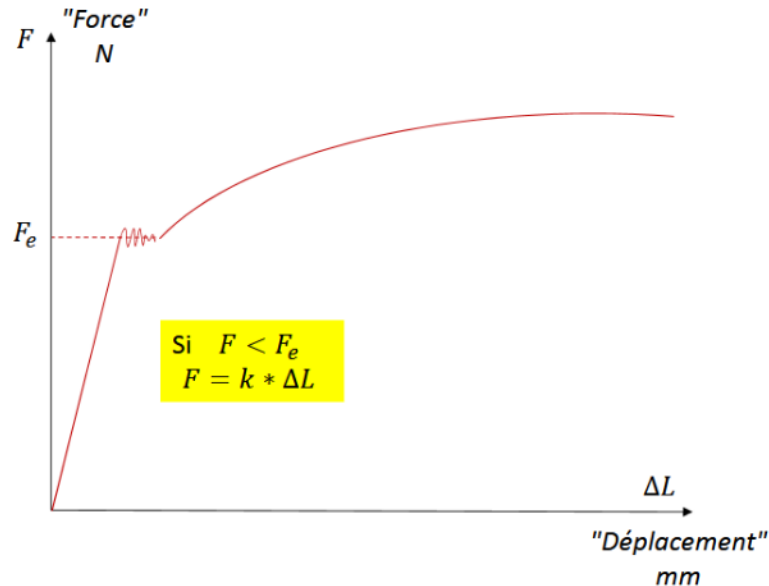
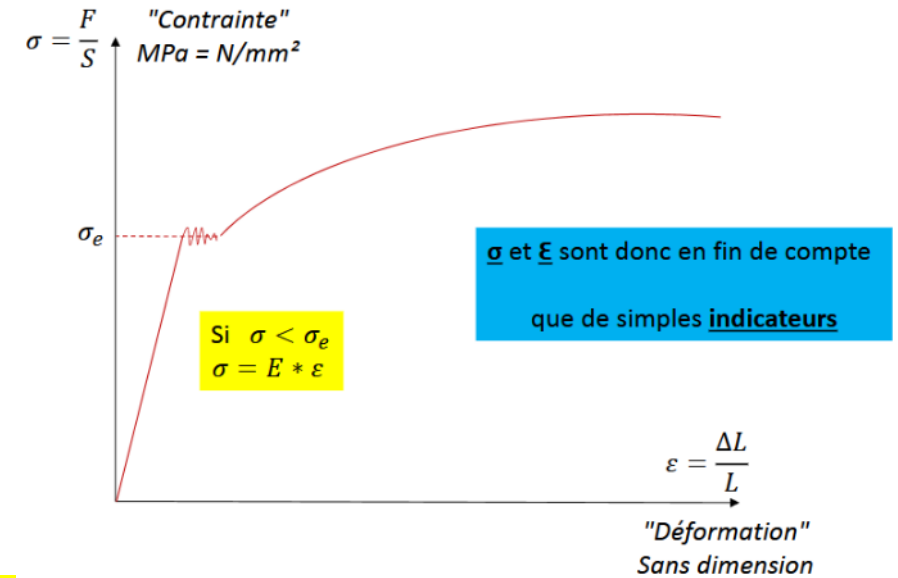
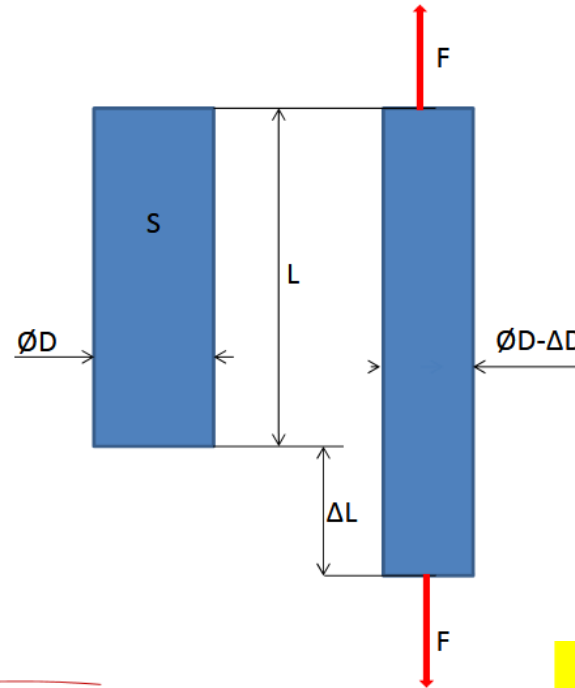


On définit σ_{ij}

avec i axe de l'effort et j pour la normale à la section

En cas de section variable il faut intégrer la section sur la longueur

ΔL	allongement de l'éprouvette
ΔD	variation de diamètre
$\varepsilon_l = \frac{\Delta L}{L}$	allongement longitudinal
$\varepsilon_t = \frac{\Delta D}{D}$	"allongement" transversal
$\nu = \frac{\varepsilon_t}{\varepsilon_l}$	coefficient de Poisson



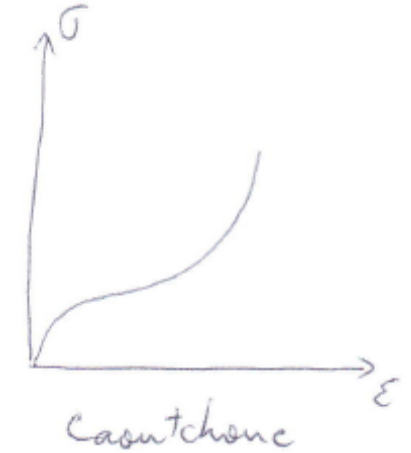
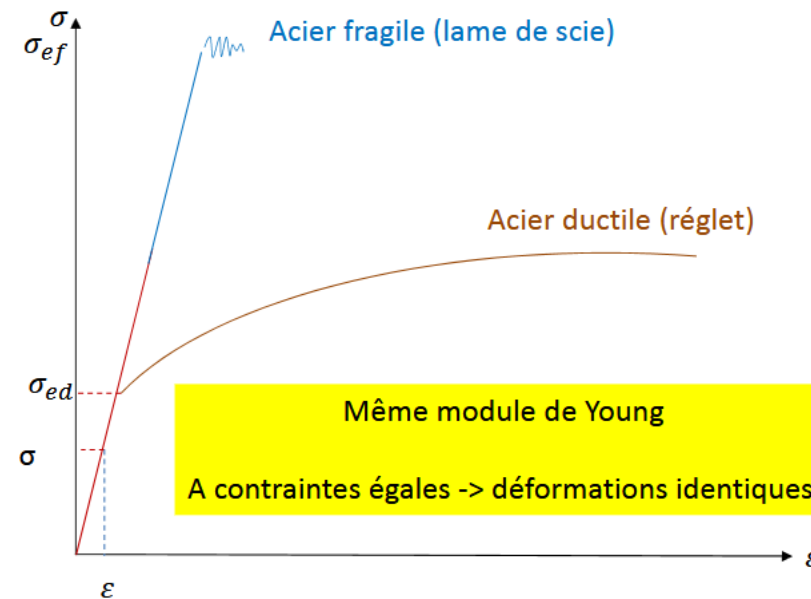
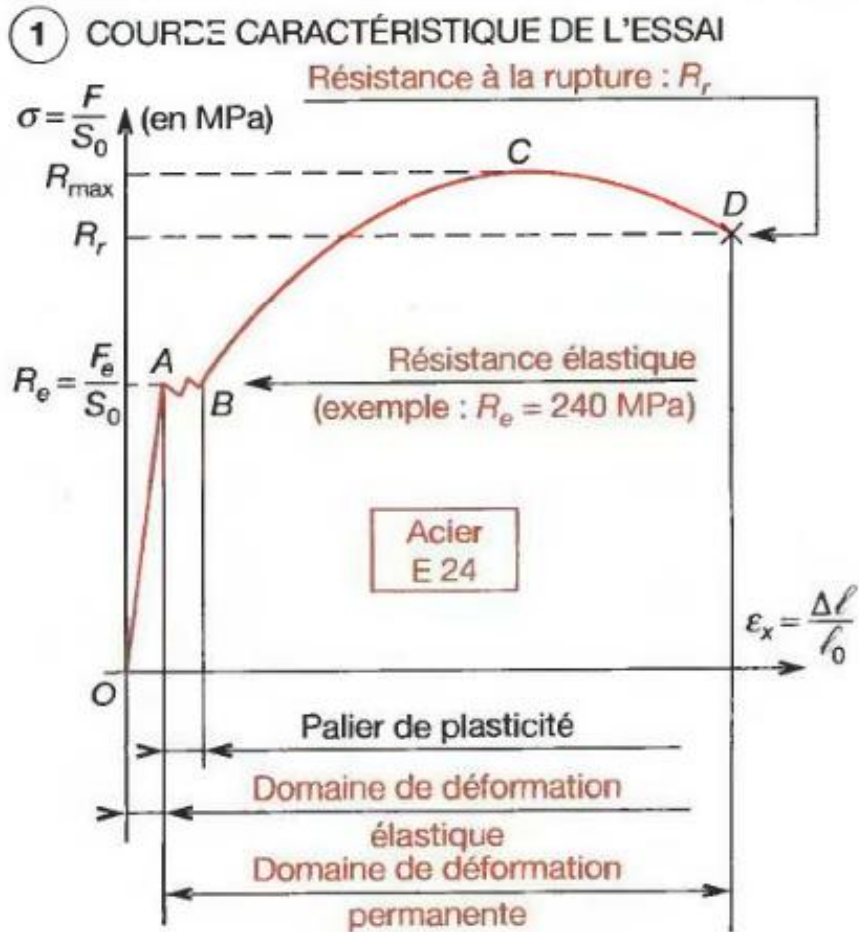
$$\sigma = \frac{F}{S} \quad \text{contrainte}$$

$$\sigma = E \varepsilon_l \quad \text{loi de Hooke}$$

La contrainte et la déformation ne sont que des indicateurs, liés par la **loi de Hooke**

Coefficient de Poisson et module de Young sont les paramètres primordiaux pour les matériaux linéaires élastiques

Attention Poisson < 0,5 (max=caoutchouc)



Critère de dimensionnement en résistance (contrainte) =
 À comparer au R_e (limite élastique) et R_m (limite à rupture)

48.43 VALEURS DES CARACTÉRISTIQUES MÉCANIQUES DES MÉTAUX ET PLASTIQUES*					
Dénomination et symbole	$R_{e \min}$ (MPa)	E (MPa)	Dénomination et symbole	$R_{\min}$ (MPa)	E (MPa)
Fonte à graphite lamellaire FGL 200	200	80 000	Acrylonitrile - butadiène - styrène (ABS)	17	700
Fonte à graphite sphéroïdal FGS 600. 3	370	170 000	Polyamide type 6-6 (PA 6/6)	49	1830
Acier non allié (E 24) S 235	215	210 000	Polycarbonate (PC)	56	2450
Acier allié (25 CD 4) 25Cr Mo 4	700	210 000	Polytétrafluoroéthylène (PTFE)	11	400
Bronze : Cu Sn 8P	390	100 000	Polystyrène (PS)	35	2800
Cupro-aluminium Cu Al 10 Ni S Fe 4	250	122 500	Polychlorure de vinyle (rigide) PVC U	35	2450
Duralumin AW-2017 (Al Cu 4 Mg Si)	240	72 500	Phénoplaste (bakélite) PF 21	25	7000
Alpax A S13	80	74 500	Époxyde (araldite)	28	2450

* Voir autres valeurs G.D. chapitre 56.

Qqs valeurs de référence de E (*à ne pas confondre avec R_e et R_m*)

- ⇒ E acier = 200000 Mpa env
- ⇒ E aluminium = 76000 Mpa env
- ⇒ E FR4 = 20000 Mpa env (// fibres)
- ⇒ E PEHD = 3000 Mpa env

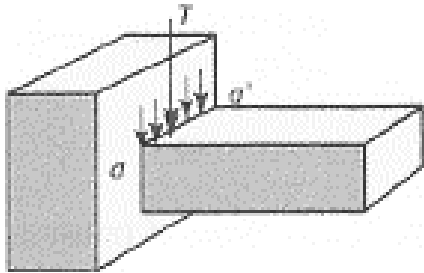
Concernant la compression, les valeurs de R_e et R_m peuvent être identiques mais ici ce qui importe c'est la plasticité et la fissuration ($>R_e$) et donc le R_m peut être supérieur

Attention aux unités !!
 R_e, R_m en Mpa
 Young en GPa

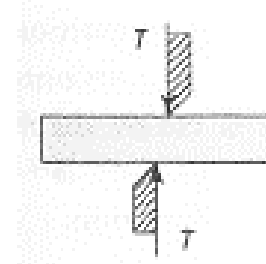
Tableau 1.2 Caractéristiques mécaniques des matériaux isotropes

	Masse volume ρ kg/dm ³	Module d'élasticité longitudinale E MPa N/mm ²	Module de d'élasticité transversale G MPa N/mm ²	Coefficient de Poisson ν	Coefficient d'allongement A %
Acier	7,8	$2,05 \times 10^5$	$0,79 \times 10^5$	0,29 ~ 0,3	1,8 ~ 10
Fonte acier	7,8	$1,15 \times 10^5$	$0,45 \times 10^5$	0,29 ~ 0,3	
Cuivre	8,8	$1,25 \times 10^5$	$0,48 \times 10^5$	0,34	10 ~ 16
Nickel	8,9	$2,20 \times 10^5$			
Bois		$0,1 \times 10^5 \sim 0,005 \times 10^5$	$0,006 \times 10^5$		
Verre – glace	2,4 - 2,7	$0,56 \times 10^5$	$0,22 \times 10^5$	0,25	
Béton 200 kg/m ³	1,8 - 2,45			0,20	
Marbre	2,6 - 2,7	$0,52 \times 10^5$		0,20	
Granit	2,6 - 3	$0,49 \times 10^5$			

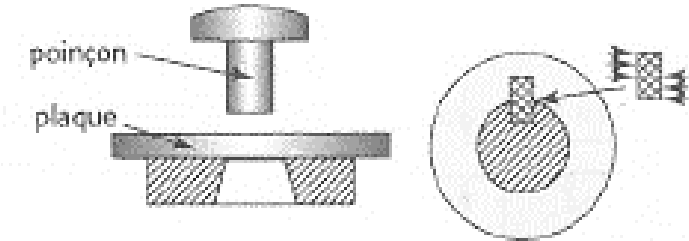
La formule est semblable à celle de la traction/compression.
Mais ici la direction de l'effort est **PARALLELE** à la section résistante



Effort tranchant sur une poutre



Trancheuse / poinçonneur

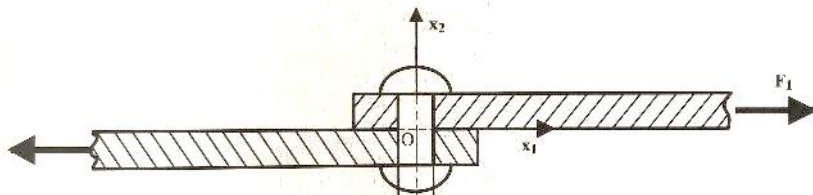


Clavette

Contrainte tangentielle (cisaillement simple)

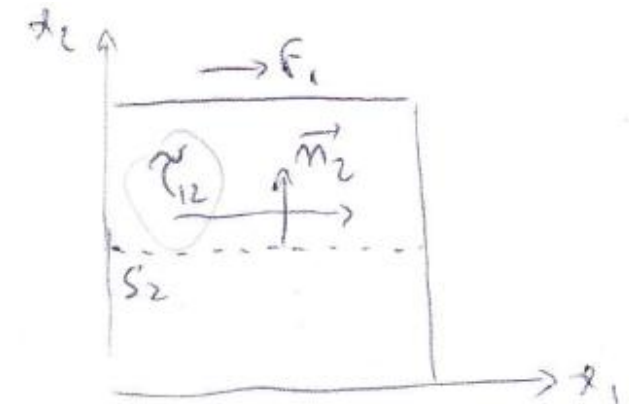
⇒ Le champ τ_{12} dans une section S_2 de normale $\vec{n}_2$ provient de l'effet de la force F_1 suivant la direction x_1 sur cette section

⇒ Symbole τ juste par aspect pratique mais identique en nature à σ



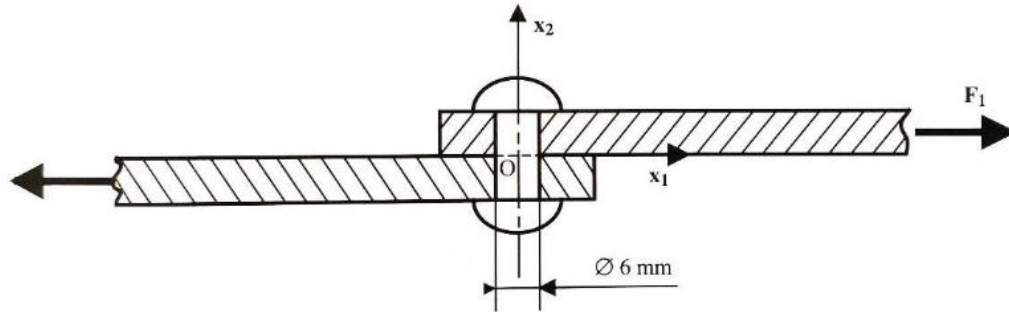
Cisaillement d'un rivet sur 2 tôles

$$\Rightarrow \tau_{12} = \frac{F_1}{S_2}$$



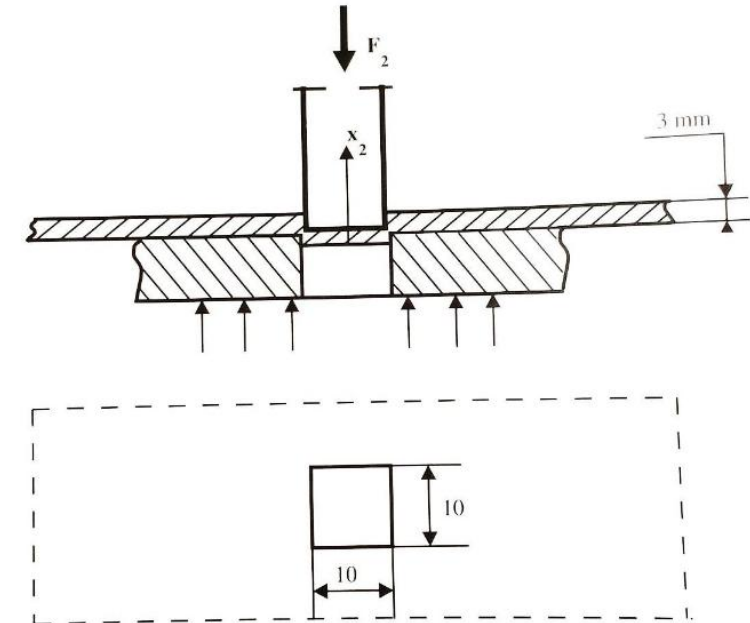
Exercice 5 : cisaillement

Le rivet de diamètre 6 mm de la figure ci-dessous qui assemble 2 tôles dans le plan desquelles s'exerce une force F_1 de 3 kN subit dans son plan médian une contrainte tangentielle τ_{12} . Calculer cette dernière.



Exercice 6 : cisaillement

Quelle masse maximale m peut-on accrocher à un mur à l'aide de 2 clous de diamètre 1 mm en acier dont la résistance au cisaillement est de 300 MPa ?

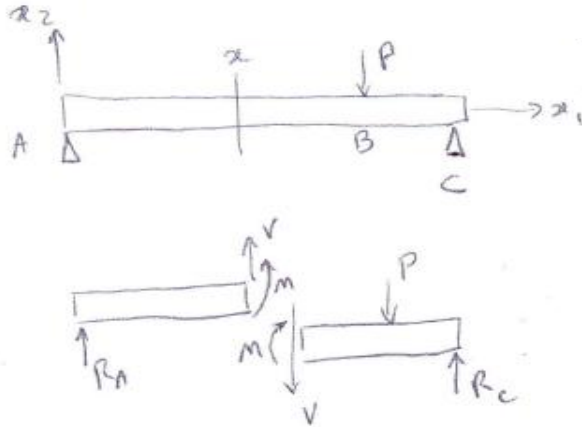


Exercice 8 : cisaillement

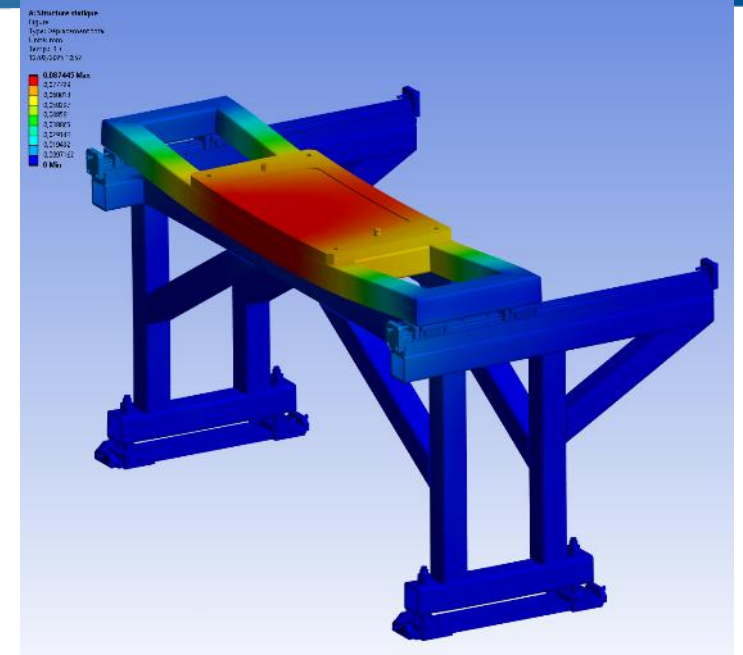
Comment faire un trou carré de 10mm de côté dans une plaque d'épaisseur 3 mm ? Par poinçonnement comme schématisé sur la figure ci-dessous. Calculer la force à appliquer sur le poinçon pour un alliage d'aluminium dont le cisaillement ultime est de 200MPa.

Diagramme des efforts tranchants et des moments fléchissants

Soit V l'effort tranchant et M le moment fléchissant.



Exemple chassis projet GRIT
Calcul des poutres supports horizontales

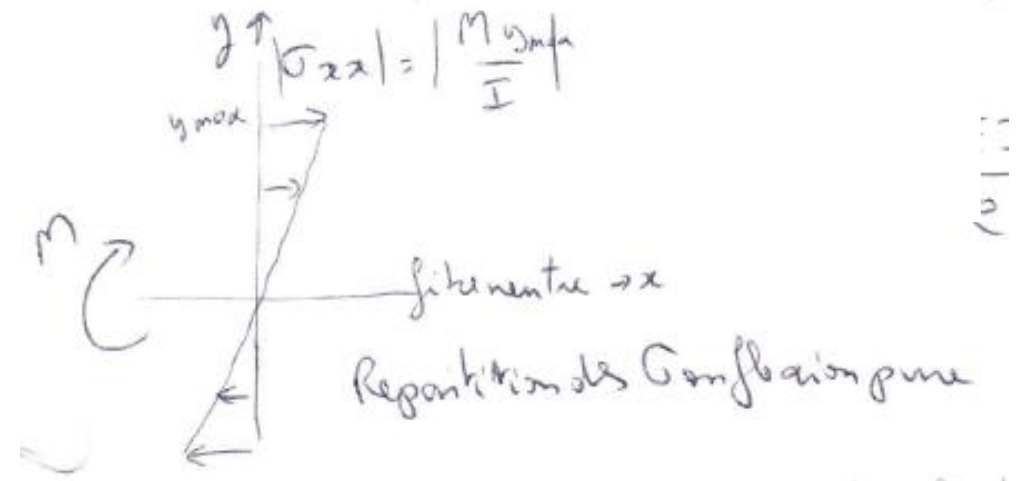


Contraintes dans les poutres en **flexion pure** (M cst et V=0)

⇒ Hypothèse de Bernoulli (valable que pout petites déformations et petits déplacements)

⇒ Définition du moment fléchissant et de la contrainte $\sigma_{xx} = \frac{M \cdot y}{I}$

⇒ Présentation des tableaux de poutres (on peut superposer les résultats)

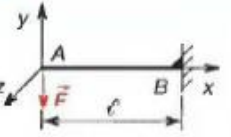
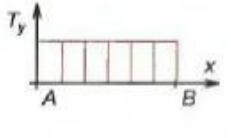
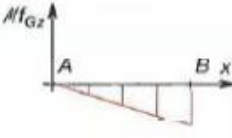
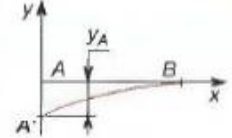
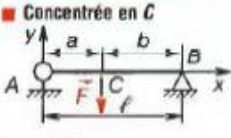
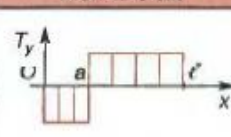
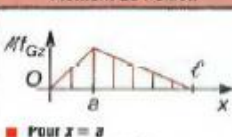
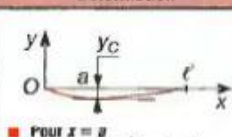
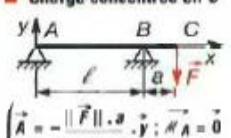
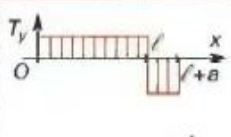
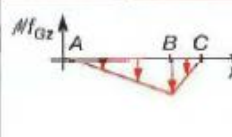
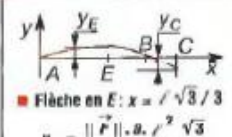


Champ de contrainte en flexion pure dans une poutre

D. SPENLÉ
R. GOURIHANT

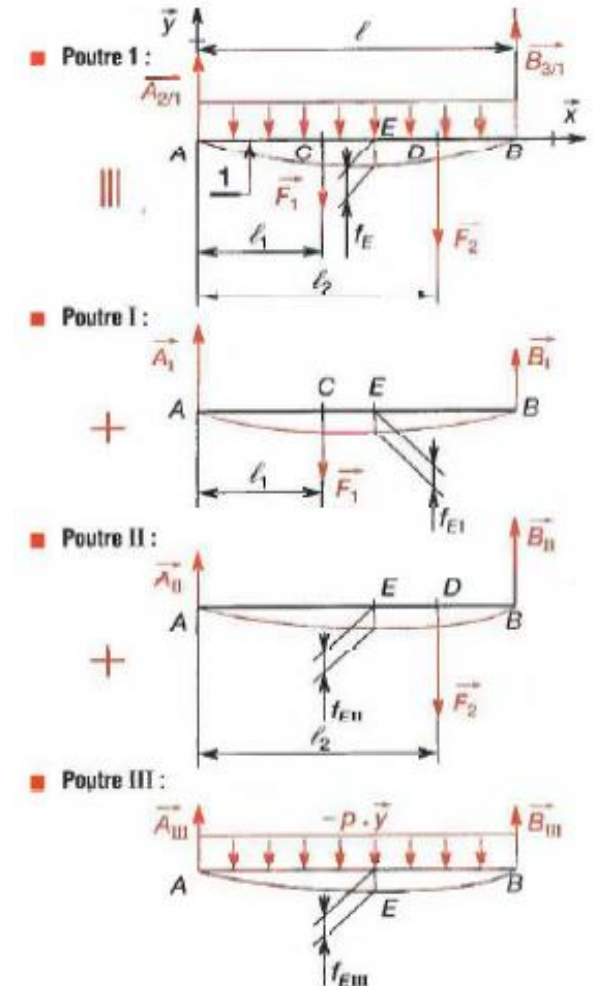
GUIDE DU CALCUL EN MÉCANIQUE

POUR MAÎTRISER
LA PERFORMANCE DES SYSTÈMES
INDUSTRIELS

53.1 POUTRES SUR UN APPUI			
Charges - Appuis	Effort tranchant	Moment de flexion	Déformation
■ Concentrée en A  $\vec{B} = -\vec{F} = \ \vec{F}\ \cdot \vec{y}$ (avec $F < 0$) $\vec{A} = \ \vec{F}\ \cdot \vec{z}$	 Avec $F < 0$ $T_y = + \ \vec{F}\$ constant entre A et B	 Avec $F < 0$ Moment de flexion en B: $M_{Gz} = - \ \vec{F}\ \cdot \ell$	 Flèche en A: $F < 0$ $y_A = - \frac{\ \vec{F}\ \cdot \ell^3}{3 E \cdot I_{Gz}}$
53.2 POUTRES SUR DEUX APPUIS AUX EXTREMITÉS			
Charges - Appuis	Effort tranchant	Moment de flexion	Déformation
■ Concentrée en C  $\vec{A} = \frac{\ \vec{F}\ \cdot b}{\ell} \cdot \vec{y}; \vec{A} = 0$ $\vec{B} = \frac{\ \vec{F}\ \cdot a}{\ell} \cdot \vec{y}; \vec{B} = 0$	 De A à C: $T_y = - \frac{\ \vec{F}\ \cdot b}{\ell}$ De C à B: $T_y = + \frac{\ \vec{F}\ \cdot a}{\ell}$	 Pour $x = a$ $M_{Gz} = \frac{\ \vec{F}\ \cdot a \cdot b}{\ell}$ Si $a = \ell/2$ $M_{Gz} = \frac{\ \vec{F}\ \cdot \ell}{4}$	 Pour $x = a$ $y_C = - \frac{\ \vec{F}\ \cdot a^2 \cdot b^2}{3 E \cdot I_{Gz} \cdot \ell}$ Si $a = \ell/2$ $y_C = - \frac{\ \vec{F}\ \cdot \ell^3}{48 E \cdot I_{Gz}}$
53.4 POUTRES SUR DEUX APPUIS AVEC PORTE-À-FAUX UNILATÉRAL			
Charges - Appuis	Effort tranchant	Moment de flexion	Déformation
■ Charge concentrée en C  $\vec{A} = - \frac{\ \vec{F}\ \cdot a}{\ell} \cdot \vec{y}; \vec{A} = 0$ $\vec{B} = \frac{\ \vec{F}\ \cdot (l+a)}{\ell} \cdot \vec{y}; \vec{B} = 0$	 Entre A et B: $T_y = \frac{\ \vec{F}\ \cdot a}{\ell}$ Entre B et C: $T_y = - \ \vec{F}\$	 M_{Gz} en B: $M_{Gz} = - \ \vec{F}\ \cdot a$	 Flèche en E: $x = \ell \sqrt{3} / 3$ $y_E = \frac{\ \vec{F}\ \cdot a \cdot \ell^2 \sqrt{3}}{27 E \cdot I_{Gz}}$ en C: $y_C = - \frac{\ \vec{F}\ \cdot a^2 (a + \ell)}{3 E \cdot I_{Gz}}$

Principe de superposition

DÉCOMPOSITION D'UN SYSTÈME



Exercice 3 : Poutre en T (d'après exercice n°18)

Utiliser le programme RDM flexion.

Indiquer que le problème à 4 nœuds et rentrer leurs coordonnées (0/0.5/1.25/1.75)m.

Créer un matériau tel que ci-joint.

Créer une poutre en I (hauteur 60/longueur 50/épaisseurs 10)

Liaisons 2 appuis simples

Forces nodales $F_Y = -2\text{kN}$ aux deux extrémités.

Chercher dans « résultats » :

Déformée

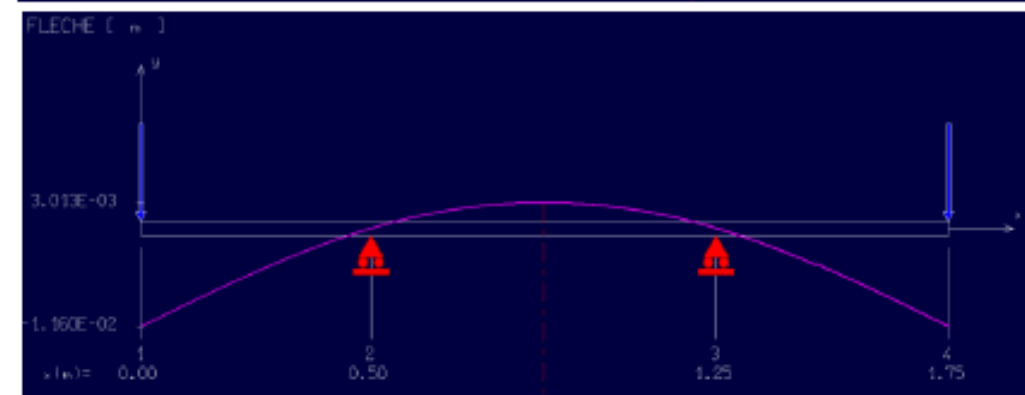
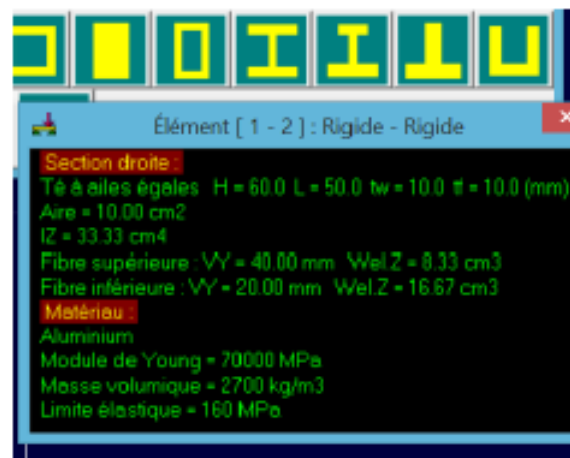
Contraintes :

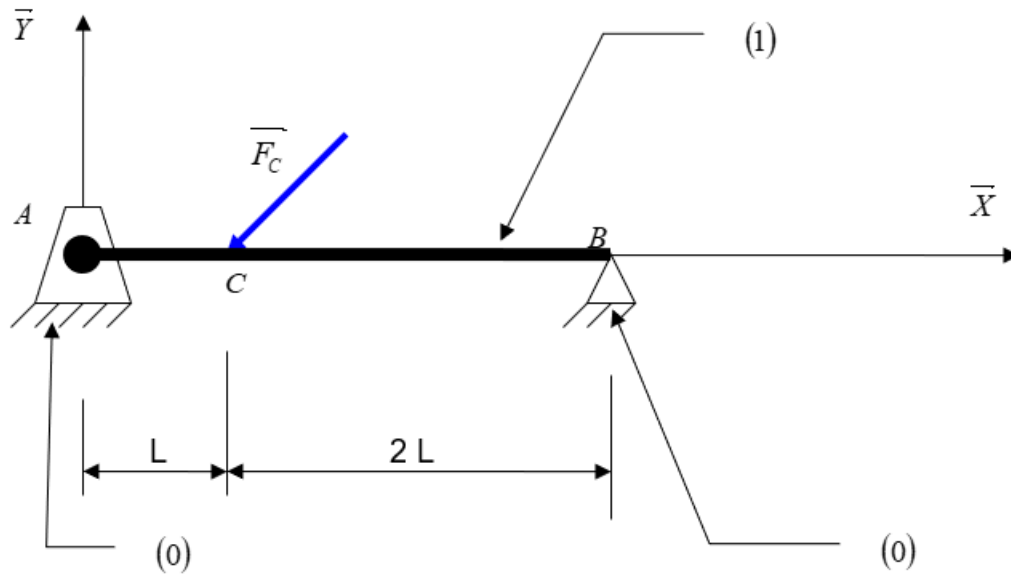
120 MPa en fibre supérieure

-60MPa en fibre inférieure



Nom du matériau	Aluminium
Module de Young [MPa]	70000
Masse volumique [kg/m ³]	2700
Limite élastique [MPa]	160





Des 4 sollicitations citées,
lesquelles sont applicables sur
cette poutre dans cet exemple ?

Comment faites vous le calcul ?

Cas des sections circulaires

⇒ hypothèse: sections restent droites et Diamètres restent circulaires // les sections tournent parallèle les unes par rapport aux autres

⇒ Hypothèse : Epaisseur petite $\ll$ rayon du cylindre $\Rightarrow$ contrainte uniforme dans l'épaisseur

⇒ **Définition de la contrainte** $\tau_{\theta x} = \frac{T.r}{J}$

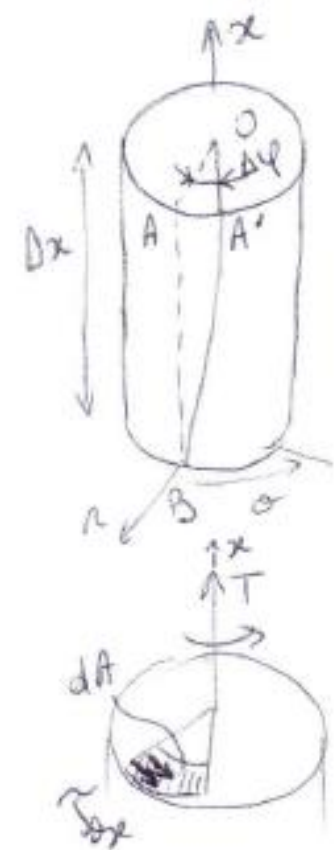
r: rayon position de contrainte

T: moment de torsion

J: second moment polaire

Cas des profilés

⇒ Toujours utiliser des profilés creux fermés pour une meilleur résistance en torsion



Thermoélasticité (état de contraintes uniformes)

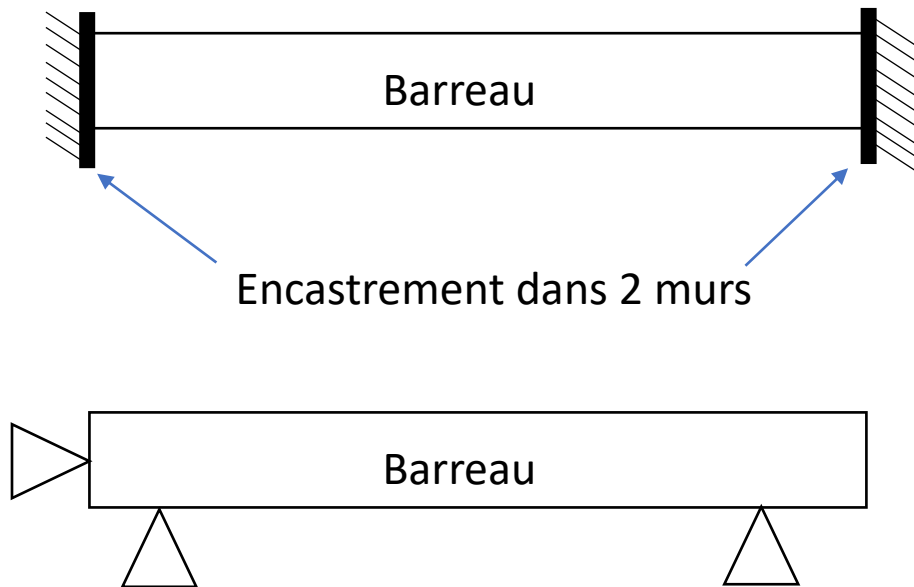
⇒ Soit α le coefficient de dilatation, isotrope, et agit sur la déformation normale à la section

⇒ en $m/(^{\circ}.m)$ tel que **$\epsilon = dL/L = \alpha.dT$**

⇒ Qqs références : Aluminium ($22 \mu m/m/^{\circ}K$), Acier ($12 \mu m/m/^{\circ}K$)

Qui a la plus forte contrainte ? Le barreau entre 2 murs ou libre ?

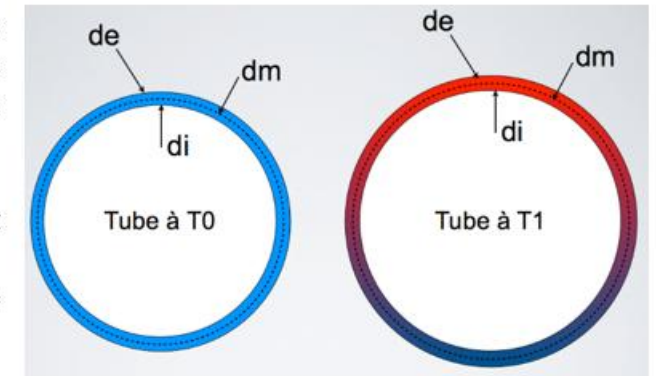
Attention à la dilatation différentielle et effet bilame



Soit un tube de diamètre moyen D_i à une température initiale T_0 . Son matériau est du cuivre de coefficient de dilatation α . Sa température en service est portée à T_1 .

Calculer le nouveau diamètre en service en utilisant les valeurs numériques ci-dessous.

$D_i = 200 \text{ mm}$; $\alpha = 16.10^{-6} \text{ m/m.}^{\circ}\text{C}$; $T_0 = 20^{\circ}\text{C}$; $T_1 = 400^{\circ}\text{C}$.



Que pouvez-vous dire du niveau de contrainte dans le tube ?

Tableau 4 – Aciers résistants au fluage. Ordre de grandeur des caractéristiques de résistance au fluage

Type d'acier	Température (°C)	Charge unitaire (en N/mm ²)		
		1 % d'allongement (en 10 ⁵ h)	Rupture	
			(en 10 ⁴ h)	(en 10 ⁵ h)
Aciers non alliés	380	118 à 153	229 à 291	165 à 227
	480	30 à 38	75 à 96	41 à 55
Acier au Mo (1)	450	167	298	239
	530	36	102	53
Aciers au Mn-Mo-V (1)	425	314	421	343
	525	54	132	69
Aciers au Cr-Mo	450	166 à 191	306 à 370	221 à 285
	570	24 à 35	76 à 85	33 à 51
Aciers à 12 % de Cr	500	120 à 250	250 à 392	165 à 290
	600	44 à 45	55 à 160	59 à 60
	650 (1)		69	26
Aciers inoxydables ferritiques	500	60 (1)	140 à 660	120 à 500
	600	20 à 100	45 à 265	30 à 195
	700		13 à 75	
Aciers inoxydables et réfractaires austénitiques	550	60 à 157	160 à 270	90 à 205
	600	35 à 90	120 à 182	65 à 122
	650	22 à 49 (2)	70 à 115	35 à 73
	700	12 à 31 (2)	36 à 70	16 à 47
	800	9 à 13 (3)	18 à 30 (2)	7,5 à 20 (2)

(1) Une seule nuance.
(2) Pour certains d'entre eux.
(3) À titre indicatif et pour certains d'entre eux.

Variation du module de Young

⇒ Vérifier l'effet de la température sur E et en tenir compte (souvent > 100°C, E diminue)

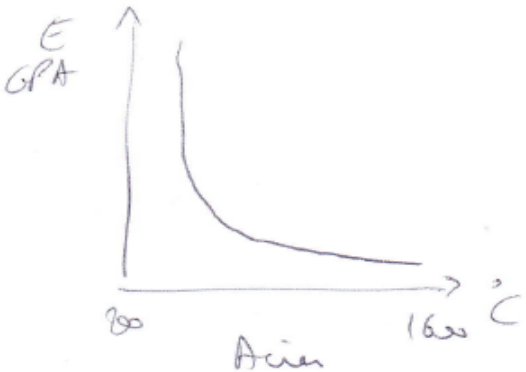


Tableau 5 – Conditions limites d'emploi d'un acier devant résister au fluage

Catégorie	Température (en °C)	Atmosphère
Aciers non alliés	< 500	non agressive
Aciers faiblement alliés	< 600	non agressive
Aciers au chrome	< 800	agressive
Aciers ferritiques	< 1100	très agressive
Aciers austénitiques	< 900	agressive



ALLIAGE BASE NICKEL **PYRAD53NW** NiCr19Fe19Nb5Mo3

DÉSIGNATIONS

Normes européennes :

- Symbolique : NiCr19Fe19Nb5Mo3
- Numérique : 2.4668

AECMA :

- Désignation : NI-PH2601, NI-P100HT
- Symbolique : NI-Cr19Fe19Nb5Mo3

AIR : NC 19 FeNb

WL : 2.4668

UNS : N07718

AMS : 5662 - 5663

COMPOSITION

Carbone	0,04
Fer.....	18,50
Chrome.....	18,00
Niobium.....	5,20
Molybdène.....	3,00
Titane.....	0,90
Aluminium.....	0,50
Nickel.....	Base

CARACTÉRISTIQUES MÉCANIQUES

Sur métal livré prêt à l'emploi :

- Traction à température ambiante :
 - Résistance : 1360 N/mm²
 - Limite d'élasticité à 0,2 % : 1120 N/mm²
 - Allongement sur 5d : 18 %
- Traction à 600 °C :
 - Résistance : 1150 N/mm²
 - Limite d'élasticité à 0,2 % : 1000 N/mm²
 - Allongement sur 5d : 19 %
- Traction à 700 °C :
 - Résistance : 1010 N/mm²
 - Limite d'élasticité à 0,2 % : 900 N/mm²
 - Allongement sur 5d : 23 %

APPLICATIONS

- Aéronautique : disques de compresseurs.
- Machines marines et terrestres.
- Boulonnerie ou pièces diverses devant à la fois présenter une limite élastique particulièrement élevée et être inoxydable ou amagnétique.

PROPRIÉTÉS D'EMPLOI

Superalliage base Nickel à durcissement structural présentant :

- Grande tenue à l'oxydation à chaud.
- Excellentes caractéristiques mécaniques jusqu'à

⇒ Pièces de révolution : Définition des contraintes **radiales**, **circonférentielles**, et **axiales** dans le cylindre (1) et sur le fond plat (2)

⇒ Hypothèse : Epaisseur petite $\ll$ rayon du cylindre $\Rightarrow$ contrainte uniforme dans l'épaisseur

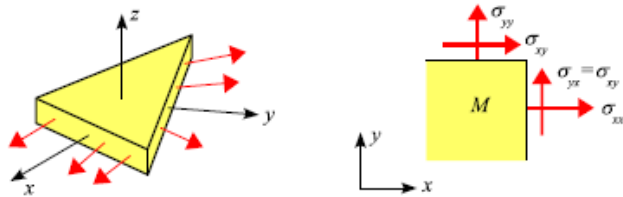
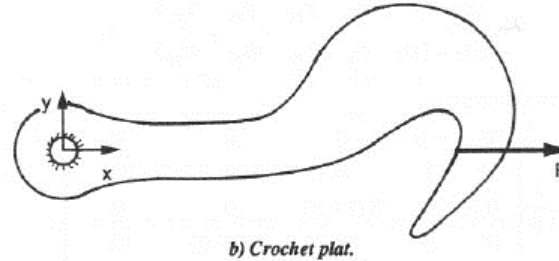


Figure 1 – Plaque sollicitée dans son plan



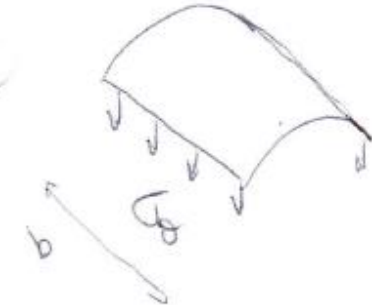
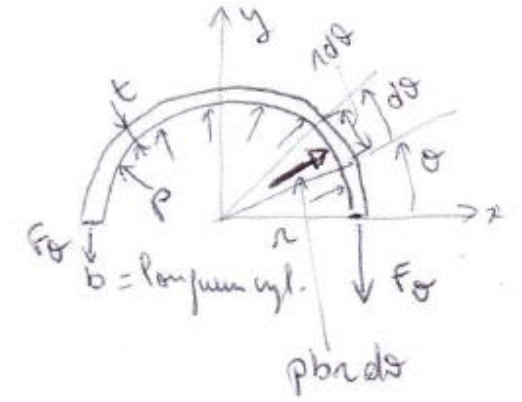
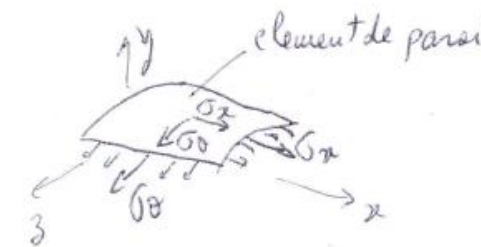
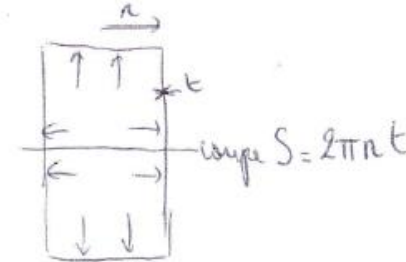
Cylindre ouvert $\Rightarrow$ Contrainte circonférentielle

$$\Rightarrow \sigma_{\theta} = \frac{p.r}{t} \text{ (Contrainte circonférentielle de type membrane)}$$

Cylindre fermé $\Rightarrow$ contrainte circonférentielle et longitudinale

$$\Rightarrow \sigma_{\theta} = \frac{p.r}{t} \text{ (Contrainte circonférentielle de type membrane)}$$

$$\Rightarrow \sigma_x = \frac{p.r}{2t} \text{ (Contrainte circonférentielle de type membrane)}$$



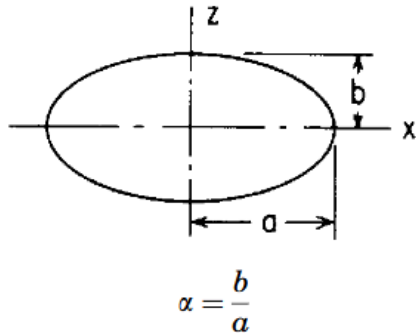
Définition des contraintes dans paroi cylindre

Définition des contraintes dans fond plat

TABLE 11.2 Formulas for flat circular plates of constant thickness

NOTATION: W = total applied load (force); w = unit line load (force per unit of circumferential length); q = load per unit area; M_o = unit applied line moment loading (force-length per unit of circumferential length); θ_o = externally applied change in radial slope (radians); y_o = externally applied radial step in the vertical deflection (length); y = vertical deflection of plate (length); θ = radial slope of plate; M_r = unit radial bending moment; M_t = unit tangential bending moment; Q = unit shear force (force per unit of circumferential length); E = modulus of elasticity (force per unit area); ν = Poisson's ratio; γ = temperature coefficient of expansion (unit strain per degree); a = outer radius; b = inner radius for annular plate; t = plate thickness; r = radial location of quantity being evaluated; r_o = radial location of unit line loading or start of a distributed load. F_1 to F_9 and G_1 to G_{19} are the several functions of the radial location r . C_1 to C_9 are plate constants dependent upon the ratio a/b . L_1 to L_{19} are loading constants dependent upon the ratio a/r_o . When used as subscripts, r and t refer to radial and tangential directions, respectively. When used as subscripts, a ,

32. Elliptical plate, uniformly distributed load q over entire surface



32a. Simply supported

At the center:

$$\sigma_{\max} = \sigma_z = -[2.816 + 1.581\nu - (1.691 + 1.206\nu)\alpha] \frac{qb^2}{t^2}$$

$$y_{\max} = -[2.649 + 0.15\nu - (1.711 + 0.75\nu)\alpha] \frac{qb^4(1 - \nu^2)}{Et^3}$$

[Approximate formulas for $0.2 < \alpha < 1.0$ (see numerical data in Refs. 21 and 56)]

32b. Fixed

At the edge of span b : $\sigma_{\max} = \sigma_z = \frac{6qb^2}{t^2(3 + 2\alpha^2 + 3\alpha^4)}$

At the edge of span a : $\sigma_x = \frac{6qb^2\alpha^2}{t^2(3 + 2\alpha^2 + 3\alpha^4)}$

At the center:

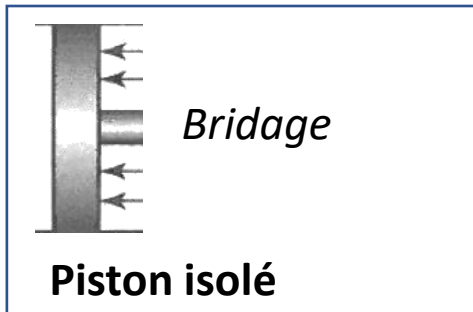
$$\sigma_z = \frac{-3qb^2(1 + \nu\alpha^2)}{t^2(3 + 2\alpha^2 + 3\alpha^4)}, \quad \sigma_x = \frac{-3qb^2(\alpha^2 + \nu)}{t^2(3 + 2\alpha^2 + 3\alpha^4)}, \quad y_{\max} = \frac{-3qb^4(1 - \nu^2)}{2Et^3(3 + 2\alpha^2 + 3\alpha^4)}$$

- Comprendre que la sollicitation en traction définit les paramètres et formules essentiels de l'élasticité linéaire. La formule de base et la loi de hooke sont essentielles
- Savoir distinguer le sens de l'effort et la direction de la section qui résiste à l'effort pour différencier les contraintes normales, des contraintes tangentielles
- Comprendre que la flexion pure est un champ de contraintes normales, nulle dans la fibre neutre et maxi sur les peaux sup et inf. Des tableaux de formules permettent la résolution des contraintes et déformations
- Savoir que la torsion génère des contraintes tangentielles
- Comprendre que la thermoélasticité est dangereuse en cas de bridage de pièce et de dilatation différentielle entre matériaux
- Faire attention à l'effet de la température sur les caractéristiques matériaux
- Savoir appliquer la théorie des plaques minces pour le calcul des enceintes sous pression par exemple

Définition des sollicitations pour savoir comment traiter les calculs

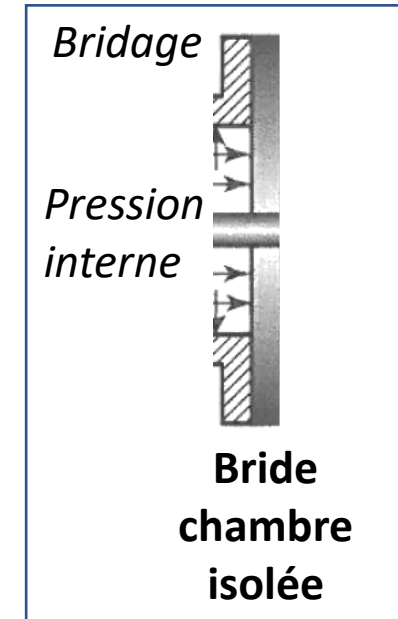
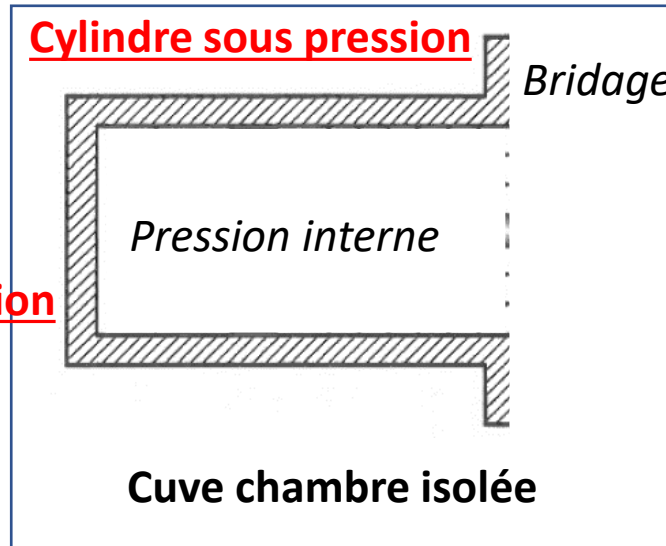


Traction



Flexion plaque

Fond
plat
sous
pression



Flexion plaque sous pression

Le flambage est une INSTABILITE. Rien à voir avec l'élasticité linéaire vu précédemment.

Les pièces élancées ou les pièces à voile mince sont soumises aux charges comprimées. Quand les charges deviennent importantes, **les pièces comprimées perdent l'équilibre**, se déformant entièrement ou partiellement par flambement, déversement, voilement, ou cloquage.

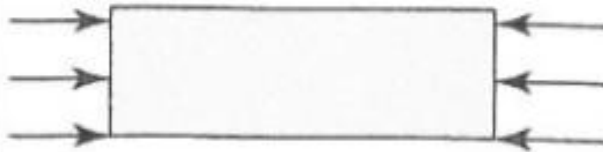
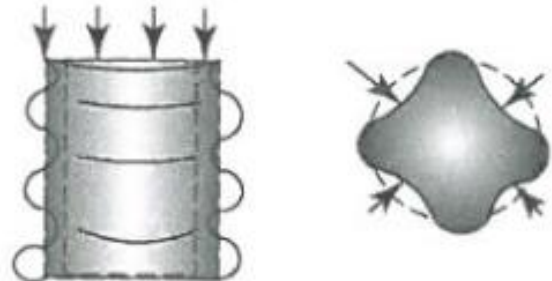
Cette limite de charge se traduit par une contrainte critique σ_c ou une charge critique F_c .

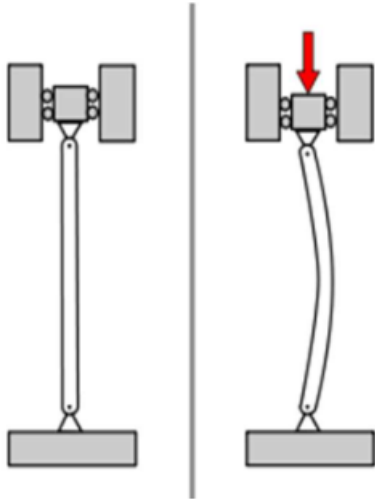
Pour une charge de service donnée, la structure peut être résistante en élasticité linéaire mais déjà détruite sous l'effet de flambage si la charge de service > charge critique de flambage

Les deux méthodes doivent être appliqués pour dimensionner toutes structures en compression



N°	Types de déformation	Condition de résistance et charge critique		Figures (exemples)
1	Flambement des pièces élancées (comprimé simple)	$F_c = \frac{\pi^2 EI}{(\mu L)^2} = \eta \frac{EI}{L^2}$ $F \leq F_c$		
2	Flambement des pièces élancées (comprimé et fléchi)	Moment de flexion $M_f \leq M_{\max}$		
3	Déversement latéral des poutres (flambement + torsion)	$F_c = \frac{c_1}{L} \sqrt{EI_y GJ}$ $F \leq F_c$	$\sigma = \frac{M_{\max}}{\phi W_x} \leq [\sigma]$	

4	Voilement d'une plaque rectangulaire	Plaque rectangulaire $\sigma_c = k \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{e}{b} \right)^2$	
5	Cloquage des voiles minces	$\sigma_c > \sigma_e > \sigma$	



Flexion sous
un effort de compression

$$F_c = \frac{\pi^2 E I}{l_k^2}$$

Avec

E le module de Young du matériau

I le moment quadratique de la poutre

l_k la longueur de flambement de la poutre

Pour une poutre de longueur L alors :

Si la poutre est rotulée aux deux bouts

$$l_k = 1 \times L$$

Si la poutre est encastree-encastree mobile (selon l'axe verticale)

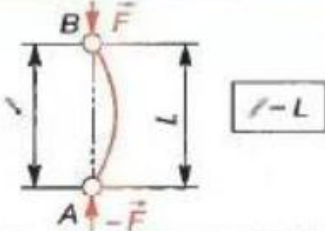
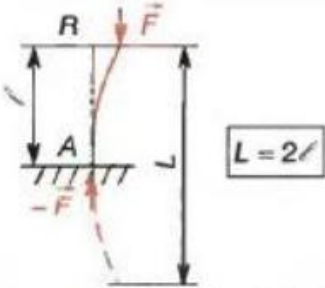
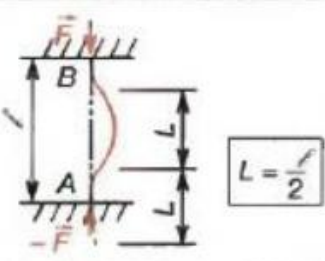
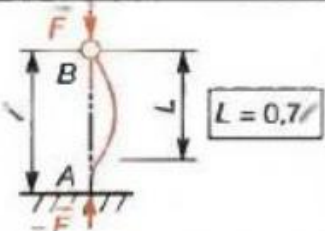
$$l_k = 0,5 \times L$$

Si la poutre est encastree-rotulee

$$l_k = 0,75 \times L$$

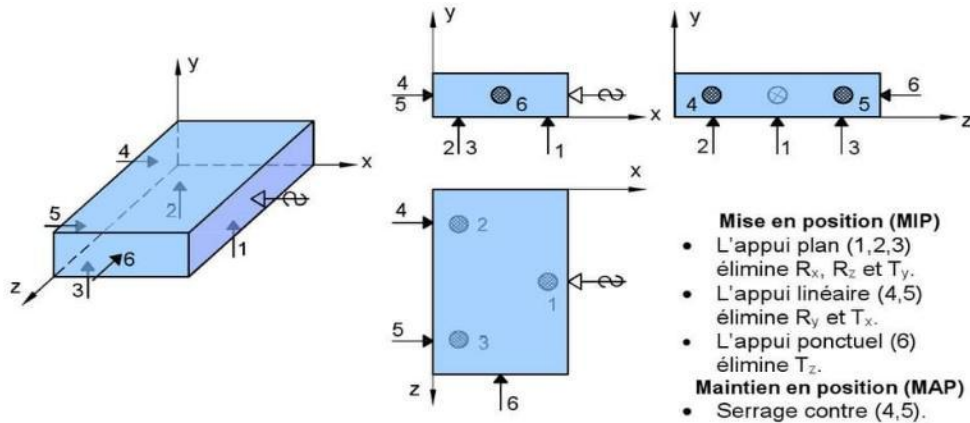
Si la poutre est encastree-libre

$$l_k = 2 \times L$$

LONGUEURS LIBRES DE FLAMBAGE	
Types de liaisons	Valeurs de L
① En A et B : liaisons pivots.	
② En A : liaison encastrement. En B : extrémité libre.	
③ En A et B : liaisons encastrement.	
④ En A : liaison encastrement. En B : liaison pivot.	

Isostatisme:

Si les équations de la statique suffisent pour trouver toutes les inconnues statiques alors il y a isostatisme

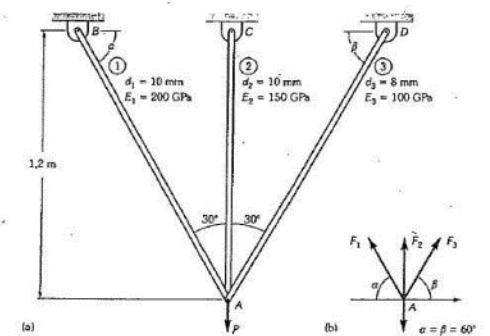
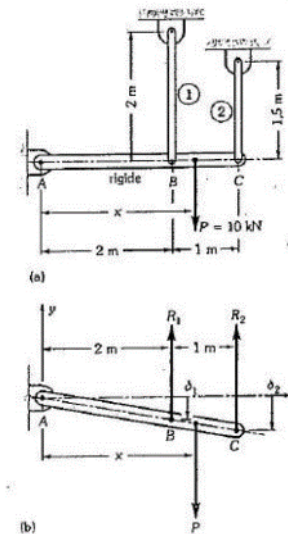
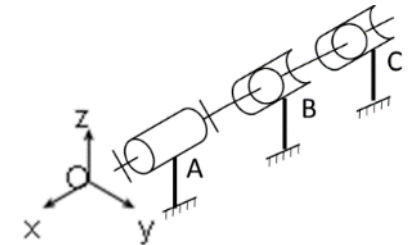


Sachez reconnaître les problèmes hyperstatiques et évaluer la difficulté de résolution pour éviter de vous engager. L'hyperstatisme est parfois nécessaire mais doit être réduit autant que possible dès la conception.

Cas hyperstatiques :

En hyperstatisme (exemple arbre sur 3 paliers), il y a plus d'inconnues de liaisons que d'équations d'équilibre. Il n'est donc pas facile de résoudre le problème analytique. Plusieurs solutions:

- Ajout de relation géométrique pour rajouter des équations par les torseurs cinématiques
- Résolution par méthode de Saint Venant
- Utilisation d'un logiciel éléments finis



Exemples RDM6 vus plus tard

Calcul de vis en acier selon Eurocode 3 et E 25-030

Ref: calcul des structures métalliques selon l'Eurocode 3- Jean Morel édition Eyrolles - cinquième tirage 2002

Ref: techniques de l'ingénieur BD section 5560 et E 25-030

Données à entrer

Description de la vis :

Qualité	(par exemple 8_8)	12_9
Coefficient qualité cisaillement	Cq	0,5
Type		CHc
Coefficient partiel de sécurité traction	γ_{mbt}	1,50
Coefficient partiel de sécurité cisaillement	γ_{mbc}	1,25
Résistance limite à la rupture	Rm	1200 MPa
Limite élastique	Rp0,2	1080 MPa
Module d'Young de la vis	E vis	200 000 N/mm ²
Diamètre	d	6 mm
Pas	pas	1 mm
Diamètre tête	Dt	10,00 mm
Coefficient de frottement	f	0,15

Dia sur flanc	$df = d - 0,6495 * pas$	5,35 mm
Dia du noyau	$dn = d - 1,2268 * pas$	4,77 mm
Dia équivalent	$deq = d - 0,9382 * pas$	5,06 mm
Section résistante	$As = \pi * (deq^2) / 4$	20 mm ²
Section de la partie non filetée	$Snf = \pi * (d^2) / 4$	28 mm ²
Inertie rapportée	$I0/v = \pi * (deq^3) / 16$	25 mm ³

Forces

Force de traction	T	13 000 N
Force de cisaillement	V	850 N

Calcul des couples:

Couple utile	$Cu = 0,16 * T * Pas$	2,08 Nm
--------------	-----------------------	---------

Calcul de vis eurocode_3_et_E-25-030 .xls

(Copyright institut Neel)

Calcul des couples:

Couple utile	$Cu = 0,16 * T * Pas$	2,08 Nm
Couple frottement vis :	$CFv = 0,583 * T * df * f$	6,08 Nm
Couple frottement sous tête	$Cfst = T * f * (dt + d) / 2$	7,80 Nm

Couple de serrage à appliquer

$$Cs = Cu + CFv + Cfst \quad 16,0 \text{ Nm}$$

Couple sur la vis

$$Cv = Cs + CFv \quad 8,2 \text{ Nm}$$

Calcul des contraintes :

Contrainte de traction	$\sigma = F / As$	646 MPa
Contrainte de torsion	$\tau o = Cv / (I0/v)$	321 MPa
Contrainte de cisaillement	$\tau c = V / Snf$	30 MPa

Calcul des résistances selon eurocode 3 :

Résistance à la traction	$F_T = 0,9 * Rm * (Sv / \gamma_{mbt})$	14489 N
Résistance au cisaillement	$Fv = Cq * Rm * (Snf / \gamma_{mbc})$	13572 N

Serrage (traction + torsion) -> règle E 25-030

Contrainte éq. Maximale dans une vis =	$(\sigma^2 + 3 * \tau o^2)^{0,5}$	852 MPa
Contrainte éq. maximale admissible =	$0,85 * Rp0,2$	918 MPa

OK

Service (traction + cisaillement) -> règle Eurocode 3

Critère de validation	$V / Fv + T / (1,4 * F_T) < 1$	0,70
-----------------------	--------------------------------	------

OK

TABLEAU DES CARACTERISTIQUES MECANIQUES						
		Classe 8 . 8	Classe 10 . 9	Classe 12 . 9	INOX A2 ou A4 70	INOX A4 80
Dureté HRC minimum		22	32	39		
Dureté HRC maximum		32	39	44		
	Diamètre	daN mm ² de section				
Charge d'épreuve	<16mm	58	83	97		
	>16 mm	60				
Limite élastique minimum	<16mm	64	94	110	< 22MM 50 ≥22MM 25	60
	>16 mm	66				
Charge minimum de rupture	<16mm	80	104	122		
	>16 mm	83				

FASTENAL®

Torque Values for A2-70 or A4-70 Metric Stainless Steel Fasteners

Caution: Stainless steel fasteners tend to gall, especially with long run downs, prevailing torque fasteners, impact drivers, and lack of lubrication. It is highly encouraged to use a lubricant such as graphite-based anti-seize or molybdenum disulfide based anti-seize or other commercially available anti-galling compounds and assemble with a slow and continuously applied torque to avoid galling.

Nominal Dia. (mm)	Pitch	Min Tensile Strength		Min Yield		Lubricated Clamp Load	Lubricated Clamp Load	Tightening Torque				Dry Clamp Load	Dry Clamp Load
								Lubricated K=0.16		Dry K = 0.35			
		(N)	(lbs)	(N)	(lbs)	(N)	(lbs)	(Nm)	US Units	(Nm)	US Units	(N)	(lbs)
3	0.5	3522	792	2264	509	1698	382	0.81	7.2 in-lb	0.95	8.4 in-lb	906	204
4	0.7	6145	1381	3950	888	2963	666	1.90	16.8	2.21	19.6	1580	355
5	0.8	9928	2232	6382	1435	4787	1076	3.83	33.9	4.47	39.5	2553	574
6	1	14086	3167	9056	2036	6792	1527	6.52	57.7	7.61	67.3	3622	814
8	1.25	25626	5761	16474	3703	12355	2777	15.8	140.0	18.5	163.3	6590	1481
10	1.5	40593	9125	26095	5866	19571	4400	31.3	23.1 ft-lb	36.5	27.0 ft-lbs	10438	2346
12	1.75	58987	13260	37920	8524	28440	6393	54.6	40.3	63.7	47.0	15168	3410
14	2	80808	18166	51948	11678	38961	8758	87.3	64.4	102	75.1	20779	4671
16	2	109668	24653	70501	15849	52876	11886	135	99.9	158	116.5	28200	6339
18	2.5	134731	30288	86613	19471	64960	14603	187	138	218	161	34645	7788
20	2.5	171356	38521	110158	24763	82618	18573	264	195	308	228	44063	9905
22	2.5	212380	47743	136530	30692	102397	23019	360	266	421	310	54612	12277
24	3	246753	55470	158627	35659	118970	26744	457	337	533	393	63451	14264
27	3	321585	72292	206733	46474	155050	34855	670	494	781	577	82693	18589
30	3.5	392411	88214	252264	56709	189198	42532	908	670	1060	782	100906	22684
33	3.5	485488	109138	312099	70160	234075	52620	1236	912	1442	1064	124840	28064
36	4	571706	128520	367525	82620	275644	61965	1588	1172	1852	1367	147010	33048

The torque values can only be achieved if nut (or tapped hole) has a proof load greater than or equal to the bolt's minimum ultimate tensile strength.

Torque values calculated from formula T=KDF, where
 Lubricated Clamp Load F based on 75% of Yield
 Dry Clamp Load F based on 40% of Yield to avoid Galling.
 K = 0.16 for "lubricated" conditions
 K = 0.35 "dry"

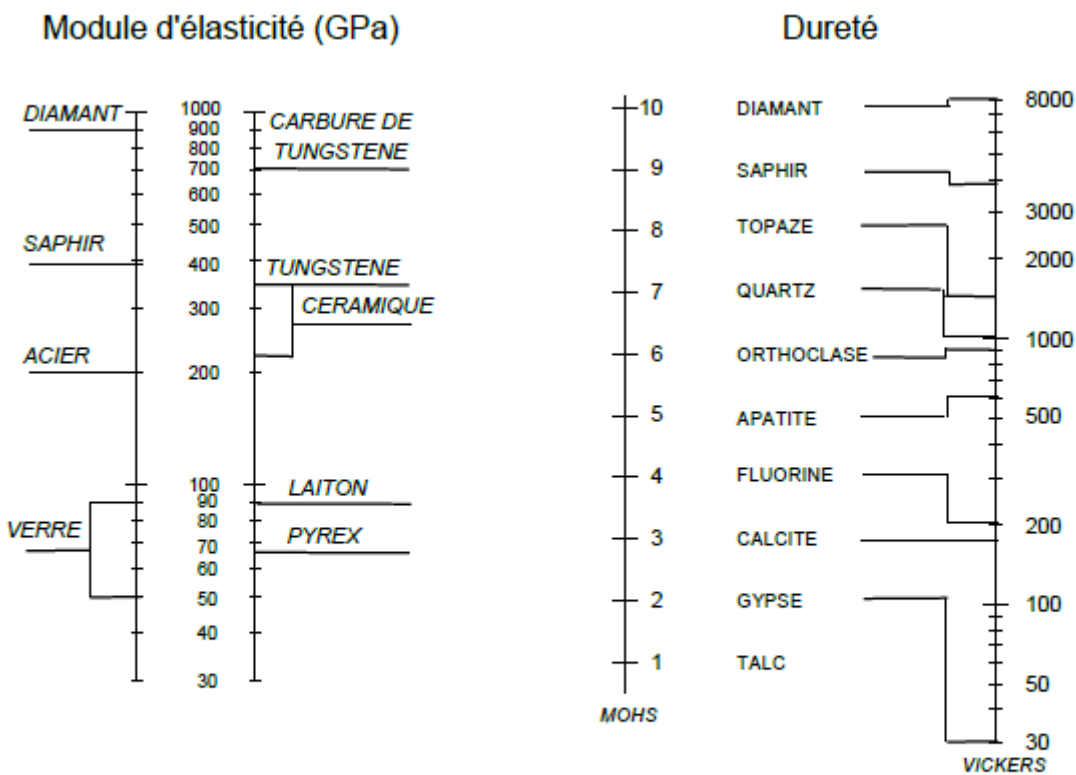


Figure 3 – Comparaison du module d'élasticité et de la dureté de quelques matériaux utilisés en HP.

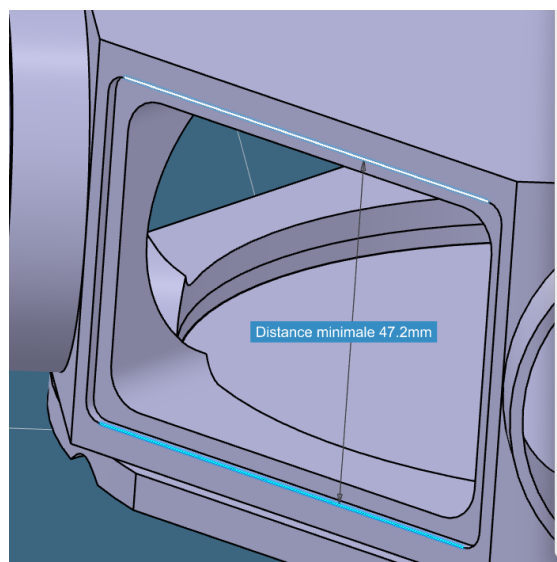
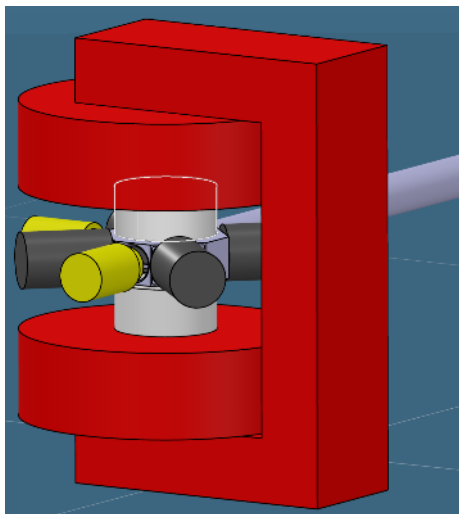
Equivalence dureté - résistance

Le tableau suivant permet de faire en première approximation et sous réserve, l'équivalence entre la dureté en Vickers, en Rockwell C et la résistance mécanique, Rm (N/mm2).

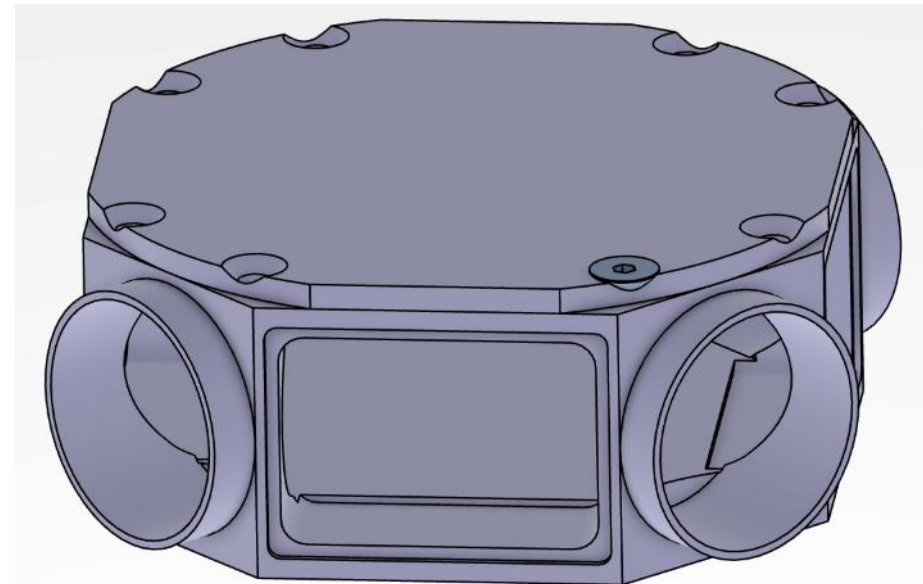
RM	HV	HRC	RM	HV	HRC	RM	HV	HRC
(N/mm2)			(N/mm2)			(N/mm2)		
300	89.7	-	1100	337.2	34.2	1900	584.6	54.4
325	97.4	-	1125	344.9	35.0	1925	592.4	54.8
350	105.2	-	1150	352.6	35.8	1950	600.1	55.2
375	112.9	-	1175	360.4	36.6	1975	607.8	55.6
400	120.6	-	1200	368.1	37.5	2000	615.6	56.1
425	128.4	-	1225	375.8	38.2	2025	623.3	56.6
450	136.1	-	1250	383.6	39.1	2050	631.0	57.2
475	143.8	-	1275	391.3	40.0	2075	638.8	57.3
500	151.6	-	1300	399.0	40.8	2100	646.5	57.6
525	159.3	-	1325	406.8	41.3	2125	654.2	57.8
550	167.0	-	1350	414.5	42.2	2150	662.0	58.1
575	174.8	-	1375	422.2	42.9	2175	669.7	58.5
600	182.5	-	1400	430.0	43.6	2200	677.4	58.9
625	190.2	-	1425	437.7	44.2	2225	685.2	59.3
650	198.0	-	1450	445.4	44.9	2250	692.9	59.7
675	205.7	-	1475	453.2	45.6	2275	700.6	60.1
700	213.4	-	1500	460.9	46.2	2300	708.4	60.4
725	221.2	-	1525	468.6	46.8	2325	716.1	60.7
750	228.9	-	1550	476.4	47.3	2350	723.8	61.0
775	236.6	-	1575	484.1	48.0	2375	731.6	61.3
800	244.4	21.3	1600	491.8	48.7	2400	739.3	61.7
825	252.1	23.0	1625	499.6	49.1	2425	747.0	62.0
850	259.8	24.0	1650	507.3	49.3	2450	754.8	62.3
875	267.5	25.0	1675	515.0	50.0	2475	762.5	62.6

www.matthey.ch/aide-technique/equivalence-durete-/-resistance

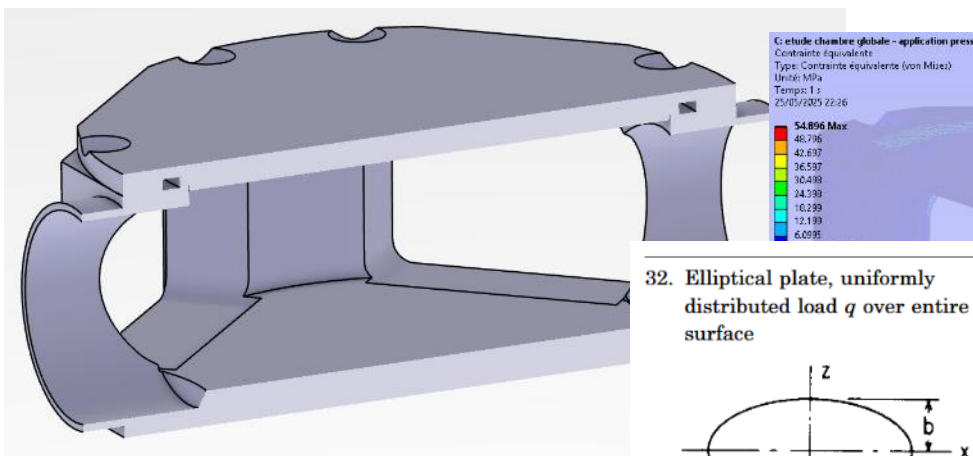
Contrôle de la resistance mecanique des matériaux



Calcul des forces sur fenêtres

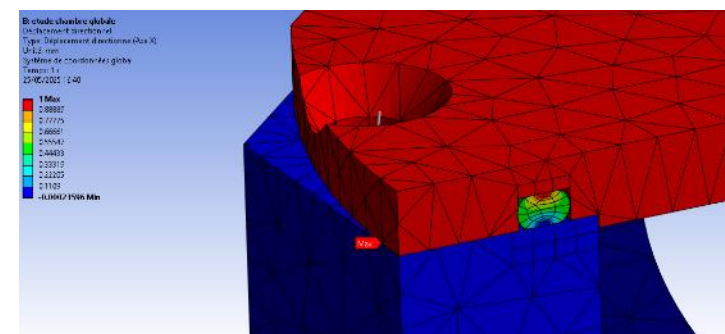
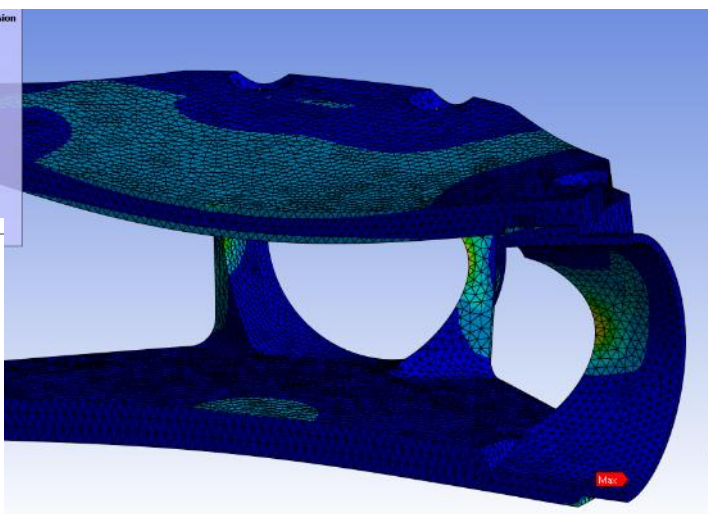
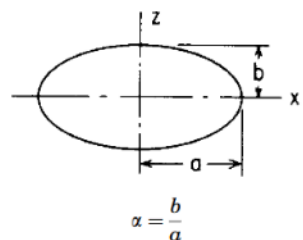


Modèle simplifié de calcul



Calcul des forces sur fond plat

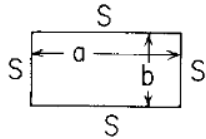
32. Elliptical plate, uniformly distributed load q over entire surface



Calcul d'écrasement du joint

Attention a effet des CDL et clamp visserie (moment repris en force par alpha)

1. Rectangular plate; all edges simply supported



1a. Uniform over entire plate

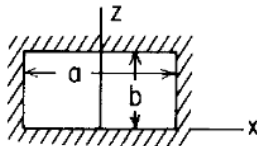


(At center) $\sigma_{\max} = \sigma_b = \frac{\beta q b^2}{t^2}$ and $y_{\max} = \frac{-\alpha q b^4}{Et^3}$

(At center of long sides) $R_{\max} = \gamma q b$

a/b	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	3.0	4.0	5.0	∞
β	0.2874	0.3762	0.4530	0.5172	0.5688	0.6102	0.7134	0.7410	0.7476	0.7500
α	0.0444	0.0616	0.0770	0.0906	0.1017	0.1110	0.1335	0.1400	0.1417	0.1421
γ	0.420	0.455	0.478	0.491	0.499	0.503	0.505	0.502	0.501	0.500

8. Rectangular plate, all edges fixed



8a. Uniform over entire plate



(At center of long edge) $\sigma_{\max} = \frac{-\beta_1 q b^2}{t^2}$

(At center) $\sigma = \frac{\beta_2 q b^2}{t^2}$ and $y_{\max} = \frac{\alpha q b^4}{Et^3}$

a/b	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	∞
β_1	0.3078	0.3834	0.4356	0.4680	0.4872	0.4974	0.5000
β_2	0.1386	0.1794	0.2094	0.2286	0.2406	0.2472	0.2500
α	0.0138	0.0188	0.0226	0.0251	0.0267	0.0277	0.0284

Par déformation

C'est le choix du concepteur et du besoin fonctionnel

Indéformable = déformations < 1000 fois la longueur de la structure

Par contraintes

Les coefficients de sécurité sur la contrainte s'appliquent par rapport à la limite élastique du matériau.
Pour la visserie, les soudures aciers et matériaux composites, la limite à rupture est utilisée.

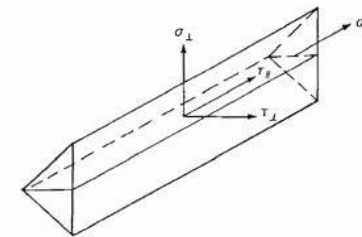
Eurocode 3 (structures métalliques)

Pièces = 1,35 (design) / 0,9 (matériau)

Visserie = 1,25 (design) / 0,8 (matériau) / type d'effort et de tête de vis

Soudure (non pénétrantes) =

$$[\sigma_{\perp}^2 + 3 (\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)]^{0,5} \leq f_u / (\beta_w \gamma_{M2}) \quad \text{and} \quad \sigma_{\perp} \leq 0.9 f_u / \gamma_{M2}$$



DESP RCC-M (chaudieres et enceintes sous pression)

Attention au CODAP qui est sérieux mais non reconnu à l'international

Conception des enceintes sous pression - Partie 1

Cet article est issu de : **Énergies | Génie nucléaire**

par **Jean-Marie GRANDEMANGE**

Tableau 1 – Estimations et coefficients de sécurité visés par les règles de conception

Dommages	Catégorie de situations		
	« Normales » et « perturbées »	« Exceptionnelles »	« Accidentelles »
Déformation excessive	1,5	1,2	Estimation non exigée
Instabilité plastique. Flambage	2,5	2,0	1,1
Déformation progressive. Fatigue	Évaluation exigée	Évaluation non exigée	Évaluation non exigée
Rupture brutale	2,0 (1)	1,6 (1)	1,2 (1)

(1) Coefficients exigés vis-à-vis du risque d'instabilité en cas de défaut laissé en place, par l'article 13 de l'arrêté du 10 novembre 1999 relatif à la surveillance en exploitation des circuits primaires et secondaires principaux des réacteurs nucléaires à eau sous pression.

par **Jean-Marie GRANDEMANGE**

AREVA-NP, Secrétaire de la Sous-Commission RCC-M de l'Association Française pour les règles de conception, de construction et de surveillance en exploitation des Chaudières Electro-Nucléaires (AFCEN)

1. Généralités	BN 3 280 - 3
1.1 Fondements de la conception des enceintes sous pression	— 3
1.2 Analyse de risques et conditions de conception	— 3
1.3 Modes de ruine et coefficients de sécurité	— 3
2. Prévention du dommage de déformation excessive	— 4
2.1 Définitions	— 4
2.2 Critères	— 4
3. Prévention du dommage d'instabilité plastique	— 6
3.1 Définition	— 6
3.2 Critères	— 6
4. Prévention du flambage	— 8
4.1 Définition et mécanismes	— 8
4.2 Règles et critères	— 8
5. Prévention du dommage de déformation progressive	— 9
5.1 Définitions	— 9
5.2 Adaptation plastique	— 10
5.3 Accommodation plastique	— 11
5.4 Déformation progressive	— 11
5.5 Remarques	— 11
6. Prévention du dommage de fatigue	— 12
6.1 Définitions	— 12
6.2 Démarche générale de prévention	— 12
6.3 Courbes de fatigue de conception	— 13
6.4 Démarche d'analyse	— 14
6.5 Aspects particuliers	— 15
6.6 Analyse des zones de singularité géométrique	— 15
7. Prévention du dommage de rupture brutale	— 17
7.1 Rupture fragile et déchirure ductile	— 17
7.2 Démarche générale	— 17
7.3 Critères d'analyse	— 19
7.4 Prise en compte des effets de l'irradiation et du vieillissement	— 21
8. Autres dommages potentiels	— 22
9. Conclusion	— 22
Pour en savoir plus	Doc. BN 3 280

Tableau 2 – Comparaison des contraintes admissibles de la DESP et du RCC-M

Matériau		Contrainte admissible nominale		
		DESP	S_m RCC-M	S RCC-M
Aciers non alliés ou faiblement alliés		$\text{Min} \left\{ \left(\frac{R_{p0,2}^t}{1,5} \right), \left(\frac{R_m}{2,4} \right) \right\}$	$\text{Min} \left\{ \left(\frac{R_{p0,2}^t}{1,5} \right), \left(\frac{R_m}{3} \right), \left(\frac{S_y}{1,5} \right), \left(\frac{S_u}{3} \right) \right\}$	$\text{Min} \left\{ \left(\frac{R_{p0,2}}{1,5} \right), \left(\frac{R_m}{4} \right), \left(\frac{S_y}{1,5} \right), \left(\frac{S_u}{4} \right) \right\}$
Aciers moulés non alliés ou faiblement alliés		$\text{Min} \left\{ \left(\frac{10 R_{p0,2}^t}{19} \right), \left(\frac{R_m}{3} \right) \right\}$		
Aciers austénitiques	$A \geq 30 \%$	$\frac{R_{p1,0}^t}{1,5}$	$\text{Min} \left\{ \left(\frac{R_{p0,2}}{1,5} \right), \left(\frac{R_m}{3} \right), (0,9 S_y), \left(\frac{S_u}{3} \right) \right\}$	$\text{Min} \left\{ \left(\frac{R_{p0,2}}{1,5} \right), \left(\frac{R_m}{4} \right), (0,9 S_y), \left(\frac{S_u}{4} \right) \right\}$
	$A \geq 35 \%$	$\frac{R_{p1,0}^t}{1,5}$ ou $\text{Min} \left\{ \left(\frac{R_{p1,0}^t}{1,2} \right), \left(\frac{R_m}{3} \right) \right\}$		

A allongement à la rupture.

R_p limite d'élasticité

R_m résistance à la traction

S_m contrainte de membrane admissible applicable en cas d'analyse détaillée

S contrainte de membrane admissible applicable en cas de conception faisant appel à des formules simplifiées. Les marges de sécurité sont alors un peu élevées pour compenser la simplification de l'analyse

Indice 0,2 ou 1,0 : allongement (%) retenu pour la détermination de la limite d'élasticité R_p

Exposant t : propriété déterminée à la température de calcul, l'absence d'exposant indiquant que la propriété est mesurée à température ambiante

La valeur de S_y est la limite d'élasticité la plus probable à la température de calcul d'un matériau dont la valeur de R_p à la température ambiante est égale au minimum spécifié. S_u est égal à 110 % de la résistance à la traction la plus probable à la température de calcul d'un matériau dont la valeur de R_m à la température ambiante est égale au minimum spécifié.

- Se rappeler que pour toutes structures comportant des parties sous charges en compression, il est obligatoire de faire une analyse de flambage
- Savoir que l'hyperstatisme est assez difficile à calculer par des formules analytiques: l'utilisation d'un logiciel éléments finis type RDM6 à minima est recommandé
- Penser à utiliser des tableaux et abaque pour le choix et le calcul de serrage de la visserie. Attention aux caractéristiques des aciers inox A4 en cryogénie
- Se rappeler que la vérification des propriétés de limite élastique est possible par mesure de dureté Vickers
- Comprendre que les critères de déformation sont à l'initiative du concepteur et ceux de résistance suivent des normes à comparer aux limites de résistance matériaux
- Savoir que des normes pour la conception des enceintes sous pression aide au dimensionnement des appareils
- Se rappeler que la conception des enceintes à vide à fond plat génère des efforts importants sur la structure

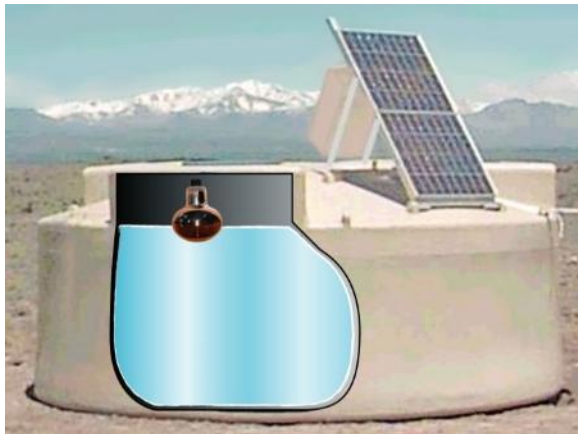
Présentation d'un calcul fait avec le logiciel RDM6

**Unité mixte de recherche
CNRS-IN2P3
Université Paris-Sud 11**

91406 Orsay cedex
Tél. : +33 1 69 15 73 40
Fax : +33 1 69 15 64 70
<http://ipnweb.in2p3.fr>

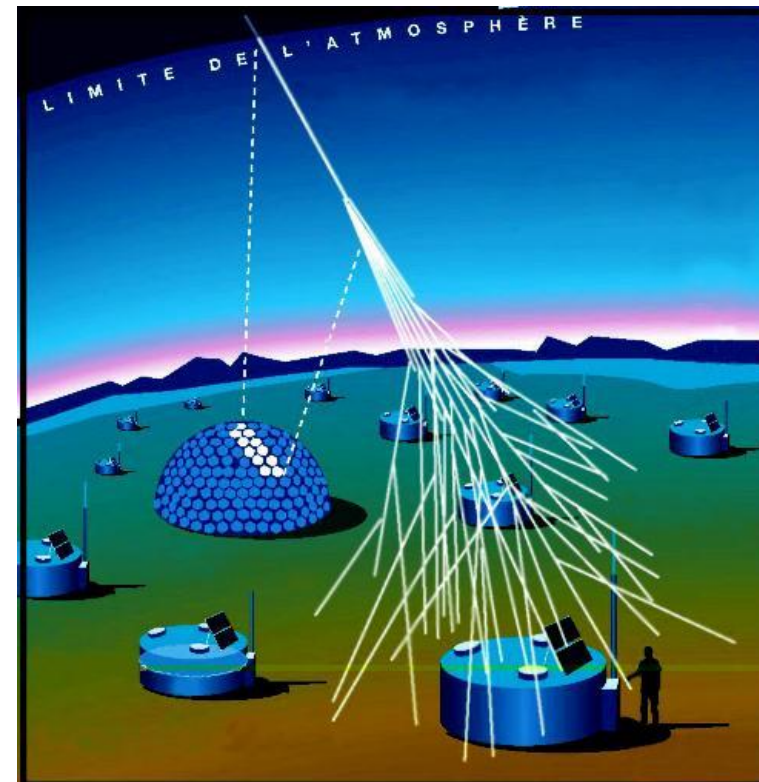


Installé dans la pampa argentine sur les hauts plateaux le long de la cordillère des Andes.



Recherche des rayons cosmiques de très haute énergie.

Détection des particules grâce à 1500 cuves remplies d'eau désionisée. Interaction par effet Cerenkov.



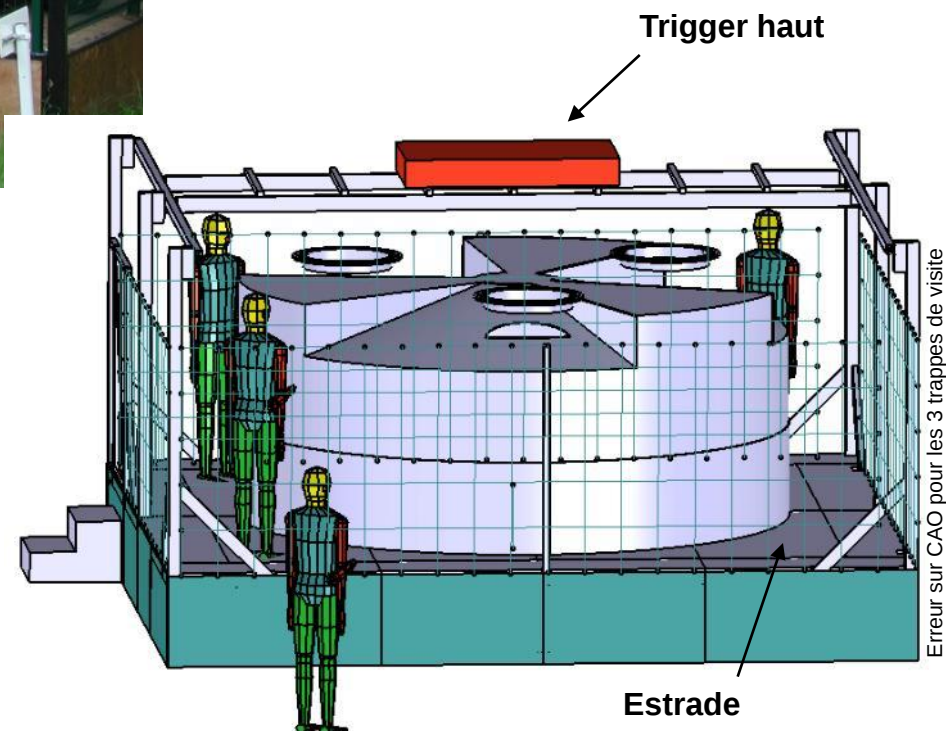


Une cuve de test de l'électronique installée à l'IPNO en 2002.

Estrade pour pouvoir placer un détecteur de trigger sous la cuve.

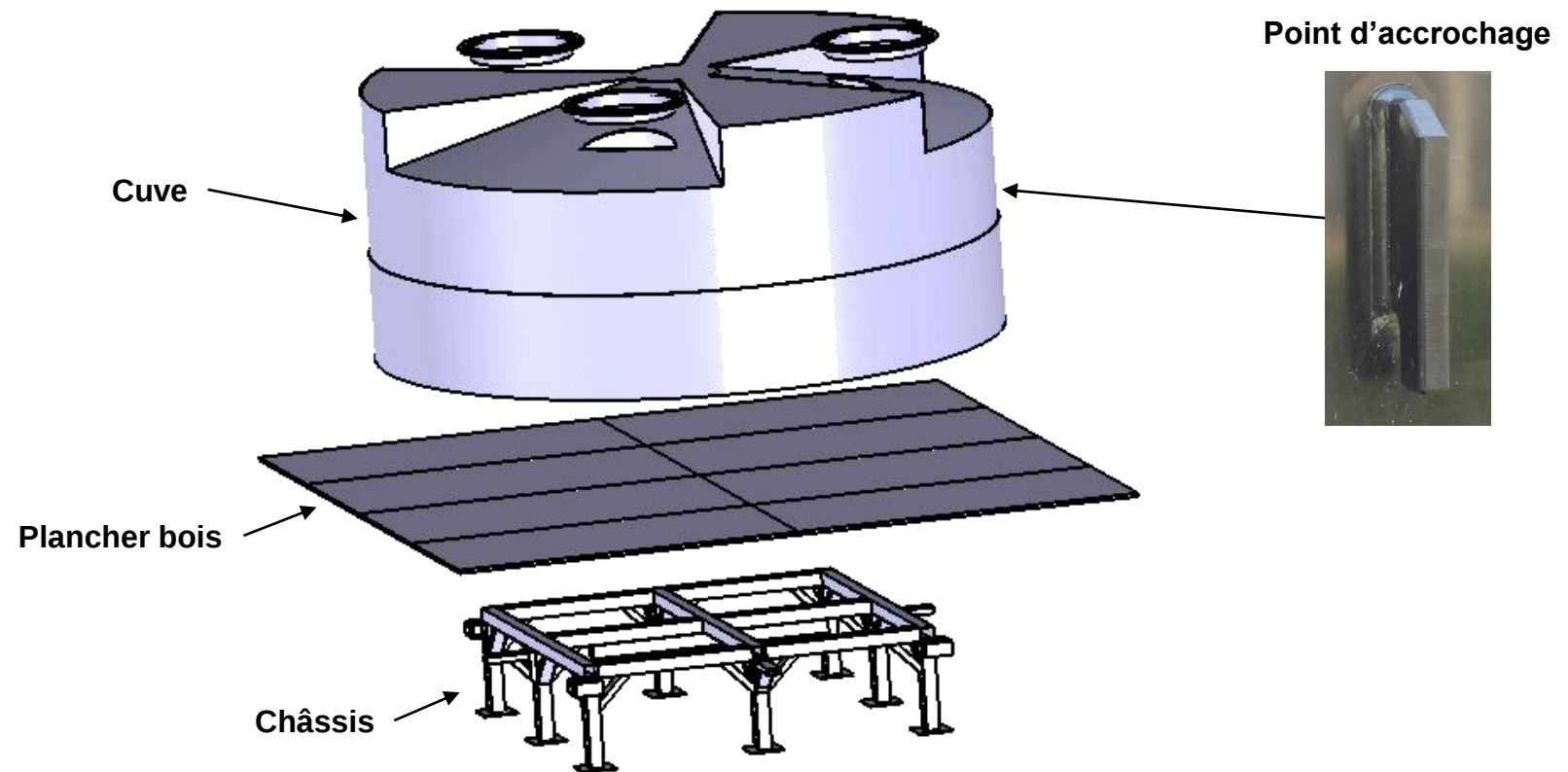
Chargement: 12 tonnes d'eau, 1.2 m de hauteur et 3 personnes sur la cuve pour l'installation.

Points d'accrochage pour le transport et la manutention.



Quatre ensembles étudiés ici :

- la cuve en éléments surfaciques
- le châssis support en éléments poutres
- les plaques de l'estrade en éléments surfaciques
- Les points d'accrochages en éléments volumiques

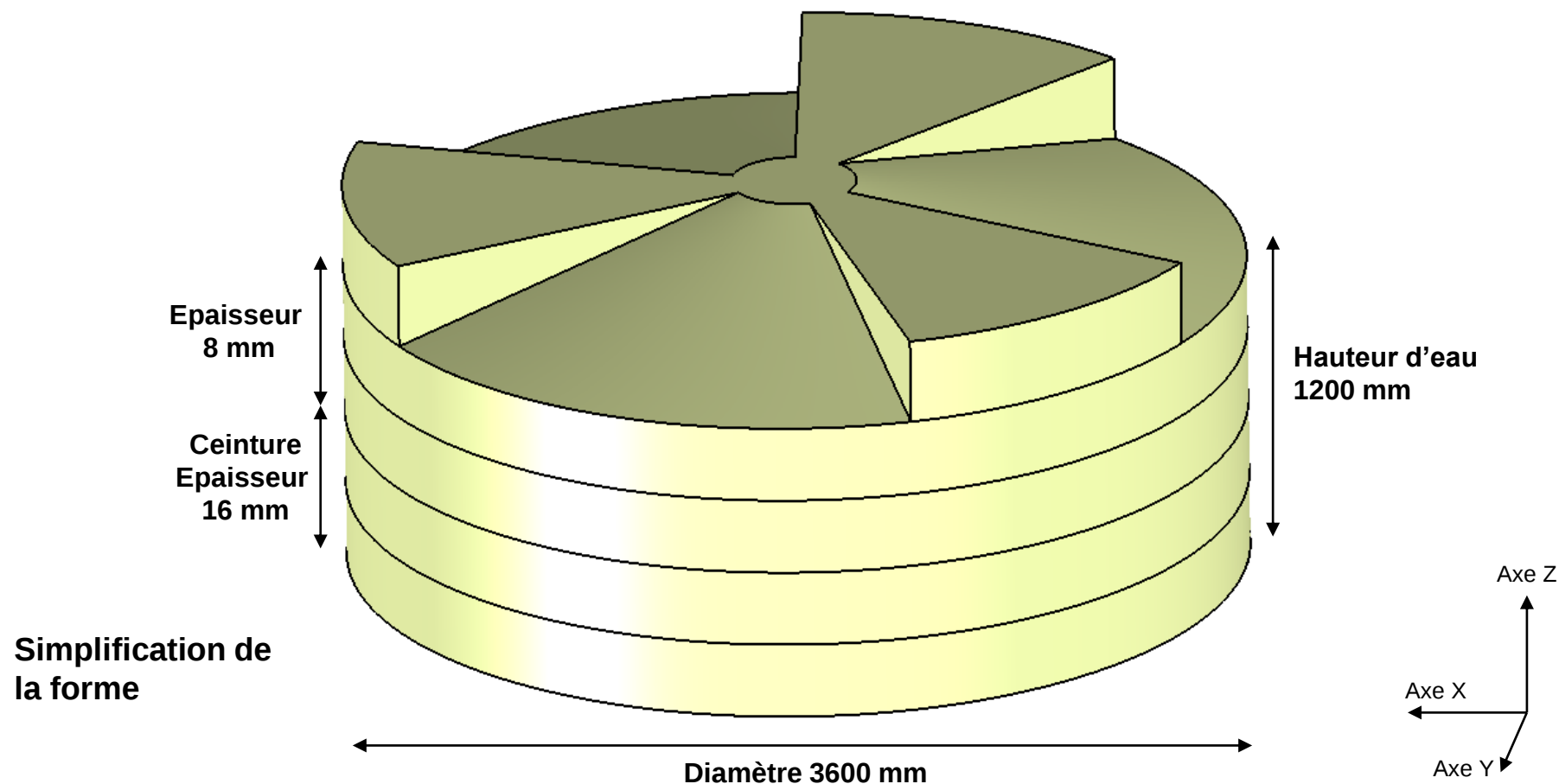


Méthode sur logiciel (pour un calcul statique linéaire)

- Définition de la géométrie (simplification CAO)
 - Choix du type de modélisation (2D, 2D axi, 3D)
 - Création du maillage (choix des éléments: poutre, coques, volumes)
 - Définition des propriétés matériaux et géométriques (épaisseur coque / sections poutres)
 - Définition des chargements et des conditions aux limites (CDL)
 - Résolution du problème discrétisé
 - Post-traitement (analyse déplacement et contraintes)
- Fonction du logiciel et rebouclage**
- 

- Masse 411 Kg
- Diamètre 3600 mm et hauteur d'eau 1200 mm
- Contient de l'eau ($\rho = 1000 \text{ Kg/m}^3$)
- Epaisseur 8 mm sauf ceinture à 16 mm

Matériau PE-HD (Goodfellow, ANSYS):
 $E = 1200 \text{ MPa}$, $\rho = 950 \text{ Kg/m}^3$,
 Poisson = 0,42, Limite élastique = 15 MPa



64.3 Équation fondamentale de l'hydrostatique

64.31 Énoncé

La différence de pression entre deux points d'un liquide en équilibre est égale au poids d'une colonne de ce liquide, de section unité, ayant pour hauteur la différence de profondeur séparant ces deux points.

$$p_A - p_B = \rho \cdot g \cdot (h_A - h_B)$$

$$\Delta p = \rho \cdot g \cdot \Delta h$$

$p_A, p_B, \Delta p$ en pascals (Pa).

ρ : masse volumique du liquide (kg/m^3).

g : accélération de la pesanteur ($9,81 \text{ m/s}^2$).

$h_A, h_B, \Delta h$: différence de hauteur (m).

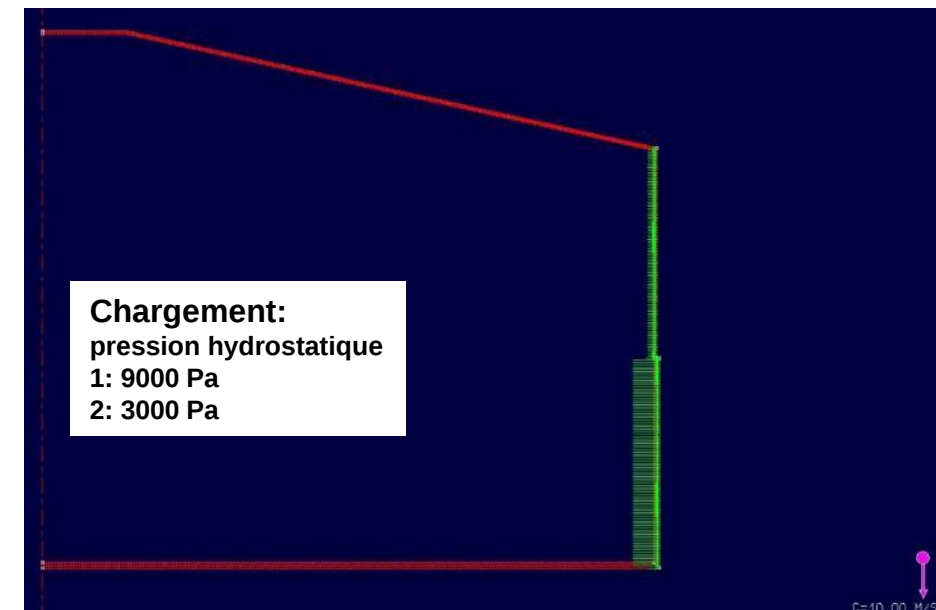
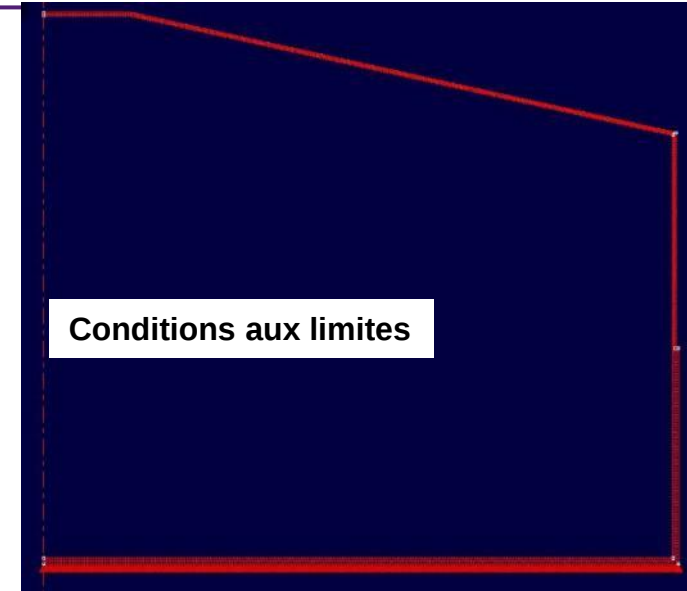
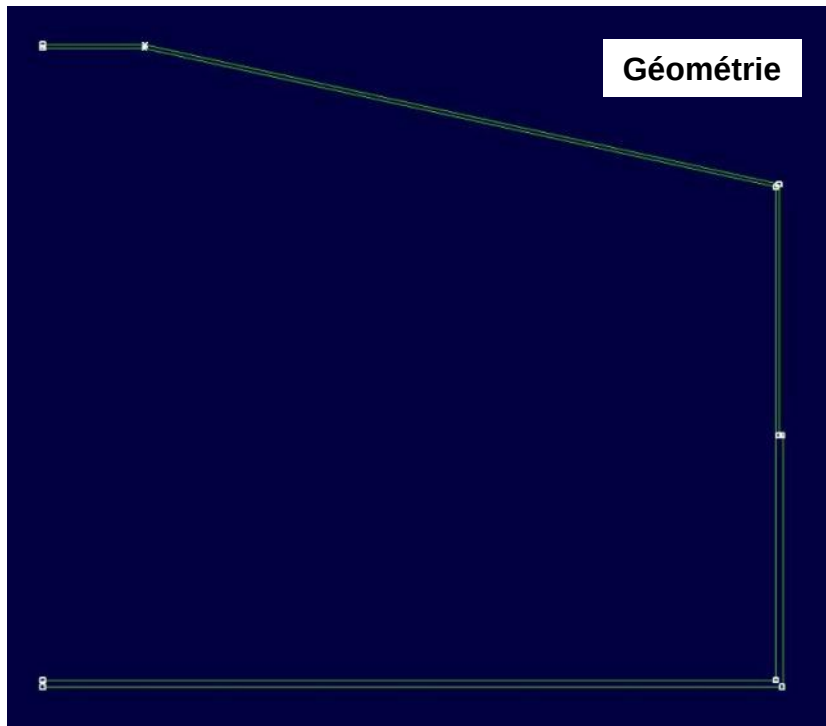
REMARQUE:

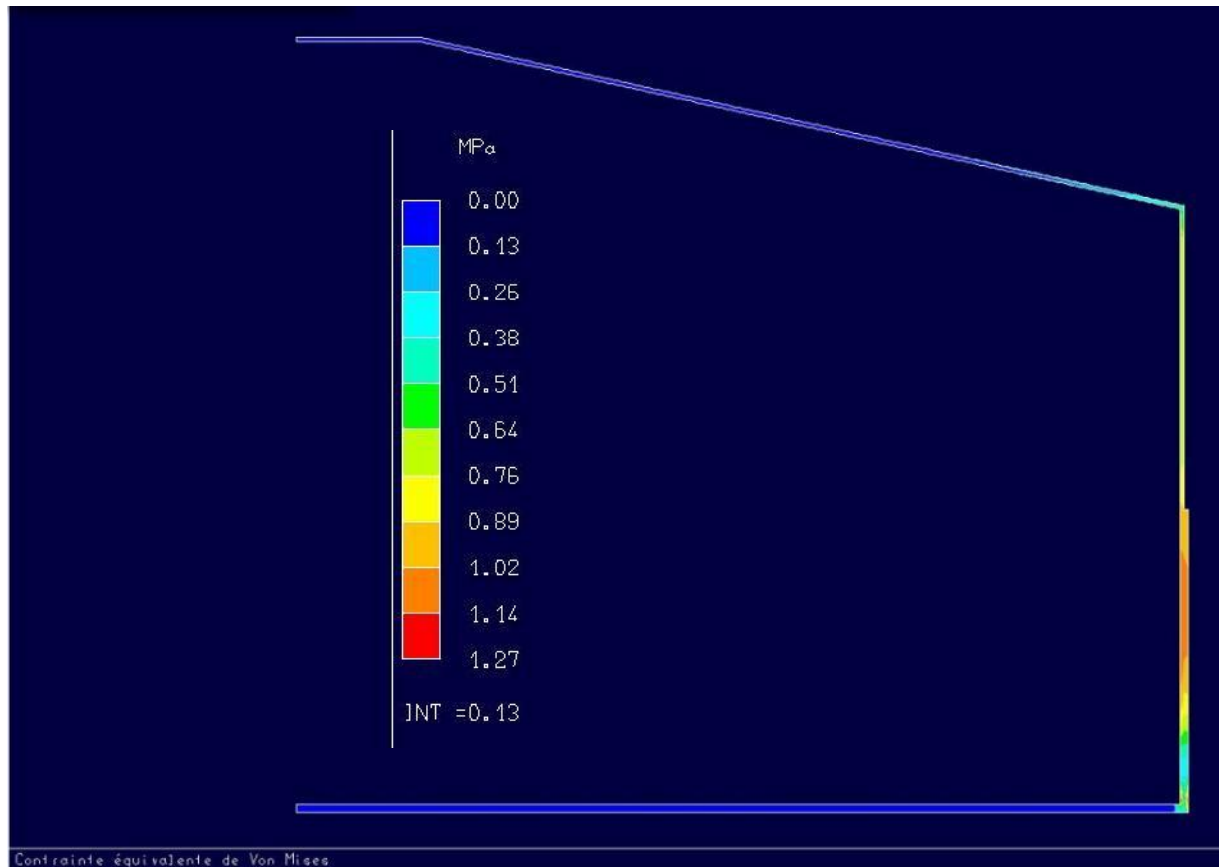
Si p_B est une pression ambiante p_{amb} et p_A , une pression mesurée, on pose :

■ p_A = pression absolue en A,

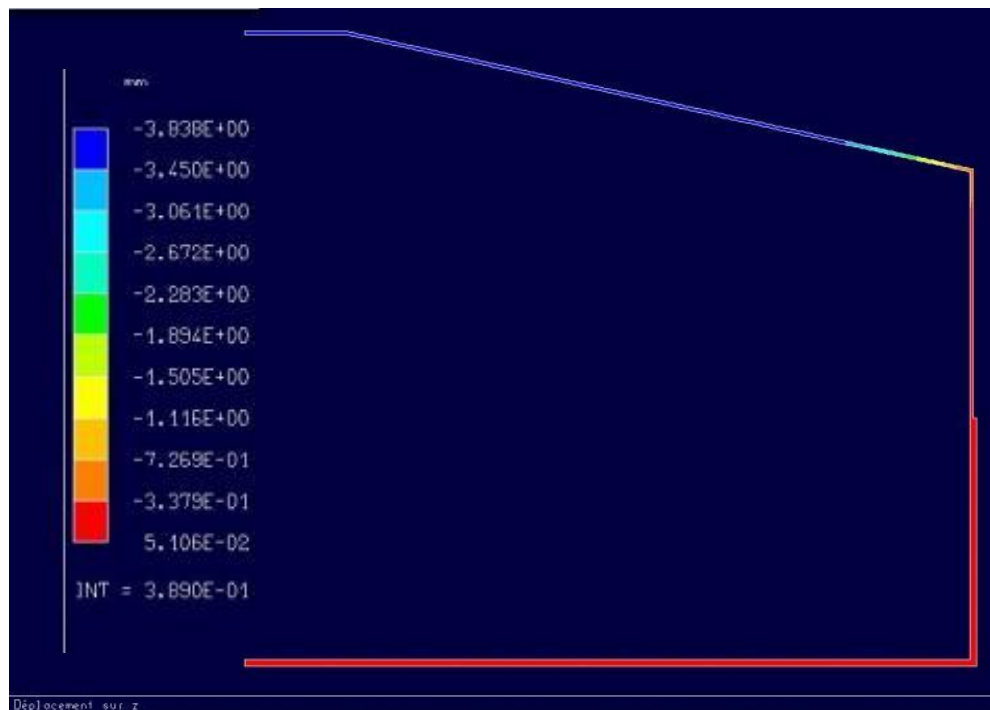
■ $\Delta p = p_A - p_{\text{amb}} = p_{\text{eff}}$: pression effective.

- Modélisation 2D axisymétrique avec épaisseurs différentes sur la géométrie
- Blocage du fond en Z – autres DDL bloqués par axisymétrie
- Application de la gravité et de la pression hydrostatique en deux créneaux





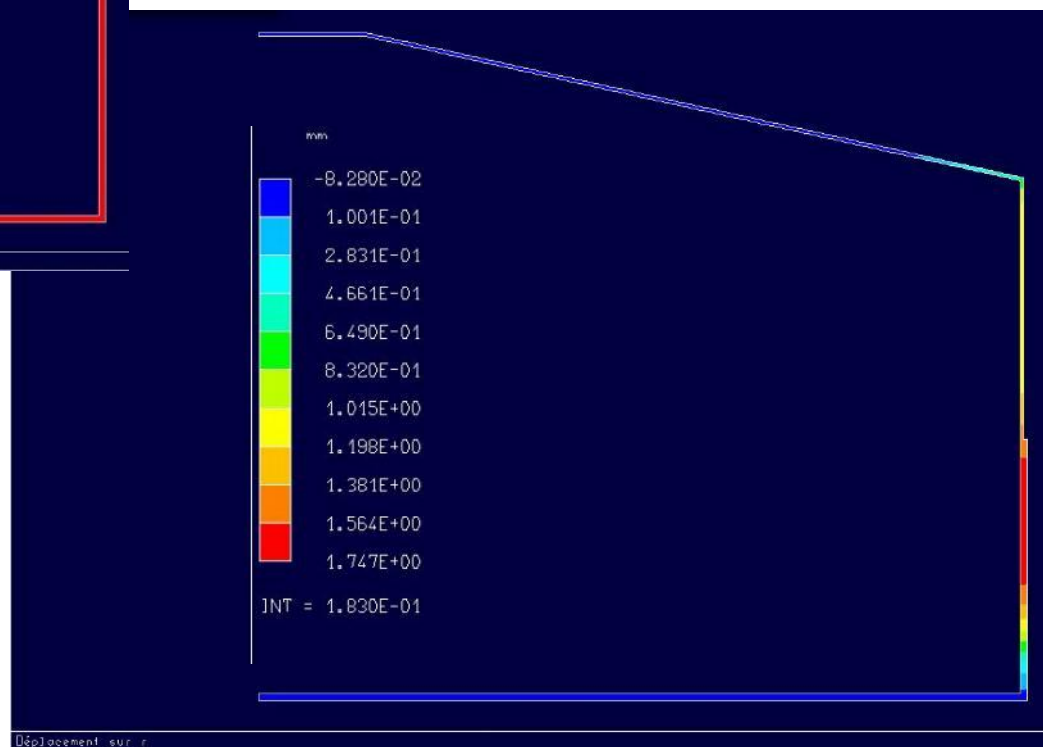
**Contraintes maximales à
1,27MPa sur le tiers de la
hauteur**



Déplacements:

-3,8 mm vertical du haut de la cuve

1,74mm horizontal de la périphérie



Fichiers pour l'analyse RDM6:
Import CATIA: chassis squelette.igs
Géométrie et modèle EF: chassis-rdm6.por

Tubes en 80x80, 160x80 et 40x80

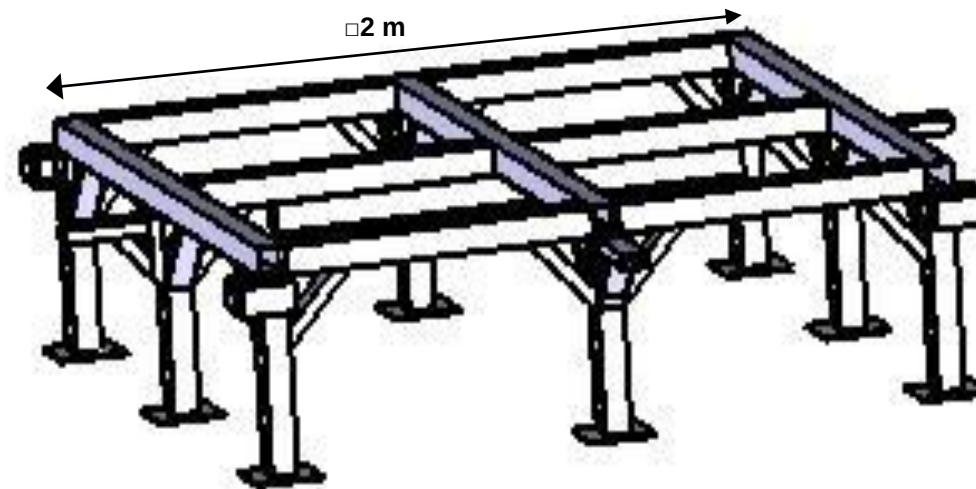
Caractéristiques matériau:

Acier:

$E = 210000 \text{ MPa}$

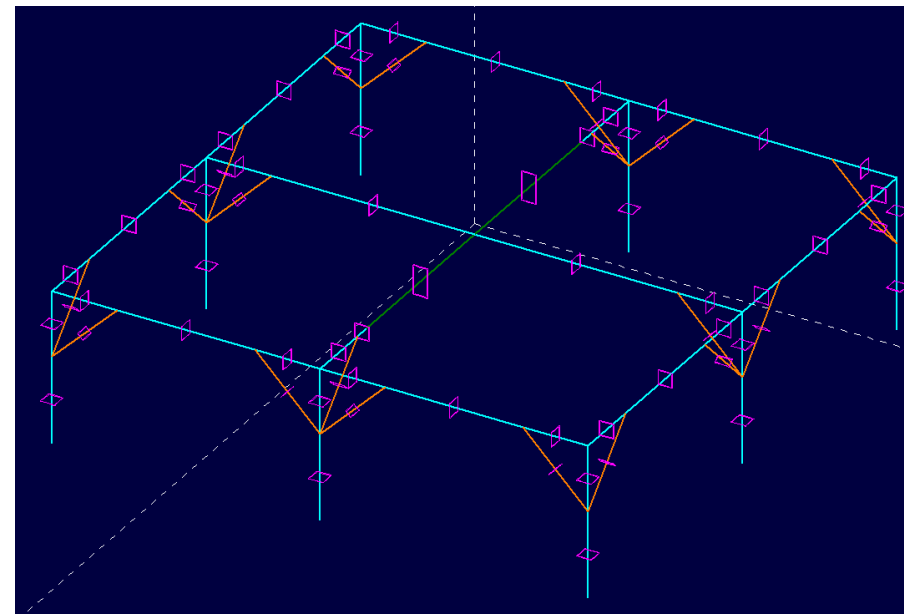
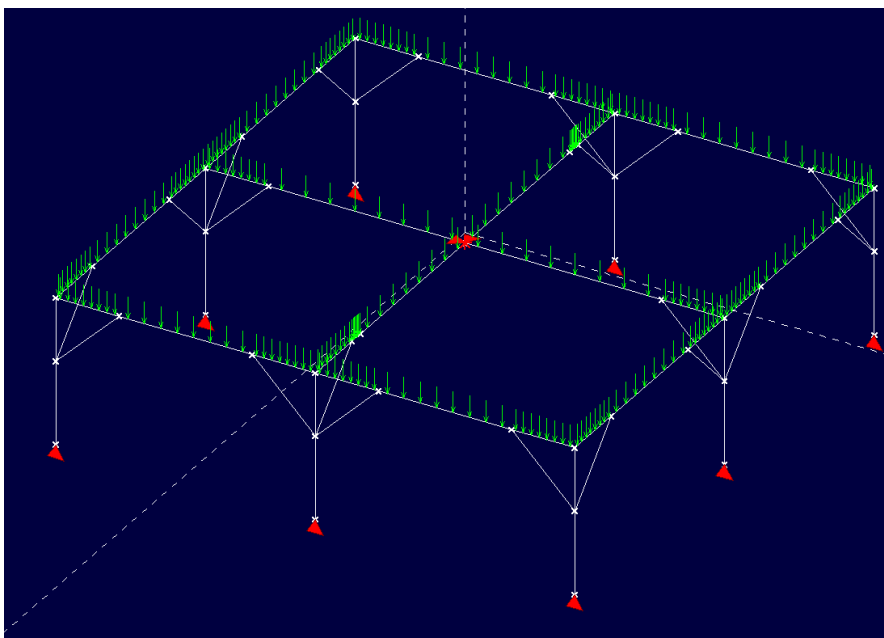
Poisson = 0,3

Limite élastique = 250 MPa

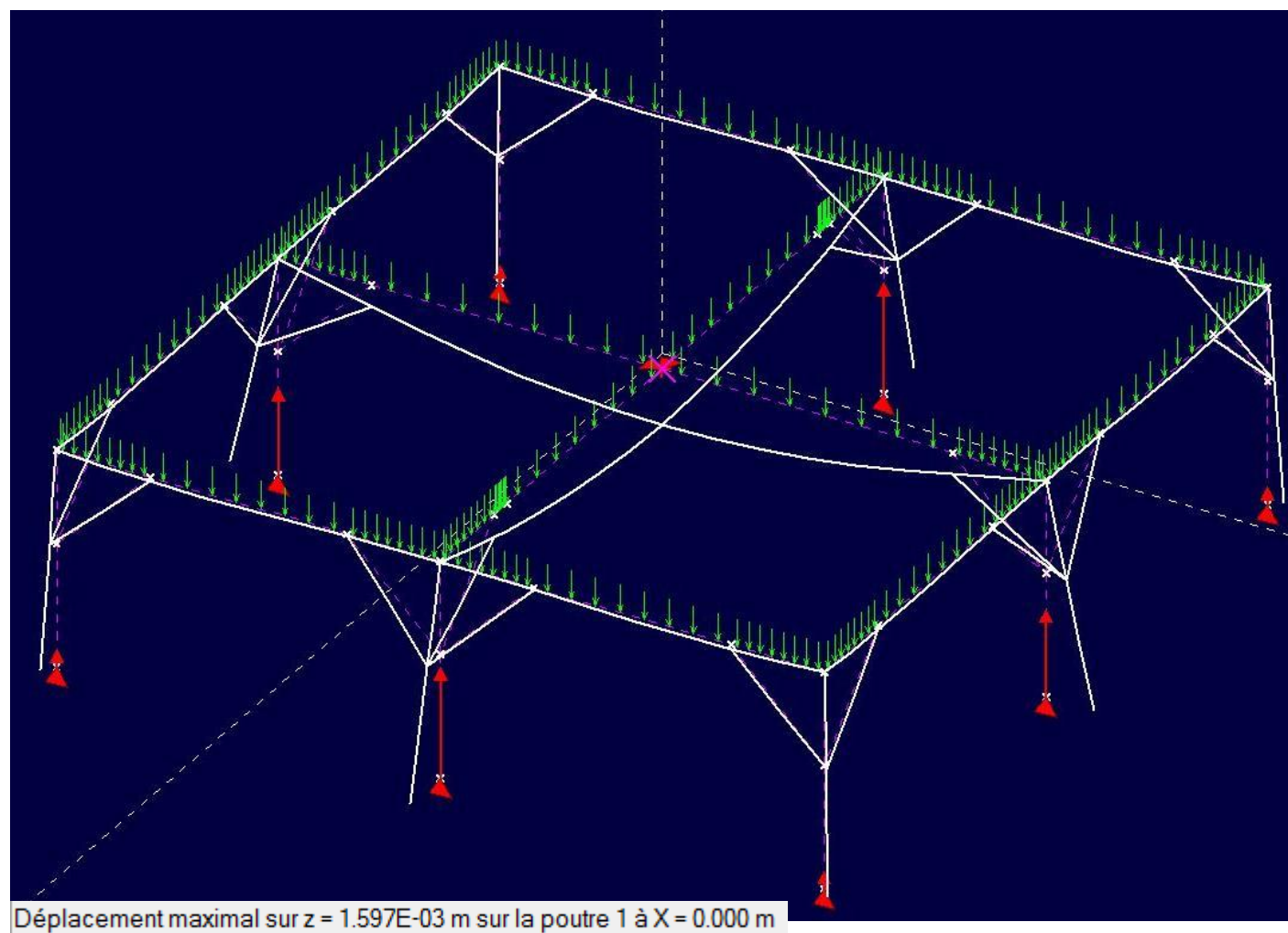


Import de la CAO CATIA en IGES

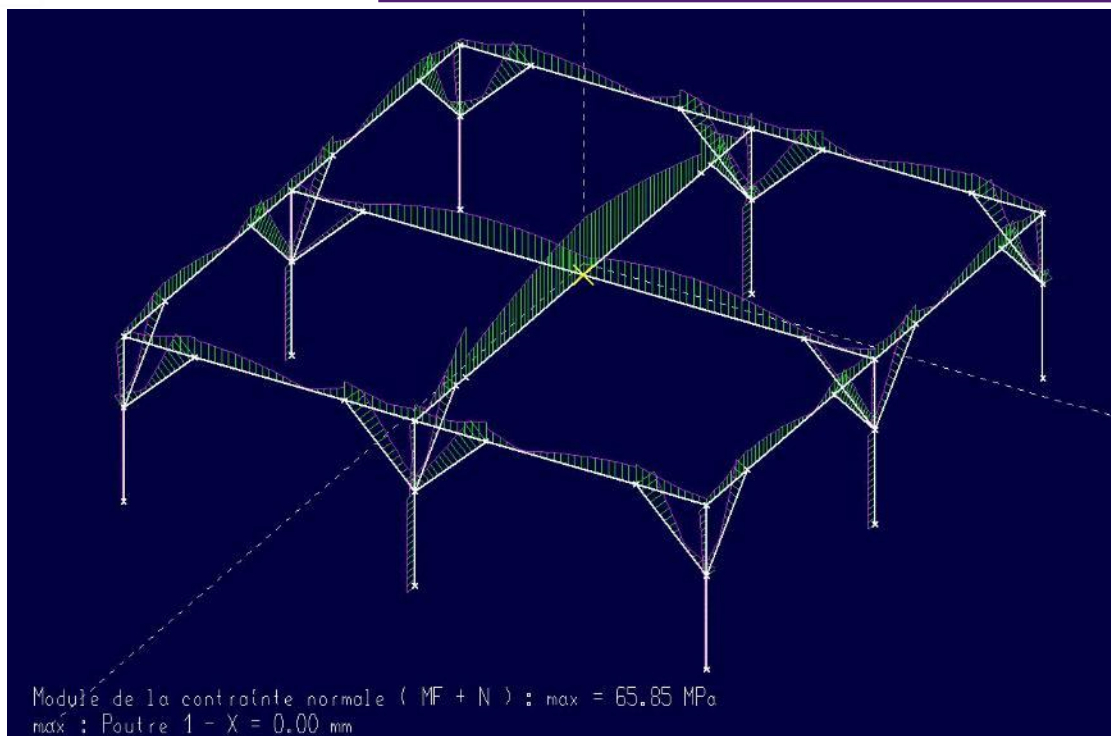
Définition des sections de poutres



CDL et chargement

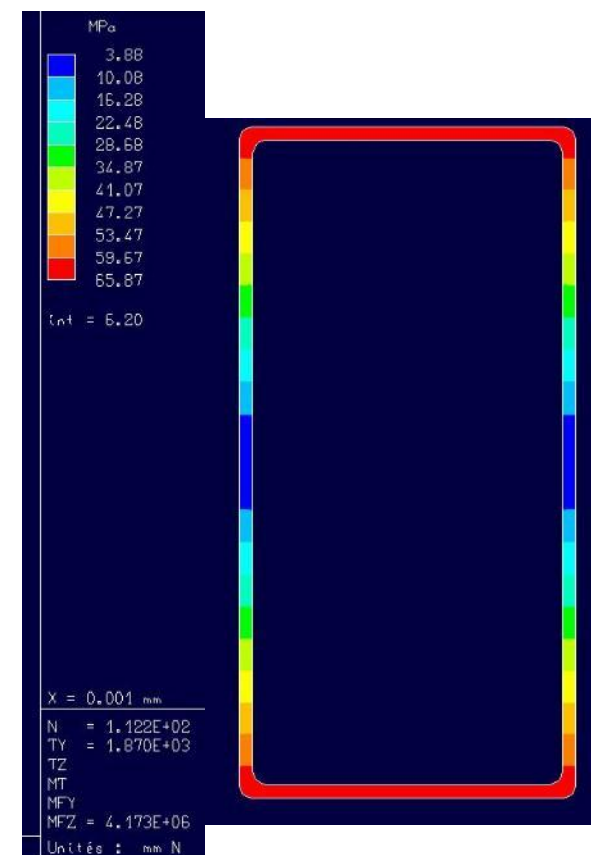


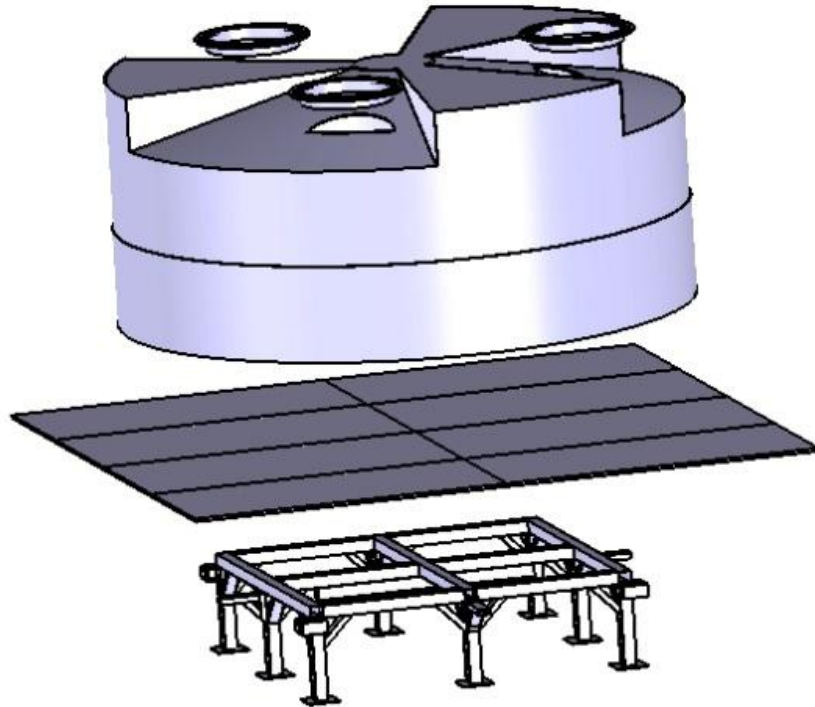
Déplacement



Contraintes

Détail contraintes





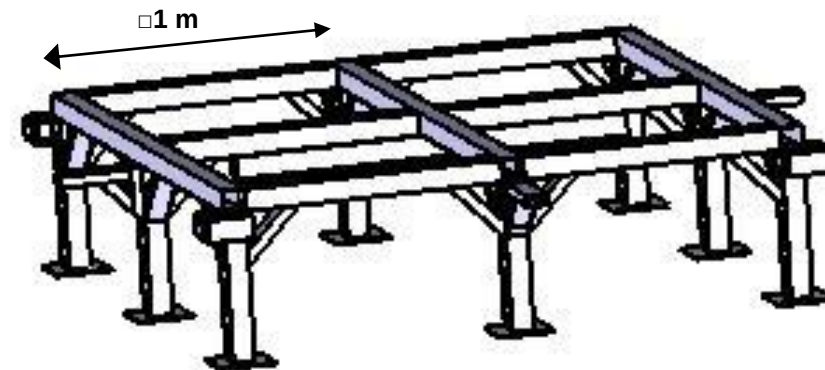
Caractéristiques matériaux:
Bois CTP (non certifié)
 $E = 5000 \text{ MPa}$
Poisson = 0,40
Limite rupture = 50 MPa

Fichiers pour l'analyse RDM6:

Géométrie: plaque_bois.geo

Modèle EF: plaque_bois.pla

Calcul d'une plaque de $1 \times 1 \text{ m}^2$
encasté à ses extrémités



Procédure RDM6:

Module éléments finis

Dessin maillage

Création de points en diagonale

Création d'un carre

Mailler delaunay – cliquer triangle à 3 nœuds

Suite:

Fichier / « flexion des plaques »

Matériau bois CTP à définir

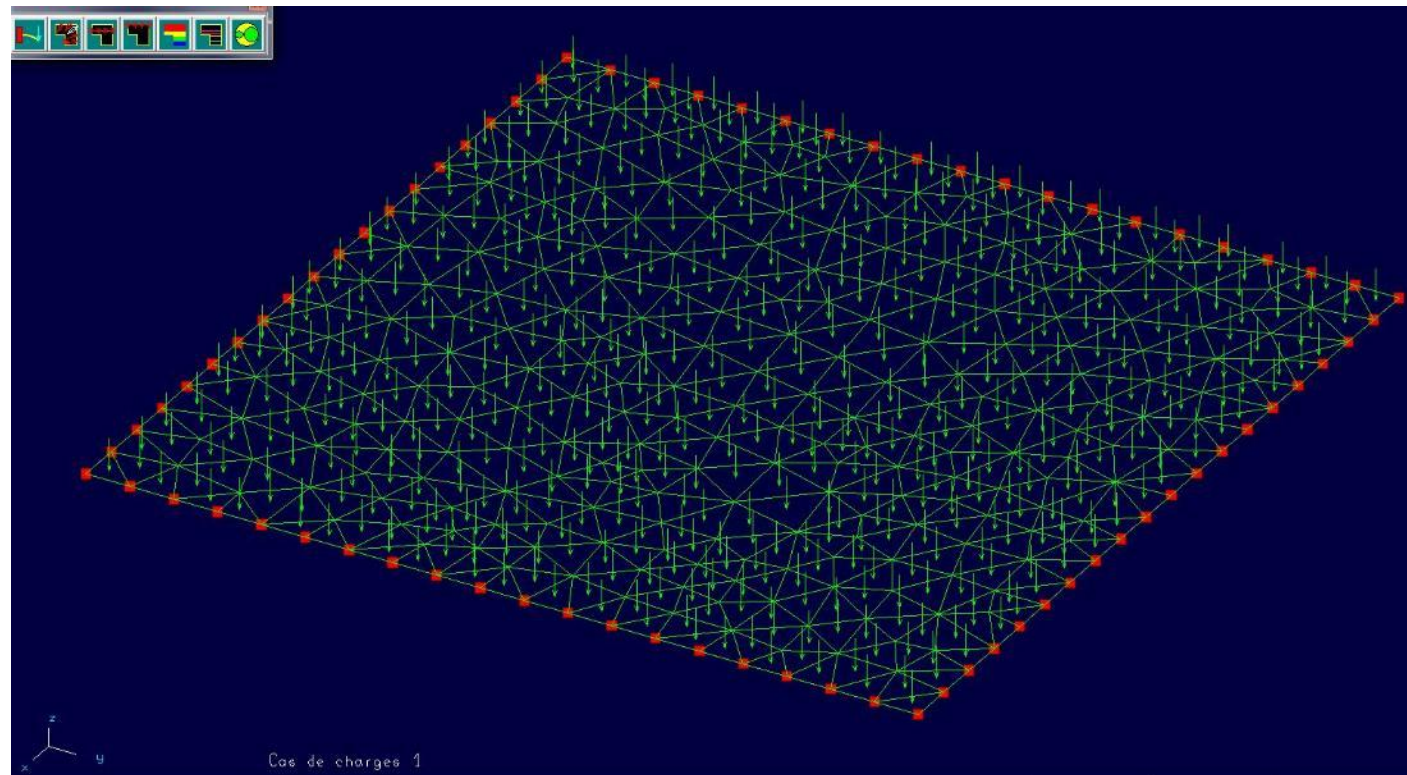
Epaisseur 25mm

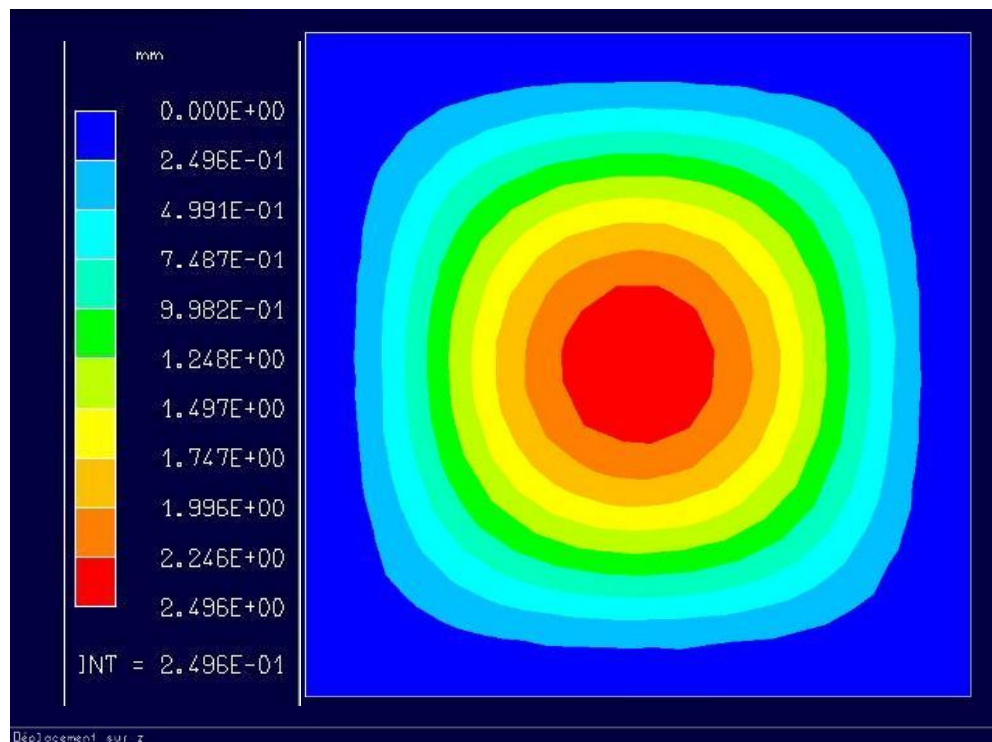
Liaison encastrement sur les bords

0,012MPa sur toute la plaque

Calculer analyse statique

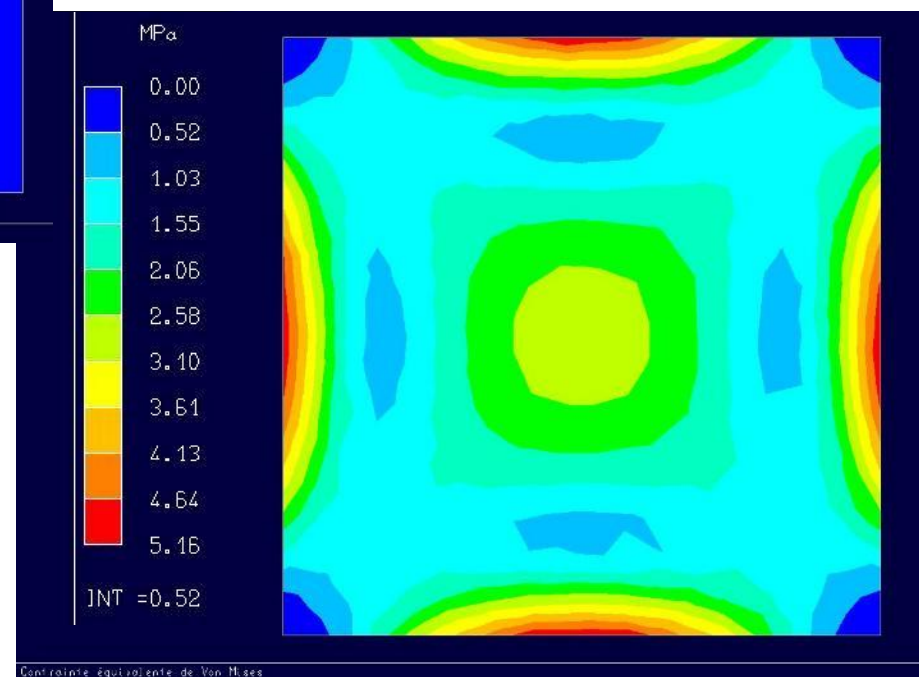
Résultats iso valeurs déplacements et contraintes

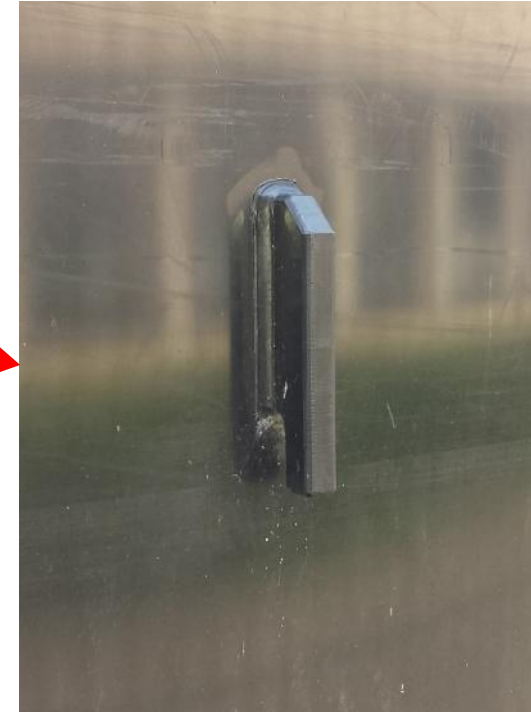




Déplacements

Contraintes





Pour le transport et le levage: points d'arrêt pour passage d'une sangle

3 accroches: chargement = réaction au poids de la cuve à vide / 3 = $411 \text{ Kg} \times 9,81 / 3 = 1343,97 \text{ N}$

Matériau PEHD

Fichiers pour l'analyse RDM6:
Import géométrie: accrochage_cuve.igs
Géométrie : accroche.geo
Modèle EF: accroche.cal

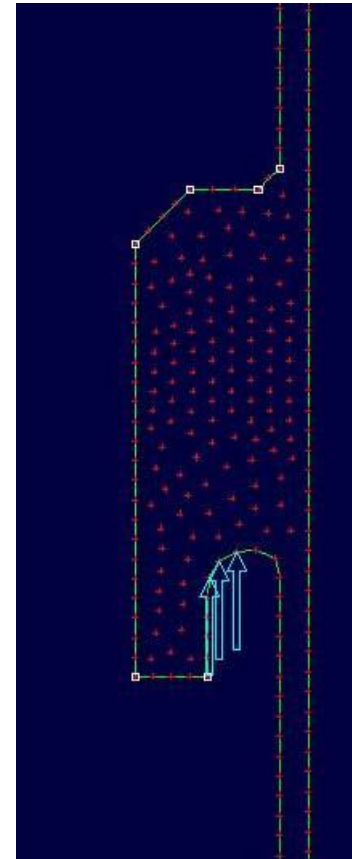
Import IGES de CATIA du contour 2D

Modélisation 2D d'épaisseur de
l'accroche

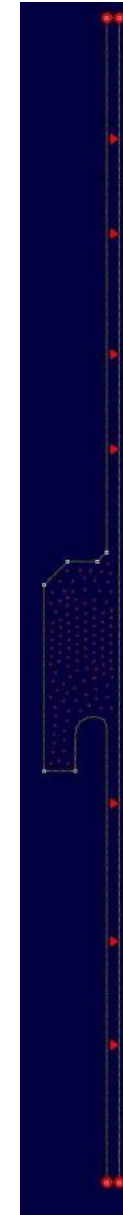
Application des charges
Blocage des extrémités

Epaisseur 16 mm

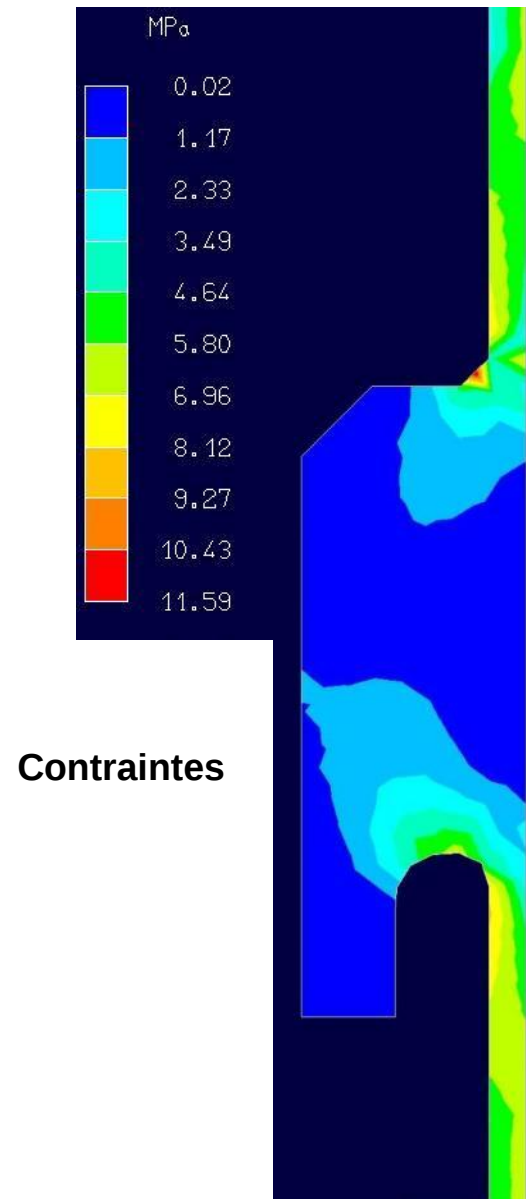
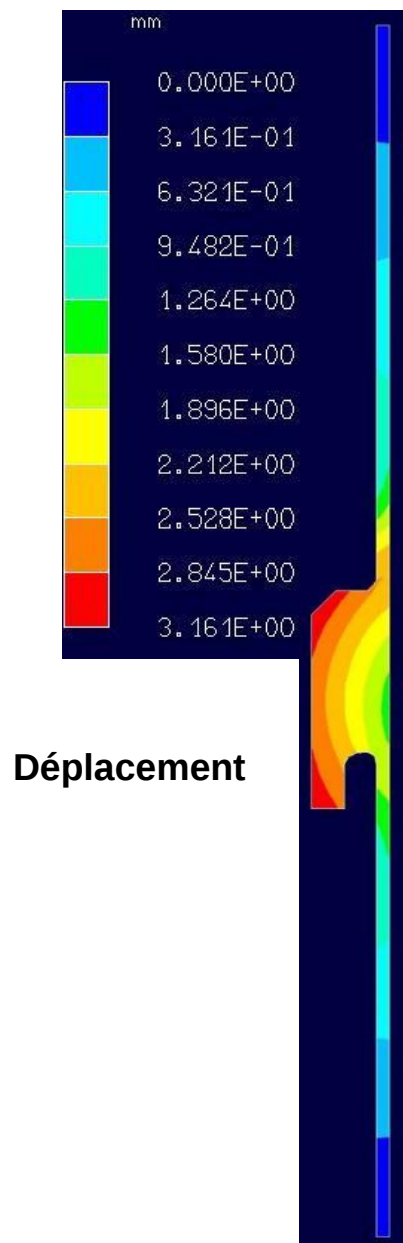
Renfort avec blocage ligne verticale
pour simuler épaisseur plaque
=> Calcul approché



Chargement



Conditions
aux limites

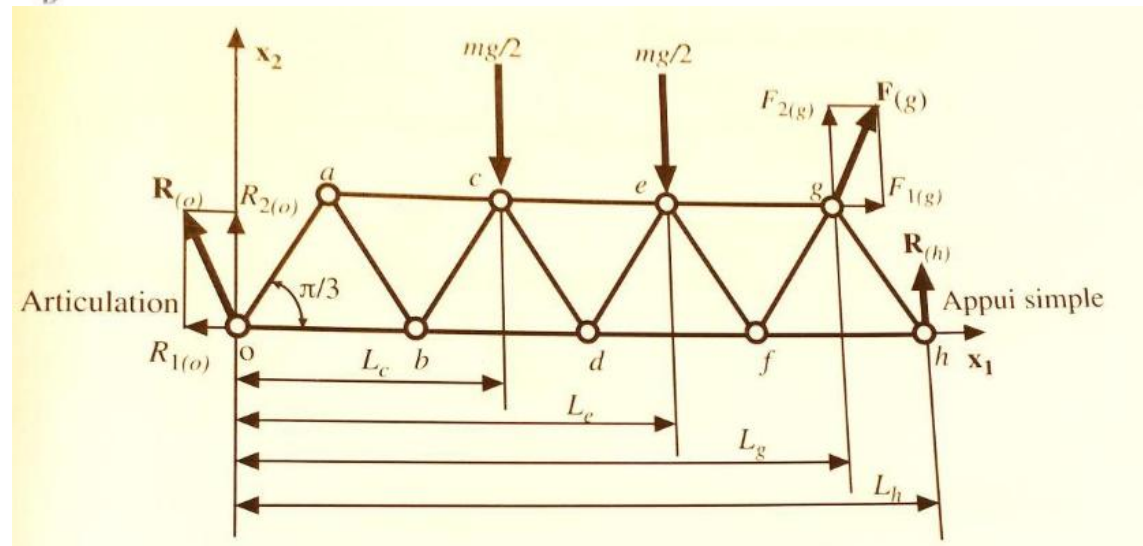
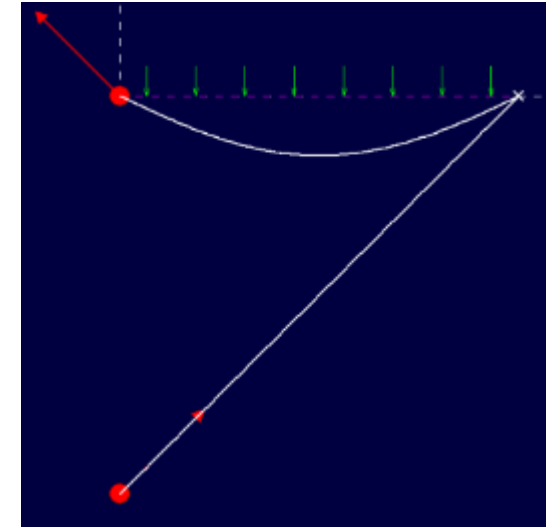
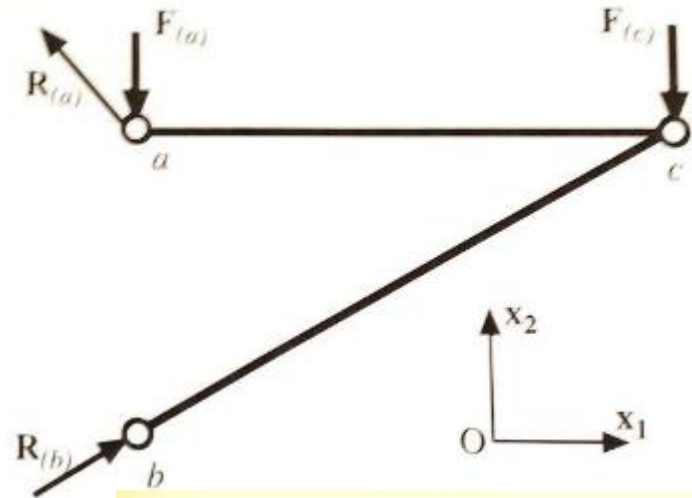
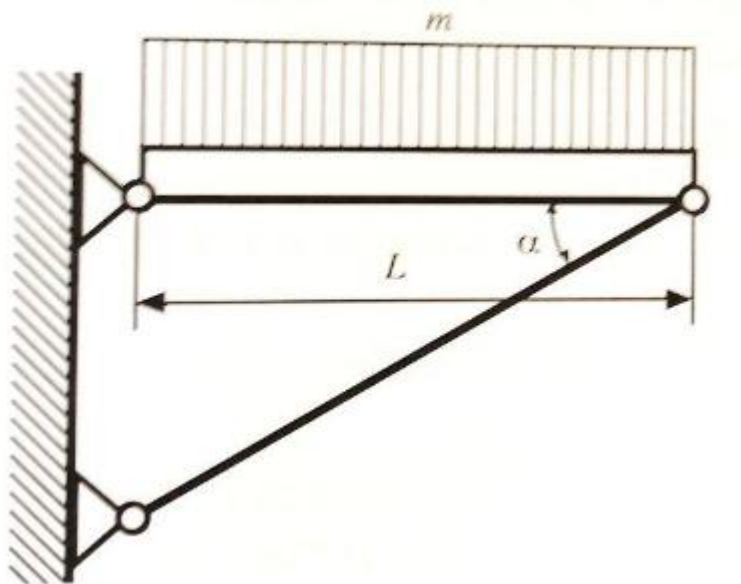


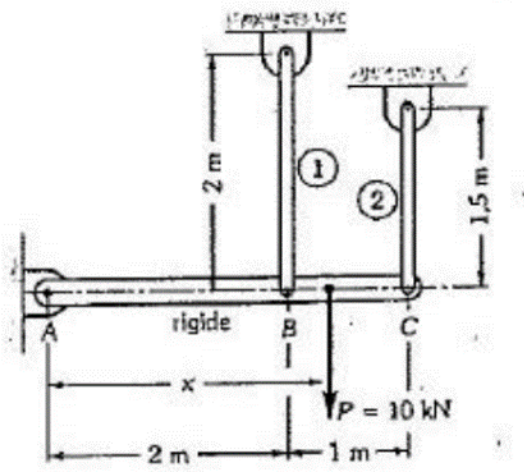
	Élément	RDM6
Déformée (mm)	CUVE	3,8 max / 1,74 péri.
Contraintes (Mpa) (limite < 15 Mpa)		1,3
Déformée (mm)	CHASSIS	1,6
Contraintes (Mpa) (limite < 250 Mpa)		65,8
Déformée (mm)	PLAQUE	2,5
Contraintes (Mpa) (limite < 50 Mpa)		5,16
Déformée (mm)	ACCROCHE	3,2
Contraintes (Mpa) (limite < 15 Mpa)		11,6

Conclusion:

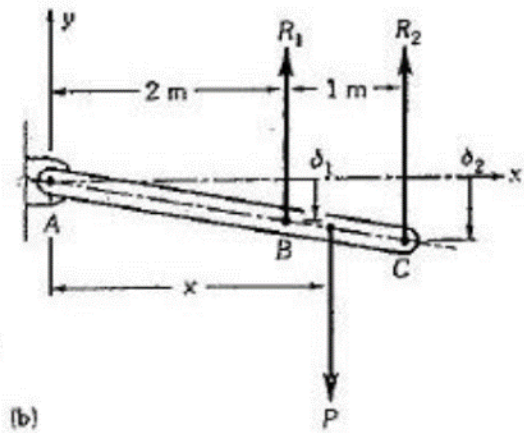
- L'ordre de grandeur est le même
- Pas de risque de rupture en contraintes
- Déformée de 5,7 mm max au milieu d'une plaque => négligeable / taille de l'objet : ~1/1000

=> RISQUE depuis 2002: Corrosion et pourrissement du bois pouvant altérer les matériaux

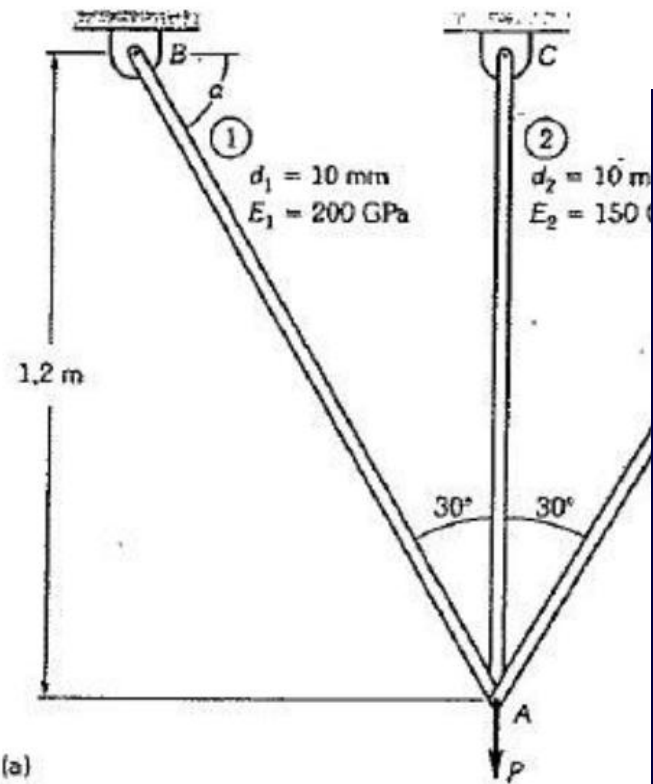




(a)



(b)



(a)

