

Session de 2006

**Concours externe
de recrutement de professeurs agrégés**

Section mécanique

Conception des systèmes

Durée : 8 heures

Aucun document n'est autorisé.

Moyens de calculs autorisés: Calculatrice de poche - y compris calculatrice programmable et alphanumérique - à fonctionnement autonome, non imprimante, autorisée conformément à la circulaire n°86-228 du 28 juillet 1986.

En aucune manière, la calculatrice ne pourra posséder de données scientifiques et techniques propres au génie mécanique.

Dès la distribution du sujet, le candidat s'assurera que l'exemplaire du dossier remis est complet.

Le sujet comporte :

– le texte de l'épreuve rédigé sur 24 pages dactylographiées ;

– le dossier des annexes :

- annexes A : Détail des zones de stockage et des galeries ;
- annexes B : Conteneur et mécanisme de préhension ;
- annexes C : Cycle de fonctionnement ;
- annexes D : Contact entre solides – Modèle de Hertz ;
- annexes E : Documentation dimensionnelle (galets, rails, écrou-vis à billes) ;
- annexe F : Câbles – Caractéristiques ;
- annexe G : Constituants de détection.

– le dossier des documents (avant-projet)

DOCUMENT 1-a Avant-projet (format A3) à rendre avec la copie ;

DOCUMENTS 1-b, 2-a et 2-b Avant-projet (format A4) à rendre avec la copie.

Le candidat est invité à ne pas négliger les parties conception du sujet qui mobilisent des compétences fondamentales que doit posséder l'agrégé de mécanique.

Le candidat peut formuler toutes les hypothèses qu'il jugera nécessaires à la résolution des questions posées.

Pour les questions de conception, les éléments pour lesquels aucune documentation n'est fournie, le candidat est invité à les représenter de manière aussi réaliste que possible.

Tournez la page S.V.P.

1. Présentation du thème

1.1. Introduction

Pour les cinquante prochaines années, la gamme des sources d'énergie utilisables restera conventionnelle avec les combustibles fossiles (charbon, gaz, pétrole), l'énergie nucléaire (de fission) et les énergies renouvelables (hydraulique, solaire, éolien, biomasse et géothermie). Actuellement, la consommation mondiale d'énergie requiert les combustibles fossiles à hauteur de 80%, le nucléaire pour 7% et les énergies renouvelables pour 13%.

La France étant pauvre en combustibles fossiles, les fluctuations des cours du pétrole et du gaz l'ont conduite à chercher d'autres équilibres afin d'améliorer son indépendance énergétique. C'est ainsi que l'énergie nucléaire s'est progressivement imposée en France suite aux chocs pétroliers des années 70. L'uranium qui alimente les centrales nucléaires est en effet présent de façon importante partout dans le monde et est en particulier majoritairement situé dans des pays stables sur le plan politique.

La mise en place du programme électronucléaire a permis de remplacer le fioul par l'énergie nucléaire pour la production d'électricité. En France, 78% des kWh produits sont d'origine nucléaire par les 58 réacteurs en service qui fournissent une puissance de 63 GWe (GigaWatt électriques).

Le principal inconvénient de l'industrie nucléaire est de produire des déchets qui doivent faire l'objet d'une gestion particulière du fait de leur nocivité.

1.2. Les déchets radioactifs

Le programme électronucléaire français occasionne la production d'environ un kilogramme de déchets radioactifs par habitant et par an dont quelques grammes seulement de déchets à vie longue, c'est-à-dire une infime partie des 800 kg de déchets industriels et des 2200 kg de déchets ménagers produits chaque année par habitant.

1.2.a. Les différentes catégories de déchets

Les déchets nucléaires sont d'une grande diversité d'origine et de nature. Deux paramètres permettent d'appréhender le risque qu'ils présentent :

- l'activité mesurée en Bq (Becquerel), on utilise les termes de déchets à faible ou moyenne activité et déchets à haute activité ;
- la durée de vie des radio-éléments, on emploie les expressions de déchets à vie courte ou à vie longue.

Les déchets à faible ou moyenne activité et à durée de vie courte représentent en volume 90% de l'ensemble des déchets radioactifs mais seulement 0,5% de la radioactivité totale de ces déchets.

Les déchets à haute activité et à vie longue représentent 10% en volume mais 99,5% de la radioactivité totale.

1.2.b. La gestion des déchets

La gestion à long terme des déchets radioactifs est confiée depuis la loi du 30 décembre 1991 à l'ANDRA (Agence Nationale pour la gestion des Déchets RadioActifs). L'objectif de cette loi était de se donner une période de quinze ans pour développer des recherches selon trois axes :

- la séparation et la transmutation des radioéléments à vie longue ;
- le stockage en couches géologiques profondes (> 500m) ;
- l'entreposage en surface ou subsurface.

L'objectif de ces voies de recherche est de présenter un ensemble de solutions scientifiques et techniques complémentaires, permettant des stratégies ouvertes et flexibles pour la gestion des déchets à vie longue et à haute activité. Un texte doit être présenté à l'Assemblée Nationale en 2006.

1.3. Thème d'étude

L'étude proposée s'inspire de l'avant-projet, réalisé par la société MECACHIMIE pour le compte du CEA (Commissariat à l'Énergie Atomique), d'une plate-forme automotrice permettant de stocker dans des puits réalisés dans un réseau de galeries, des conteneurs de produits radioactifs.

La conception de l'entreposage de longue durée, jusqu'à 300 ans, nécessite la prise en compte des critères suivants :

- assurer le confinement permanent des radionucléides ;
- donner la possibilité de reprendre les colis à tout moment ;
- minimiser la charge de surveillance et de maintenance.

Une représentation d'une zone de stockage et des puits est donnée par les figures A1.1 et A1.2 de l'annexe A1 et la figure A2.1 de l'annexe A2.

Les figures ci-dessous montrent la constitution d'un conteneur de stockage et la répartition des températures dans celui-ci.

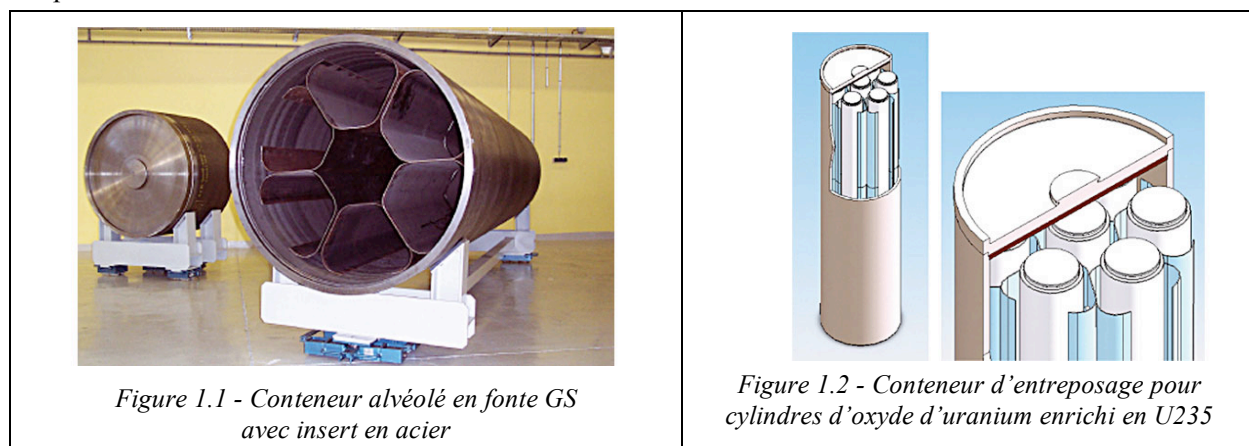


Figure 1.1 - Conteneur alvéolé en fonte GS avec insert en acier

Figure 1.2 - Conteneur d'entreposage pour cylindres d'oxyde d'uranium enrichi en U235

Les conteneurs sont réalisés à partir d'un cylindre en fonte GS, de deux couronnes en acier, insérées aux deux extrémités, pour permettre le soudage du couvercle et du fond (voir annexe B1). Les cloisons internes favorisent l'évacuation de chaleur des combustibles et de maintien des étuis contenant les éléments radioactifs.

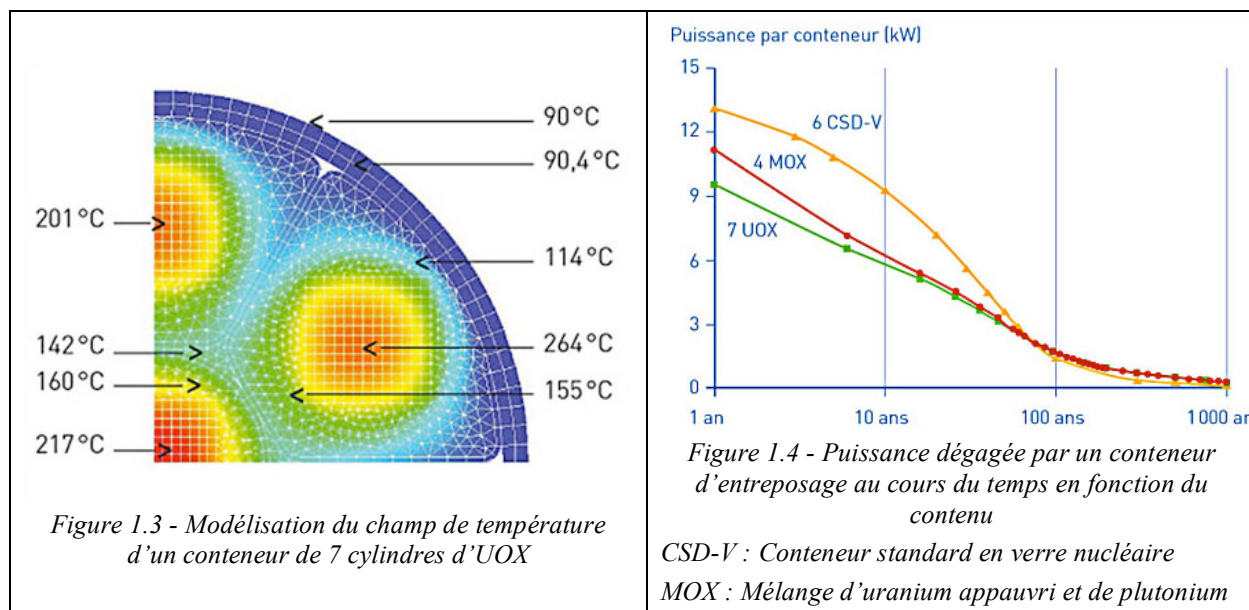


Figure 1.3 - Modélisation du champ de température d'un conteneur de 7 cylindres d'UOX

Figure 1.4 - Puissance dégagée par un conteneur d'entreposage au cours du temps en fonction du contenu

CSD-V : Conteneur standard en verre nucléaire

MOX : Mélange d'uranium appauvri et de plutonium

Comme le montrent les figures ci-dessus l'entreposage doit prendre également en compte les problèmes thermiques pour les conteneurs.

2. Extraits du cahier des charges

Le concept développé dans cette étude correspond à l'entreposage modulaire souterrain. Les conteneurs sont entreposés dans des puits verticaux, à raison de deux conteneurs superposés par puits. Le premier des deux conteneurs reposant sur un « tabouret en béton ». Le puits est réalisé à partir de viroles en béton, entouré de caillasse afin de faciliter les écoulements éventuels et obturé par un bouchon.

Les caractéristiques de la zone de stockage sont données sur les annexes A1 et A2.

2.1. Données de stockage et de production

- un cycle par jour ;
- distance du trajet maxi 1500 m du point de chargement au puits d'entreposage ;
- nombre de puits d'entreposage :
 - 8 modules de 5 galeries par module,
 - 150 puits par galerie d'accès ;
- 12000 conteneurs à traiter.

2.2. Fonctions de l'engin de transport et de manutention (ETM)

2.2.a. Description de l'ETM

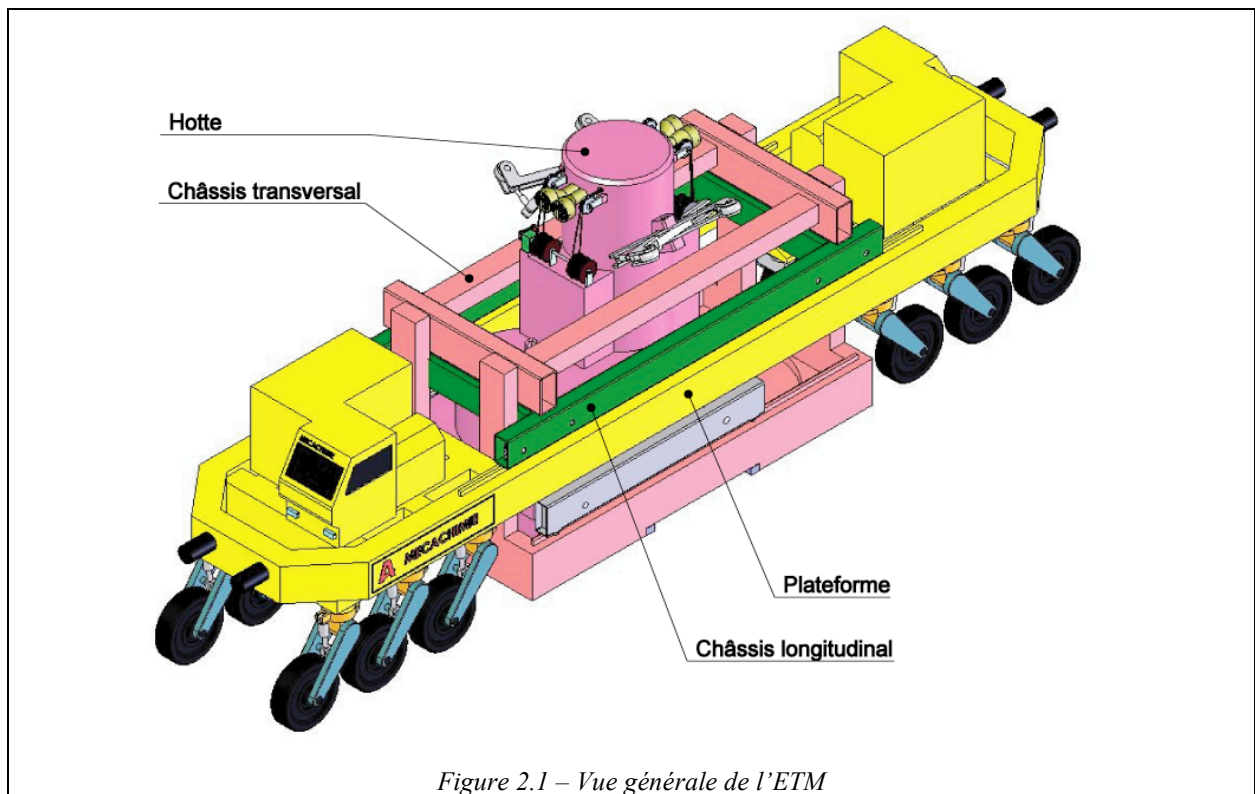
L'ETM doit assurer les opérations suivantes :

- les opérations nécessaires pour la saisie du conteneur dans le puits d'échange ;
- le transport de ce conteneur sous protection radiologique depuis le puits d'échange jusqu'au puits d'entreposage ;
- les opérations nécessaires à la mise en place du conteneur dans le puits d'entreposage ;
- le retour de l'engin vers le puits d'échange.

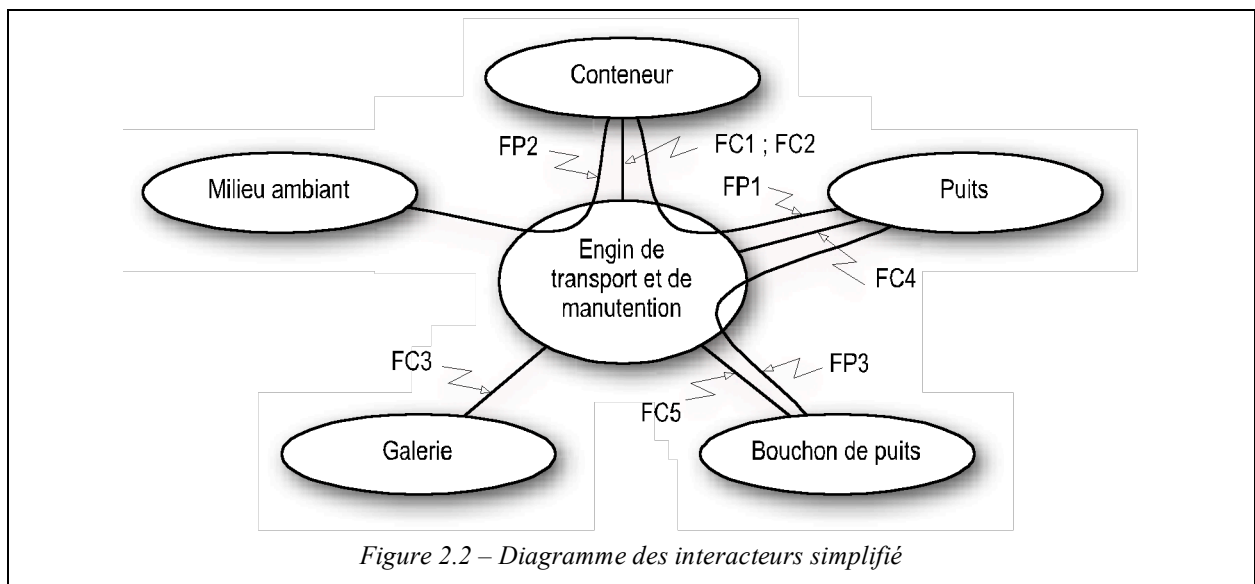
L'ETM comporte donc trois parties distinctes :

- une plateforme assurant le déplacement dans les galeries ;
- un ensemble de structures assurant le positionnement fin au-dessus des puits ;
- une hotte permettant la manutention du conteneur et du bouchon (fermeture du puits) pour assurer une protection radiologique (jupe).

Une représentation de l'avant-projet de l'ETM est donnée figure 2.1 de la page suivante.



2.2.b. Diagramme des interacteurs



Fonction	Critère	Niveau	Flexibilité
FC1 : Saisir le conteneur	Formes et dimensions de l'interface de saisie	<i>Voir Annexe B1</i>	
	Décrochage accidentel	10^{-7} chute.an ⁻¹	Aucune
	Exposition aux rayons et aux effets thermiques	60°C en utilisation	200°C maxi au contact
	Masse d'un conteneur	20 000 kg	Maximum
FC2 : Déplacer le conteneur verticalement	Vitesse de déplacement	1 m.mn ⁻¹	Maximum
	Durée du mouvement	768 s	Maximum
FC3 : Circuler dans les galeries d'accès	Dimensions de la galerie	<i>Voir Annexe A3</i>	
	Vitesse de déplacement	15 m.mn ⁻¹ (0,9 km.h ⁻¹)	
	Gabarit engin de manutention et hotte par rapport à la galerie	Jeu latéral (hotte centrée sur la plateforme)	± 300 mm
FC4 : Se positionner sur le puits	Précision	Prise de référence au centre du puits	Ø 20 mm
	Correction de positionnement de la hotte en latéral et en longitudinal	Course	± 200 mm
	Positionnement de l'engin de manutention en latéral et transversal		± 100 mm
FC5 : Saisir le bouchon	Formes et dimensions de l'interface de saisie	Non précisé	
FP1 : Déposer un conteneur dans le puits	Course	12,720 m	Maximum
FP2 : Protéger le milieu ambiant	Épaisseurs de radioprotection prises en compte pour le tracé :	Latérale : 300 mm Axiale : 200 mm	
	Accès pour intervention	Possible dans galerie	
		À proscrire dans le puits	Aucune
	Température au contact	200° C	Maximum
Température en sortie de puits ainsi que dans la galerie de manutention	60°C	Maximum	
FP3 : Positionner le bouchon sur le puits	Précision du positionnement	Position	± 20 mm

2.3. Partie transport

- masse totale : 160 tonnes
- 12 roues de diamètre : 1382 mm
- roues type bandage de largeur : 376 mm
- charge par roue : 13,4 tonnes

2.4. Critères thermiques

- les conteneurs de combustibles usés et ceux des déchets vitrifiés dissipent respectivement des puissances thermiques résiduelles de 12 kW et 17 kW.
- la température maximale au contact de ces conteneurs est de 200°C, cette valeur constitue une limite à ne pas dépasser ;
- la température ambiante dans la galerie de manutention sera au maximum de 60°C, cette température sera maintenue en associant une convection naturelle et forcée.

2.5. Critères énergétiques

Les contraintes principales sont en corrélation avec la nécessité d'une totale autonomie de l'engin de manutention en matière d'alimentation énergétique. Cet impératif de totale autonomie est la conséquence de la prise en compte du vieillissement prévisible des galeries qui rend non pérenne toute solution énergétique liée au génie civil.

La source d'énergie est de type batterie avec une exploitation suivant le descriptif ci-dessous :

- un cycle de charge/décharge par 24 heures ;
- un temps de travail d'environ 5 heures ;
- un temps de charge de 12 heures ;
- une durée de vie des batteries de 1000 cycles (soit 4,5 années) ;
- une capacité d'environ 1800 Ah utile.

2.6. Cycle de fonctionnement (*annexe C*)

Le cycle complet des opérations de manutention dans le cas d'une dépose de conteneur est le suivant :

- déplacement de l'ETM chargé du conteneur à stocker vers un puits libre (*phase 1*) ;
- positionnement fin par rapport au bouchon et descente de la jupe de protection (*phase 2*) ;
- remontée du bouchon (*phase 3*) ;
- transfert de la hotte et positionnement fin (le châssis longitudinal place le conteneur au-dessus du puits) (*phase 4*) ;
- dépose du conteneur dans le puits (*phase 5*) ;
- transfert de la hotte et positionnement fin (le châssis longitudinal positionne le bouchon au-dessus du puits) (*phase 6*) ;
- dépose du bouchon et remontée de la jupe de protection (*phase 7*) ;
- transfert de l'ETM vers la zone de chargement (*phase 8*).

REMARQUES

- *Le recentrage final de la hotte sur le puits s'effectue jupe en position basse.*
- *Le cycle de retrait du conteneur du puits d'échange (dans la zone de chargement) ou d'un puits de stockage est réalisé suivant une procédure similaire.*

3. Étude de la préhension des conteneurs

OBJECTIFS

- Étude d'une solution existante.
- Conception d'une solution adaptée.

La prise des conteneurs s'effectue sur l'interface définie dans l'annexe B1 à l'aide d'un mécanisme de préhension. Dans l'étude d'avant-projet sommaire, plusieurs solutions ont été retenues parmi lesquelles un préhenseur à inertie (grappin) et un préhenseur à doigts pivotants. L'étude de ces deux solutions est détaillée dans cette partie.

3.1. Étude d'un préhenseur à inertie (grappin)

La structure de ce préhenseur est proposée dans les annexes B2. Il s'agit d'une solution retenue dans un projet antérieur pour la manipulation de conteneurs de forme différente. L'étude a pour but de comprendre son fonctionnement et de vérifier s'il peut être adapté ici.

Le grappin est suspendu au système de levage par le coulisseau 2 (liaison non représentée).

Question 1

Expliquer, à l'aide d'une succession de schémas ou de dessins adaptés, les différentes étapes du fonctionnement de ce grappin en montrant bien la position relative des organes dans les différentes étapes du fonctionnement.

Question 2

Dessiner une représentation de la section C–C (*annexe B2.a*) et mettre en évidence les conditions fonctionnelles nécessaires au bon fonctionnement de la butée rotative.

Question 3

L'appellation de « préhenseur à inertie » donnée par le concepteur est-elle justifiée ?

Question 4

Réaliser une analyse critique de ce préhenseur au regard des exigences du cahier des charges. En particulier, proposer, sans faire de calculs, les études mécaniques qu'il faudrait effectuer pour vérifier la capacité de ce grappin à supporter les conteneurs.

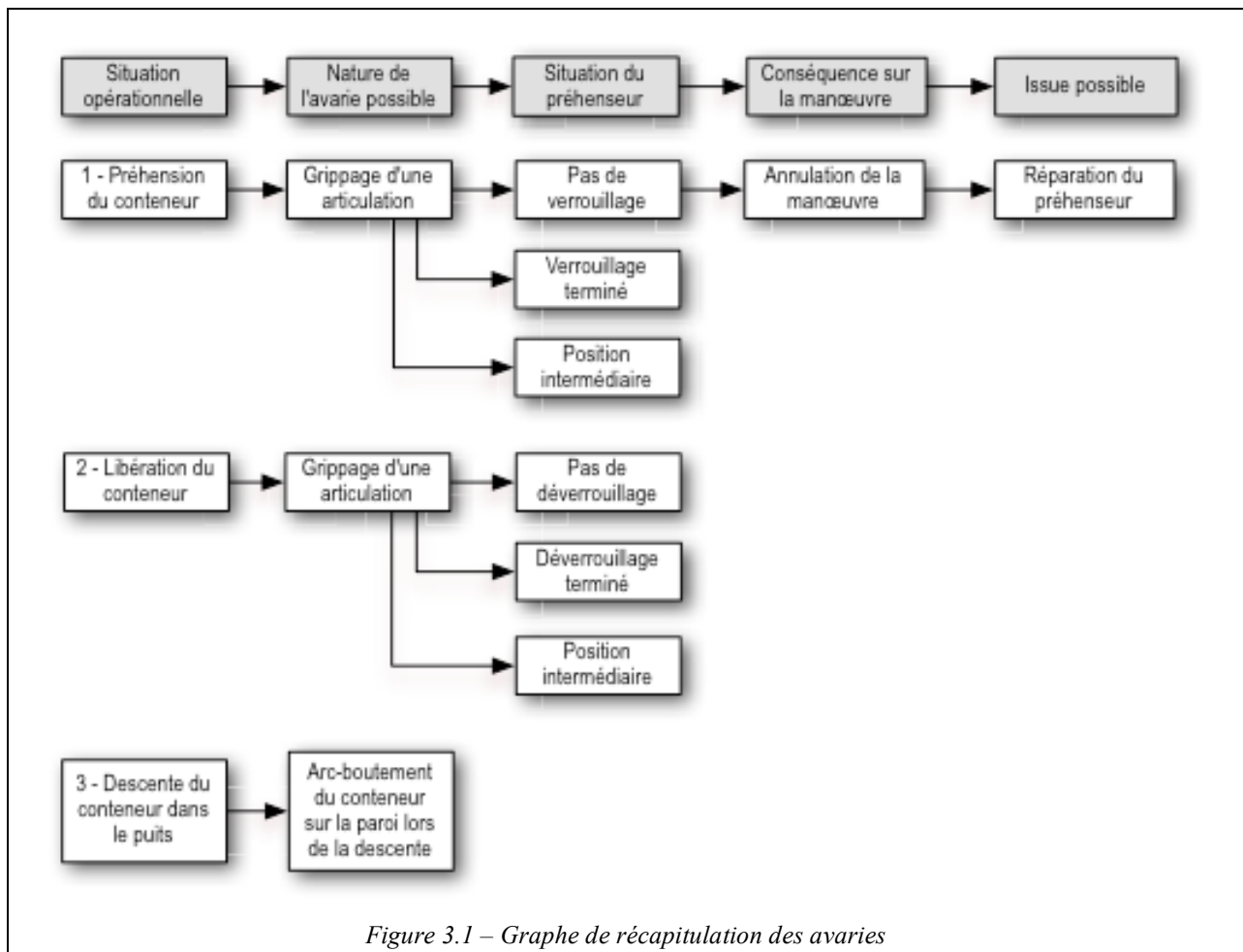
Question 5

Lors de certaines situations opérationnelles, le préhenseur peut être sujet à des avaries de fonctionnement qui, en fonction de la situation, ont des conséquences sur la manœuvre en cours de réalisation et sur l'issue possible, comme le montre la première ligne du graphe de la figure 3.1.

Trois situations opérationnelles sont proposées sur cette figure :

- 1-préhension du conteneur ;
- 2-libération du conteneur ;
- 3-descente du conteneur dans le puits.

Pour chacune de ces situations opérationnelles et en fonction des différentes situations du préhenseur, définir la ou les conséquences sur la manœuvre et les issues possibles. Compléter pour cela la figure 3.1 qui pourra être reprise sur la copie.



3.2. Conception d'un préhenseur à doigts pivotants

Il s'agit ici d'étudier un préhenseur à doigts pivotants escamotables, l'axe de rotation des doigts étant perpendiculaire à leur surface d'appui.

Le mécanisme comprend :

1. un centrage permettant de positionner le préhenseur sur le conteneur ;
2. un ensemble de préhension principal à 4 doigts synchronisés (doigts extérieurs) prenant appui sur la collerette extérieure. La manœuvre des doigts est réalisée par un moteur asynchrone. Chaque doigt comprend une vérification de la position Ouvert/Fermé ;
3. un ensemble de préhension de secours (pour assurer la redondance) basé sur le même principe que le précédent et entièrement indépendant. Les doigts (doigts intérieurs) prennent appui sur la collerette intérieure ;

Escamotage des doigts

Les annexes B1 et B3 donnent la forme et les dimensions de l'interface conteneur-doigts. Les documents 1a et 1b précisent les positions relatives des doigts obtenus par matriçage.

Question 6

L'escamotage des doigts nécessite un angle minimal de rotation. Évaluer graphiquement cet angle pour assurer un dégagement correct du conteneur.

Contact doigt/conteneur

HYPOTHESES

- les défauts de planéité des collerettes ainsi que les défauts de position des doigts sont tels qu'au maximum 3 des 4 doigts extérieurs sont en contact avec le conteneur.
- la zone d'appui des doigts avec le conteneur (face S3, figure B4.1, annexe B4) est considérée sphérique de rayon R très grand ($R = 1\text{ m}$).
- la pression de Hertz admissible pour un acier S 275 est voisine de 960 MPa.
- le conteneur est parfaitement centré dans le préhenseur.
- l'ensemble est considéré au repos.
- on prendra $g = 9,81\text{ m.s}^{-2}$.

Question 7

Déterminer, en la justifiant, la charge maximale supportée par un doigt.

Question 8

En utilisant le modèle de Hertz (voir annexe D), vérifier la pression de contact entre les doigts et la collerette de préhension du conteneur. Conclusion ?

Comportement mécanique des doigts

Dans l'étude d'avant-projet sommaire, une forme globale des doigts a été proposée (annexe B3). De plus, une étude de comportement mécanique menée sur un doigt extérieur a permis de tracer la déformée (figure B4.1, annexe B4) et la répartition des contraintes (figure B4.2, annexe B4).

HYPOTHÈSES

- les faces S1 et S2 des doigts sont des faces bloquées.
- la face S3 supporte une charge répartie de 100 kN.
- le matériau utilisé est un acier S 275.

Question 9

Analyser les figures de l'annexe B4 et tirer des conclusions quant au comportement du doigt lorsqu'il est chargé. Proposer, en les argumentant, des solutions et des aménagements de forme pour remédier aux problèmes éventuels.

Recherche de solutions technologiques

Question 10

Proposer, en l'argumentant, une solution possible pour réaliser le guidage en rotation des doigts.

Question 11

Proposer, sous forme schématique, des solutions possibles pour réaliser les entraînements en rotation entre les moteurs asynchrones et les doigts.

Question 12

Proposer en l'argumentant, à partir de l'annexe G, le type de constituants permettant de vérifier la position Ouvert/Fermé des doigts. Préciser ensuite la disposition du ou des constituants choisis par rapport aux doigts.

Projet de construction du préhenseur

Question 13

Sur le DOCUMENT 1-a, à l'échelle 1:2, représenter, aux instruments et avec précision, un projet de construction de ce préhenseur. On définira les solutions constructives répondant le mieux aux problèmes évoqués dans les questions 6 à 12.

REMARQUES

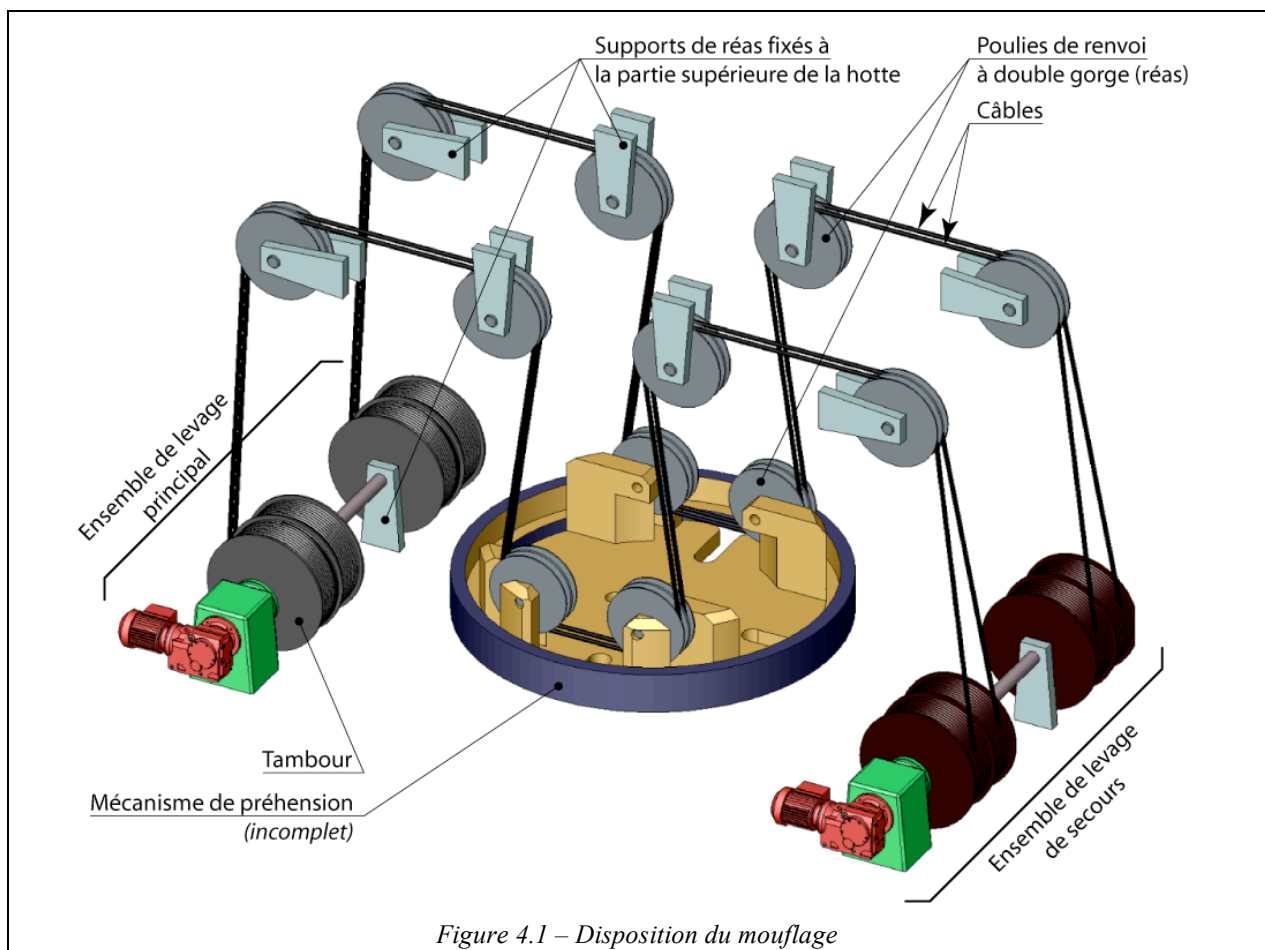
- le préhenseur doit former un ensemble clos qui protège les différents organes.
- la lubrification et l'étanchéité seront assurées.
- le préhenseur est suspendu au mécanisme de levage par 4 réas (voir la figure 4.1).

4. Étude du levage du conteneur

OBJECTIFS

- Étude du dispositif de levage.
- Choix optimal d'un câble.

Parmi les solutions envisagées pour réaliser la fonction contrainte « déplacer le conteneur verticalement » (FC2), l'utilisation d'un treuilage par câble semble bien adaptée (figure 4.1).



4.1. Commande et redondance

L'ensemble de commande (actionneur, treuil) sera placé au niveau de la partie supérieure de la hotte.

Conditions à satisfaire :

1. pour assurer la stabilité du mécanisme de préhension, celui-ci sera suspendu en 4 points ;
2. pour assurer la redondance, l'ensemble de levage sera doublé : un ensemble principal et un ensemble de secours. Cet ensemble de secours ne sera utilisé qu'en cas de problème ;
3. pour soulever la charge, on a choisi la disposition du mouflage donnée à la figure 4.1. L'ensemble est équipé de 4 câbles. Chaque ensemble de levage comporte un treuil avec 4 tambours à une couche d'enroulement et 2 poulies de renvoi à double gorge ;
4. la vitesse de déplacement du conteneur doit être sensiblement constante (1 m.mn^{-1}) ;
5. pour assurer le réglage du « mou » dans chaque brin de manière indépendante, le calage initial des tambours du treuil doit être assuré ;
6. la remontée complète du conteneur en cas de défaillance de l'un des treuils devra être possible à partir de n'importe quelle position (réserve de câble suffisante).

Réglage du mou du câble (point 5 des conditions à satisfaire)

Les 4 câbles devant supporter de façon uniforme le poids du conteneur, il est nécessaire de régler le mou du câble.

Question 14

Proposer, sous forme de schémas à main levée, des solutions constructives permettant de régler le mou du câble.

Question 15

Compte tenu, du point 6 des conditions à satisfaire, évaluer la longueur utile minimale d'un câble nécessaire pour la descente d'un conteneur. Quelle doit être la réserve de câble dans le treuil de secours ?

4.2. Détermination des caractéristiques du mécanisme de levage

Le cahier des charges de l'ETM indique que la descente de préhenseur en charge s'effectue pour la dépose du premier conteneur en 768 s (profondeur du puits 12,72 m), la remontée du préhenseur à vide ayant la même durée. Le placement du second conteneur dans le même puits demande une descente de 7,55 m en 458 s. La masse d'un conteneur est égale à 20 tonnes, celle du système de préhension de 1500 kg.

La détermination des câbles de levage demande de déterminer successivement :

- l'effort maximal appliqué au câble ;
- le diamètre minimal du câble ;
- le diamètre des poulies et des tambours ;
- le nombre de cycles de flexion avant rupture.

Ces éléments sont à déterminer à partir de la réglementation en vigueur.

4.2.a. Classement des mécanismes en fonction du service

Facteurs influents

Pour l'application des règles ISO, les mécanismes sont classés en différents groupes suivant le service qu'ils assurent. Les deux facteurs pris en considération pour choisir le groupe auquel appartient un mécanisme sont :

- la classe de fonctionnement ;
- l'état de sollicitation.

Classe de fonctionnement

La classe de fonctionnement caractérise le temps moyen de fonctionnement quotidien présumé en heures. Un mécanisme n'est considéré comme étant en fonctionnement que lorsqu'il est en mouvement.

TABLEAU 1 – Classe de fonctionnement

Classe de fonctionnement	Temps moyen de fonctionnement quotidien présumé en heures	Durée totale théorique d'utilisation en heures
T ₂	≤ 0,5	≤ 800
T ₃	> 0,5 et ≤ 1	1600
T ₄	> 1 et ≤ 2	3200
T ₅	> 2 et ≤ 4	6300
T ₆	> 4 et ≤ 8	12500
T ₇	> 8 et ≤ 16	25000
T ₈	> 16	50000

État de sollicitation

L'état de sollicitation précise dans quelle mesure un mécanisme ou un élément de mécanisme est soumis à sa sollicitation maximale ou seulement à des sollicitations réduites.

TABLEAU 2 – État de sollicitation

État de sollicitations	Paramètre de charge	Observations	Valeur du coefficient de charge K
L ₁	0,125	Appareils soulevant exceptionnellement la charge nominale et couramment des charges très faibles	0,55
L ₂	0,25	Appareils ne soulevant que rarement la charge nominale et couramment des charges de l'ordre du 1/3 de la charge nominale	0,67
L ₃	0,50	Appareils soulevant assez fréquemment la charge nominale et couramment des charges comprises entre 1/3 et 2/3 de la charge nominale	0,82
L ₄	1,00	Appareils régulièrement chargés au voisinage de la charge nominale	1,00

REMARQUE

Lorsqu'un système est sollicité par des charges variables, on utilise la loi de cumulation ci-dessous pour déterminer le coefficient de charge K.

$$K = \left[\frac{\sum_{i=1}^{i=n} K_i^3 t_i}{\sum_{i=1}^{i=n} t_i} \right]^{1/3}$$

Classement des mécanismes

À partir de la classe de fonctionnement et de l'état de sollicitation, on classe les mécanismes en six groupes suivant le tableau 3 ci-après.

TABLEAU 3 – Classement des mécanismes

État de sollicitation	Classes des mécanismes						
	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	T ₈
L ₁	M ₁	M ₂	M ₃	M ₄	M ₅	M ₆	M ₇
L ₂	M ₂	M ₃	M ₄	M ₅	M ₆	M ₇	M ₈
L ₃	M ₃	M ₄	M ₅	M ₆	M ₇	M ₈	
L ₄	M ₄	M ₅	M ₆	M ₇	M ₈		

Les mécanismes assurant des manutentions dangereuses, seront classés dans un groupe au-dessus.

Question 16

Déterminer la classe de mécanisme à laquelle on peut faire appartenir le treuil principal.

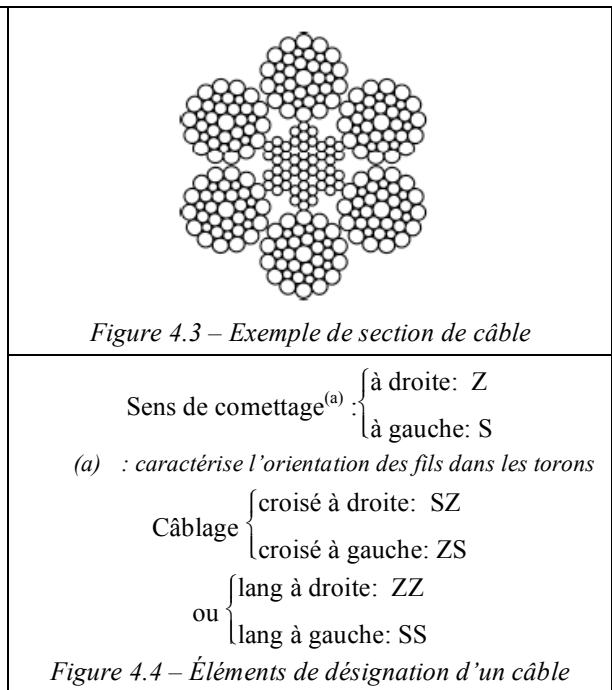
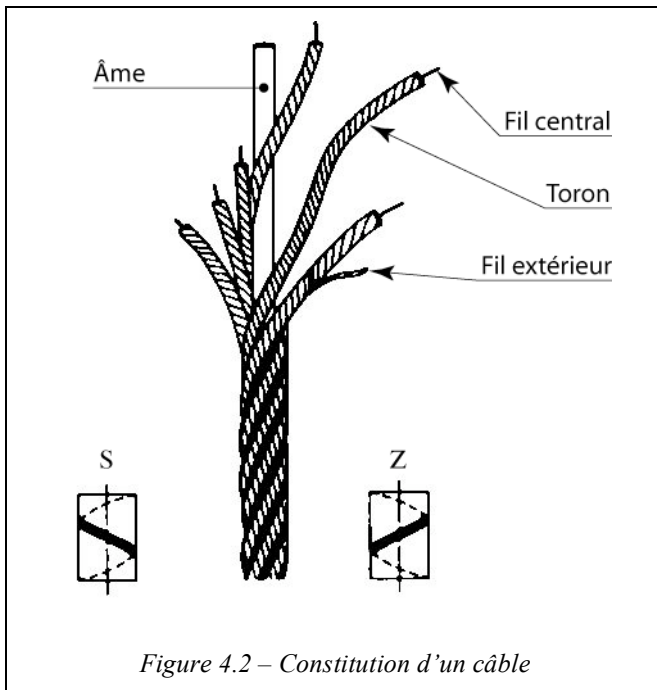
4.2.b. Détermination du câble du treuil principal

Choix du diamètre minimal du câble et de sa classe de résistance

Les câbles sont déterminés en fonction de la classe de fonctionnement et des critères ci-dessous afin qu'ils assurent un service d'une durée acceptable.

Les câbles de levage sont constitués de torons (*figure 4.2*) qui sont des assemblages de fils de section et dimensions appropriées, disposés de façon hélicoïdale dans le même sens en une ou plusieurs couches autour d'un fil d'âme.

Les torons sont ensuite disposés en hélice en une ou plusieurs couches autour d'une âme (câble à une couche) ou d'un centre (pour les câbles anti-giratoires) (*figure 4.3*). Suivant leur constitution les désignations des câbles varient (*figure 4.4*).



Les matériaux constituant les fils d'un câble sont classés suivant leur résistance à la rupture. On distingue quatre principales classes de qualité.

TABLEAU 4 – Classes de qualité

Plage de résistance à la rupture en MPa	Classe de résistance R_0 en MPa
1370 à 1770	1570
1570 à 1960	1770
1770 à 2160	1960
1960 à 2160	2160

La détermination du diamètre du câble nécessite la connaissance du coefficient de charge à la rupture K' , défini par la norme ISO 2408. Pour l'application envisagée dans le cadre d'un avant-projet, on peut utiliser la valeur $K' = 0,356$.

Le coefficient de choix du câble C défini par la norme ISO 4308 est donné par la relation $C = \sqrt{\frac{Z_p}{K' R_0}}$, où Z_p est le coefficient d'utilisation (il dépend de la classe du mécanisme), R_0 la classe de résistance du câble, et le coefficient K' de charge à la rupture.

TABLEAU 5 – Coefficient Z_p en fonction de la classe du mécanisme

Classe du mécanisme	Valeur de Z_p
M ₁	3,15
M ₂	3,35
M ₃	3,55
M ₄	4,0
M ₅	4,5
M ₆	5,6
M ₇	7,1
M ₈	9,0

Diamètre du câble

Le diamètre minimal du câble est déterminé par la formule $d_{\text{mini}} = C \sqrt{S}$ dans laquelle :

d_{mini} : diamètre extérieur minimal du câble en mm ;

C : un coefficient dépendant du groupe

S : la tension maximale, en newtons, dans le câble, déterminé à partir de l'effort statique (y compris le poids propre du câble et du mouflage).

Charge de rupture minimale

Cette charge est déterminée à partir de la connaissance du coefficient Z_p qui dépend lui-même de la classe de mécanisme. Elle est donnée par la relation suivante : $F_{\text{mini}} = Z_p S$.

Question 17

Déterminer le diamètre minimal du câble ainsi que sa classe de résistance R_0 . Choisir dans l'annexe F, un câble possible pour l'application.

Choix des diamètres minimum des poulies et des tambours

Diamètre d'enroulement minimal

Le diamètre minimal d'enroulement d'un câble est obtenu à partir de la connaissance de son diamètre minimal d_{mini} défini précédemment.

On utilise pour cela les coefficients h_1 , h_2 et t définis dans les tableaux ci-dessous et la relation :

$$D_i \geq h_i t d_{\text{mini}}$$

D_1 : diamètre d'enroulement sur les poulies, compté à partir de l'axe du câble.

D_2 : diamètre d'enroulement sur les tambours, compté à partir de l'axe du câble.

d_{mini} : le diamètre extérieur minimal du câble.

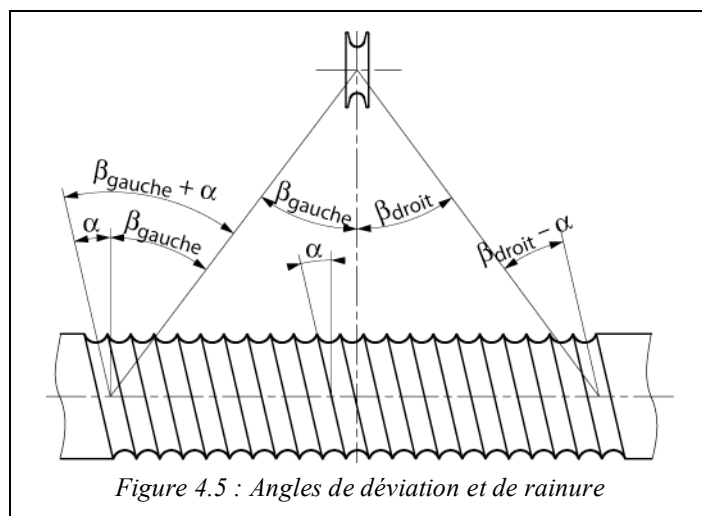
TABLEAU 6 – Valeurs des coefficients h_1 et h_2

Classification des mécanismes	Tambours	Poulies
M ₁	11,2	12,5
M ₂	12,5	14,0
M ₃	14,0	16,0
M ₄	16,0	18,0
M ₅	18,0	20,0
M ₆	20,0	22,4
M ₇	22,4	25,0
M ₈	25,0	28,0

TABLEAU 7 – Valeurs du coefficient t

Nombre de torons extérieurs dans le câble	Coefficient de type de câble
3 à 5	1,25
6 à 10	1,00
8 à 10 avec imprégnation plastique	0,95
≥ 10	1,0

Prise en compte de l'inclinaison du câble lors de l'enroulement



La figure ci-contre montre une largeur de tambour avec un angle primitif α et une poulie de déviation. Lorsque le câble s'enroule en direction de l'un des flasques du tambour il est dévié d'une quantité β_{droit} ou β_{gauche} . Le câble s'enroulant ou se déroulant autour du tambour ou passant sur la poulie avec un angle de déviation risque d'être vrillé lorsqu'il descend le long d'un flasque et en conséquence avoir une plus faible performance à la fatigue. Il convient que les angles de déviation soient au maximum de 4° .

On étudie le cas des tambours du treuil principal. Au montage, ou en position d'attente, les deux câbles sont quasiment verticaux, c'est-à-dire que l'on suppose que l'un des angles β_i est nul.

On suppose que :

- le treuil est à une seule couche de câble, diamètre d'enroulement D_2 ;
- la hauteur maximale de descente d'un conteneur est égale à 12,720 m ;
- pour les positions initiale (complètement enroulé) ou finale (complètement déroulé) il doit exister la possibilité d'effectuer un tour supplémentaire positivement ou négativement ;
- l'entraxe entre le treuil et les réas supérieurs est de 4,0 m, le treuil est fixé sur le châssis transversal et la poulie de renvoi sur le faîte de la hotte ;
- le pas p , de l'hélice usinée sur le tambour, est égal au diamètre du câble d_{mini} (câble jointif) ;
- on note n le nombre total d'enroulements du câble sur le tambour du treuil.

Question 18

Compte tenu du diamètre du câble déterminé précédemment (*Question 17*), représenter dans le plan $\{D_2, n\}$, les courbes déduites des critères ci-dessus. Les tracés sont effectués pour D_2 variant entre 100 et 500 mm. En déduire un couple $\{D_2, n\}$ compatible.

Question 19

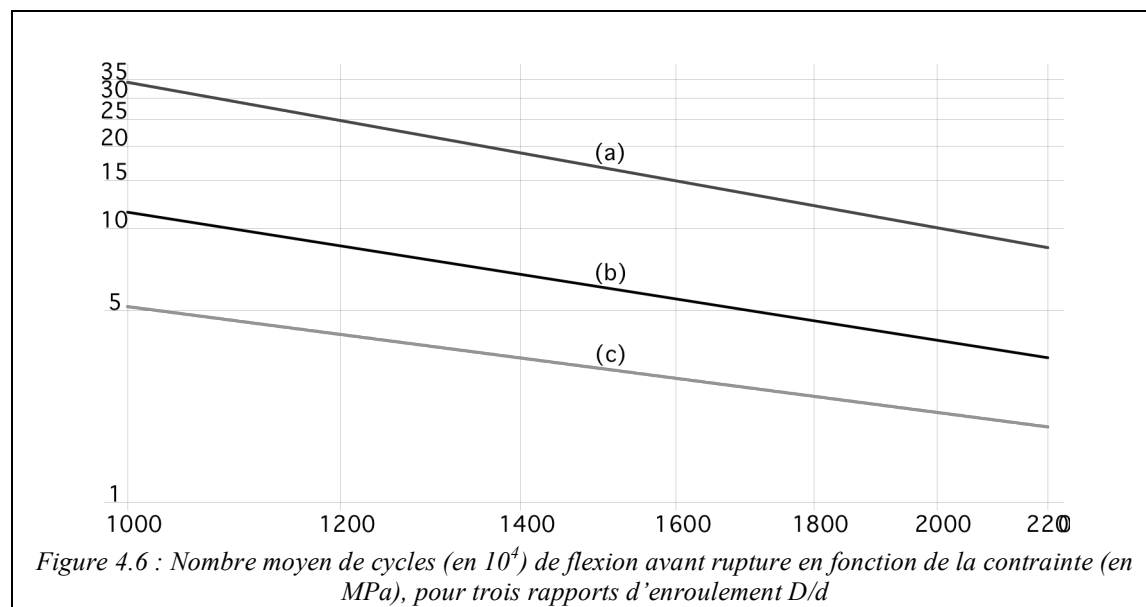
Peut-on adapter directement ce résultat au treuil de secours ? Justifier votre réponse.

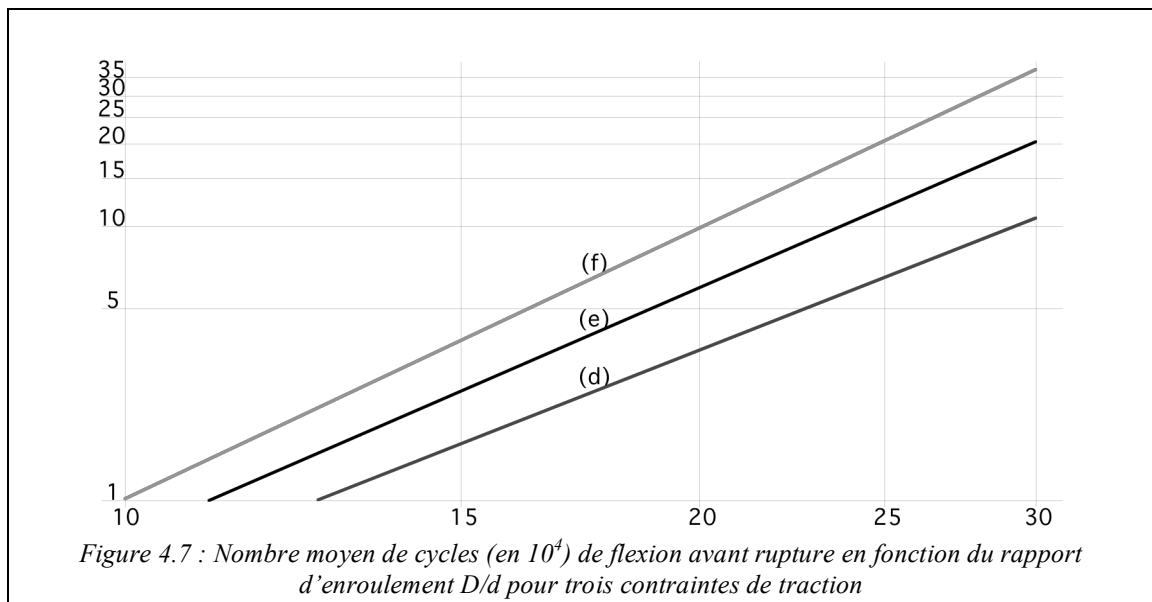
4.2.c. Prise en compte du phénomène de fatigue dans le câble

Les normes de sécurité imposent une détermination à la fatigue des câbles de soulèvement des conteneurs. Dans cette étude, on utilise le modèle de K. FEYRER.

Les graphes donnés ci-dessous représentent le nombre moyen de flexions que peut subir un câble d'acier en fonction :

- d'une part de la contrainte de traction pour différents rapports d'enroulement D/d (diamètre d'enroulement/diamètre du câble) ;
- d'autre part du rapport d'enroulement pour différentes valeurs de la contrainte de traction.





Sur ces deux représentations on constate que :

- figure 4.6 : le logarithme décimal du nombre moyen de cycles de flexion est une fonction affine du logarithme décimal de la contrainte σ_T , la pente et l'ordonnée à l'origine ne dépendent que du rapport d'enroulement D/d ;
- figure 4.7 : le logarithme décimal du nombre moyen de cycles de flexion est une fonction affine du logarithme décimal du rapport d'enroulement, la pente et l'ordonnée à l'origine ne dépendent que de la contrainte de traction.

On peut écrire ces deux expressions en fonction sous la forme :

$$\log N = \alpha(D/d) \log \sigma_T + \beta(D/d)$$

$$\log N = \chi(\sigma_T) \log(D/d) + \varepsilon(\sigma_T).$$

Pour simplifier l'écriture, on note $A^* = \log(A)$, (par exemple $R^* = \log(D/d)$).

Question 20

Montrer que cette écriture est possible si $\alpha(R^*)$ et $\chi(\sigma_T^*)$ s'écrivent sous la forme de deux fonctions affines que l'on déterminera. En déduire les nouvelles expressions de N^* .

Question 21

Ces deux dernières relations doivent être vérifiées quels que soient σ_T^* et R^* . Montrer que cette condition permet d'obtenir le nombre moyen de cycles sous la forme suivante :

$$\log N = a_0 + a_1 \log \sigma_T + a_2 \log(D/d) + a_3 \log \sigma_T \log(D/d)$$

Cette équation constitue la base du modèle de durée de vie de FEYRER.

Ce modèle de base est complété par des coefficients correcteurs prenant en compte :

- le diamètre du câble par le coefficient b_3 ;
- la longueur de flexion ℓ (longueur de câble qui passe sur la poulie) par le coefficient b_5 ;

Ces deux coefficients n'interagissent pas avec les autres paramètres.

On introduit un dernier coefficient qui prend en compte la résistance des fils constituant les torons. Ce coefficient pondère la contrainte de traction σ_T . FEYRER introduit cette pondération sous la forme :

$$\sigma_T = \log(S/d^2) - 0.4 \log(R_0/1770)$$

Dans cette relation S est l'effort de traction dans le câble (en N), d le diamètre du câble (en mm) et R_0 la classe de résistance (en MPa) des fils constituant les torons.

On obtient donc la formulation générale :

$$\log N = b_0 + (b_1 + b_4 \log(\frac{D}{d}))(\log(\frac{S}{d^2}) - 0.4 \log(\frac{R_0}{1770})) + b_2 \log(\frac{D}{d}) + b_3 \log(d) + \frac{1}{b_5 + \log(\frac{\ell}{d})}$$

Les coefficients b_i dépendent des différents types de câbles. Ils figurent dans les tableaux accompagnant la méthode de FEYRER, les coefficients utilisables pour l'étude proposée sont définis ci-dessous, ils sont donnés pour un câble de classe 8x19 (voir annexe).

$$b_0 = -1,723 \quad b_1 = 1,290 \quad b_2 = 8,149 \quad b_3 = -0,32 \quad b_4 = -2,440 \quad b_5 = 1,2$$

Question 22

Déterminer le nombre moyen de cycles avant rupture. Comparer ce résultat avec la durée de vie souhaitée de l'ETM.

5. Étude du positionnement longitudinal

OBJECTIF – Étude et réalisation de la translation du châssis longitudinal

Le cycle de fonctionnement de l'engin de manutention prévoit, après mise en position au-dessus d'une cible située sur le bouchon de puits et l'enlèvement de celui-ci, une translation du châssis longitudinal afin de déposer ou reprendre un cylindre dans le puits.

Le cahier des charges indique que cette translation de 2,3 m doit s'effectuer en 33 s avec une vitesse maximale de 5 m.mn⁻¹. La charge à déplacer dans le cas de la dépose d'un conteneur est estimée à 13.10⁴ kg.

On dispose sur la plateforme d'une source électrique donnée par les batteries.

5.1. Étude d'une solution mécanique

On envisage un système de translation réalisé par un moteur entraînant un système vis et écrou à billes. La masse à déplacer impose d'avoir une mise en mouvement progressive, pour cela on choisit une accélération de la forme : $a(t) = a_0 \sin^2(\frac{\pi t}{\tau})$.

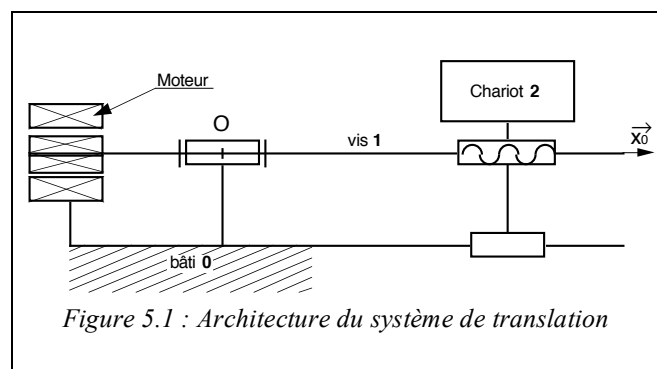
Question 23

Déterminer les coefficients a_0 et τ de manière à respecter le cahier des charges.

Quels que soient les résultats obtenus à la question précédente, on retient pour la suite du problème les valeurs suivantes : $a_0 = 0,03 \text{ m.s}^{-2}$ et $\tau = 5,4 \text{ s}$.

La translation du châssis longitudinal est obtenue dans cette première partie par un moteur asynchrone commandé par un variateur de vitesse et d'un système écrou-vis à billes, suivant le schéma de la figure 5.1 ci-contre. La translation est réalisée par des éléments roulants.

La vis à billes est réalisée en acier 42 Cr Mo 4 de masse volumique $\mu = 7,8 \text{ kg/dm}^3$, module de Young $E = 200 \text{ GPa}$, module d'élasticité transversale $G = 77 \text{ GPa}$.



Elle est supportée à l'une de ses extrémités par une liaison pivot et à l'autre par une liaison pivot glissant. Compte tenu des contraintes de montage et de réalisation la longueur entre les appuis est égale à 3 m.

Pour le mécanisme écrou-vis à billes, on note :

- d_v le diamètre utile ;
- p_v le pas réel ;
- I_v le moment d'inertie axial ;
- $\theta_{10}(t)$ mesuré autour de l'axe (O, \vec{x}_0) , sa position par rapport au bâti ;

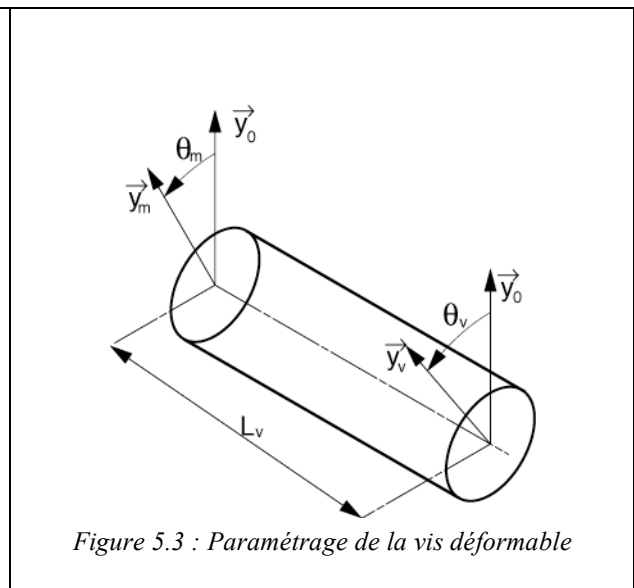
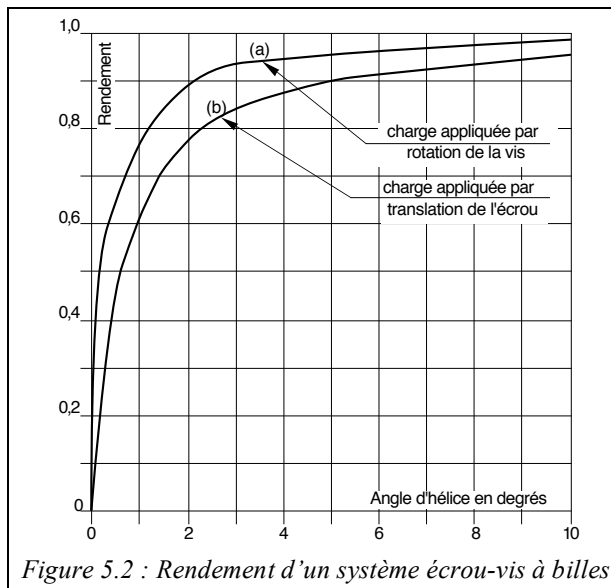
Le moteur délivre un couple électrique C_e et son moment d'inertie axial est noté I_m .

La position du châssis longitudinal, par rapport au bâti, est repérée par le vecteur $\vec{x}_{20} = x_{20} \vec{x}_0$.

Question 24

En supposant la vis infiniment rigide, déterminer l'expression du couple C_e .

Le rendement du système vis à billes-écrou est donné figure 5.2 ci-contre.



On suppose maintenant que (fig. 5.3) :

- la vis, de longueur utile L_v , est déformable en torsion ;
- son moment d'inertie axial I_v est négligeable.

On note :

- $\theta_m(t)$ la position de la section droite de la vis au droit du moteur ;
- $\theta_v(t)$ la position de la section droite de la vis au droit de l'écrou.

Question 25

Déterminer l'expression du déphasage $\Delta\theta = \theta_m(t) - \theta_v(t)$. Effectuer l'application numérique si $d_v = 25$ mm, $p_v = 10$ mm, $L_v = 3$ m.

Question 26

Déterminer la valeur maximale de la charge axiale sur la vis. Vérifier que le matériau et le diamètre de la vis sont convenablement choisis vis-à-vis de la contrainte maximale.

REMARQUE

La valeur déterminée ci-dessus montre que des contraintes en fatigue rotative sont engendrées dans la vis, ce qui peut limiter sa durée de vie.

Question 27

Représenter, sur le DOCUMENT 2a, une solution technologique qui permet de limiter les phénomènes précédents. Vous avez le choix de l'échelle, des vues et des outils de représentation.

5.2. Prise en compte des effets d'un séisme

OBJECTIF – Évaluer les effets d'un séisme sur le comportement du châssis longitudinal.

Les séismes sont dus à la libération brutale de l'énergie potentielle accumulée dans les roches lors des mouvements des différentes parties de l'écorce terrestre. Lorsque les contraintes dépassent un certain seuil, une rupture d'équilibre se produit qui donne naissance à des ondes sismiques qui se propagent dans toutes les directions et atteignent la surface de la terre.

Les ondes de volume se décomposent en ondes longitudinales (type P) et ondes transversales (type S). Lorsque ces ondes arrivent à la surface de la Terre, elles se décomposent en ondes de Love (type L) et en ondes de Rayleigh (type R).

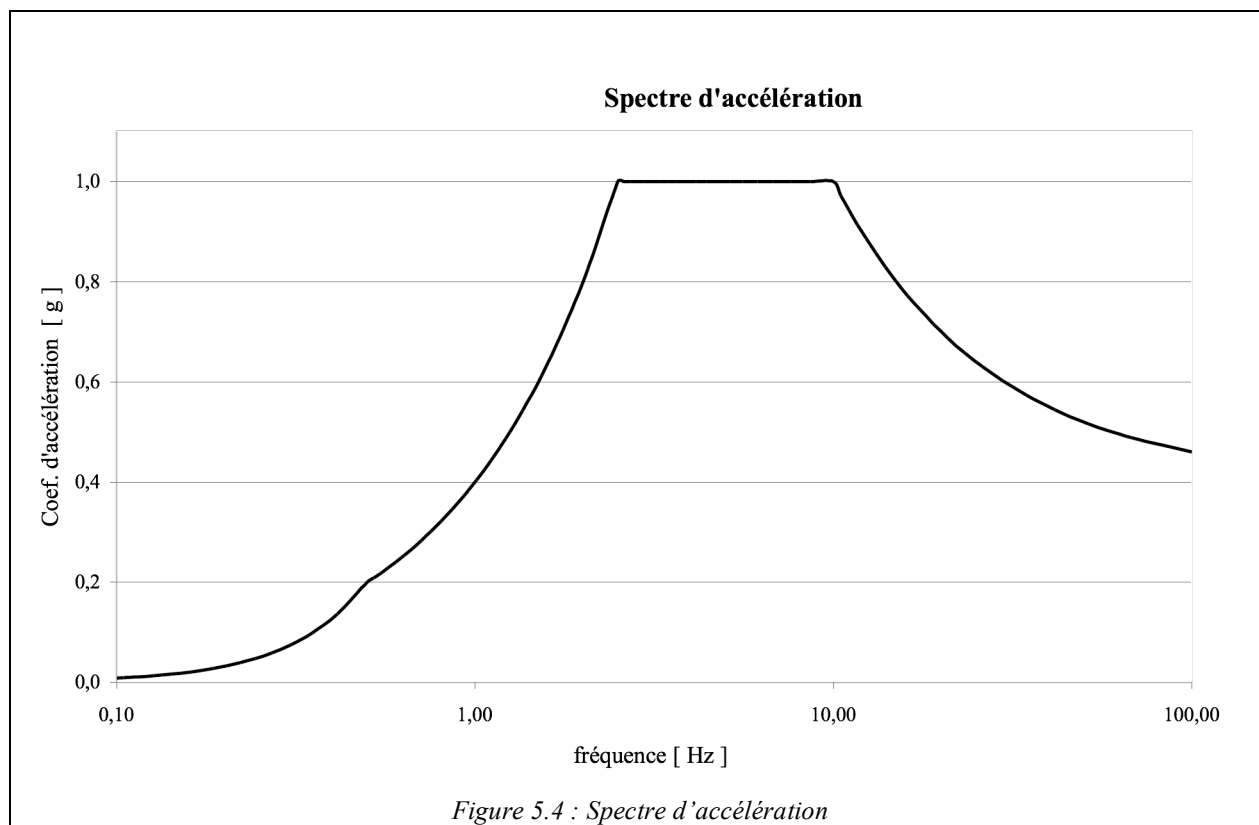
Les ondes de type S et L qui sont des ondes de cisaillement sont les plus destructives pour les infrastructures.

Toutes les installations proches de l'industrie nucléaire incluent des vérifications pour la tenue aux séismes. Pour le système étudié, les calculs s'appuient sur un spectre de réponse déduit des enregistrements des sismographes du lieu d'implantation de la zone de stockage.

Dans le cas d'un séisme les ondes de type P se propagent plus rapidement (environ 6 km.s^{-1}) que les ondes de type L (environ 4 km.s^{-1}).

Comme cela est signalé au début du sujet, l'entreposage longue durée ou en subsurface ne sera défini qu'après le vote d'une loi en 2007. Le CEA a donc défini un site virtuel prenant un compte un certain nombre de paramètres tel que : géologie, géotechnique, hydrogéologie, sismologie, etc.

L'étude sismique utilise le spectre d'accélération ci-dessous, celui-ci étant l'enveloppe de l'ensemble des séismes de référence à prendre en compte.



Le coefficient d'accélération est le facteur multiplicatif pour l'accélération de calage du spectre. L'accélération de calage correspond à la valeur de tangence du spectre à haute fréquence. Dans le cadre

de cette étude, le CEA utilise une accélération de calage $a_g = 0,4 g$, où g est l'accélération de la pesanteur, et un coefficient d'amortissement $f = 0,05$ N.s.

L'ETM peut être modélisé par la figure ci-dessous.

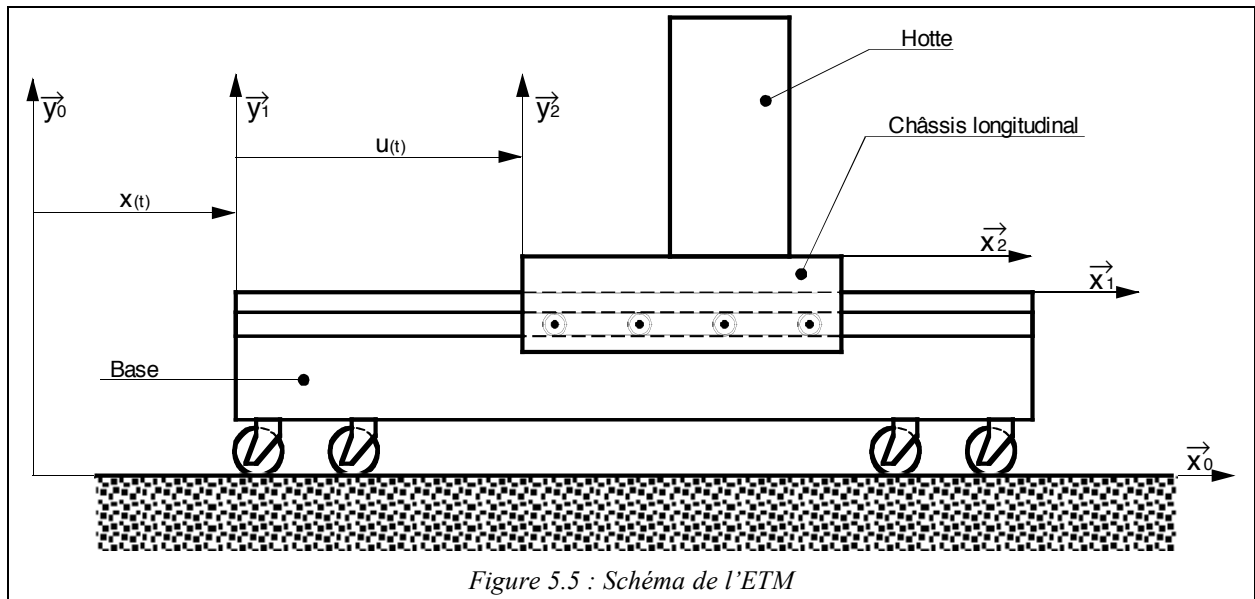


Figure 5.5 : Schéma de l'ETM

La translation du châssis longitudinal est assurée par le système écrou-vis à billes défini précédemment. La masse du châssis longitudinal lorsque la hotte est chargée est notée m .

Question 28

Compte tenu des valeurs numériques données précédemment, déterminer la raideur k , de la liaison réalisée entre le châssis longitudinal et la base de l'ETM.

Question 29

Dans une première approche du problème, on modélise l'excitation extérieure due au séisme par une fonction de la forme $x(t) = \gamma a_g g t \exp(-\alpha t) \cos(\omega t)$.

Écrire l'équation de mouvement du châssis longitudinal.

Question 30

Déterminer la charge critique minimale au flambage, on suppose que les dimensions de la vis sont telles que l'on peut la schématiser par une poutre articulée à ses deux extrémités.

Pour les conditions initiales les plus pénalisantes, l'intégration de l'équation différentielle obtenue à la question 29 donne le résultat représenté figure 5.6 (avec en abscisse le temps exprimé en seconde et en ordonnée le déplacement $u(t)$ du châssis longitudinal, exprimé en 10^{-4} m) :

Question 31

En déduire la charge axiale maximale s'exerçant sur la vis. Est-elle compatible avec la charge critique de flambage déterminée précédemment ?

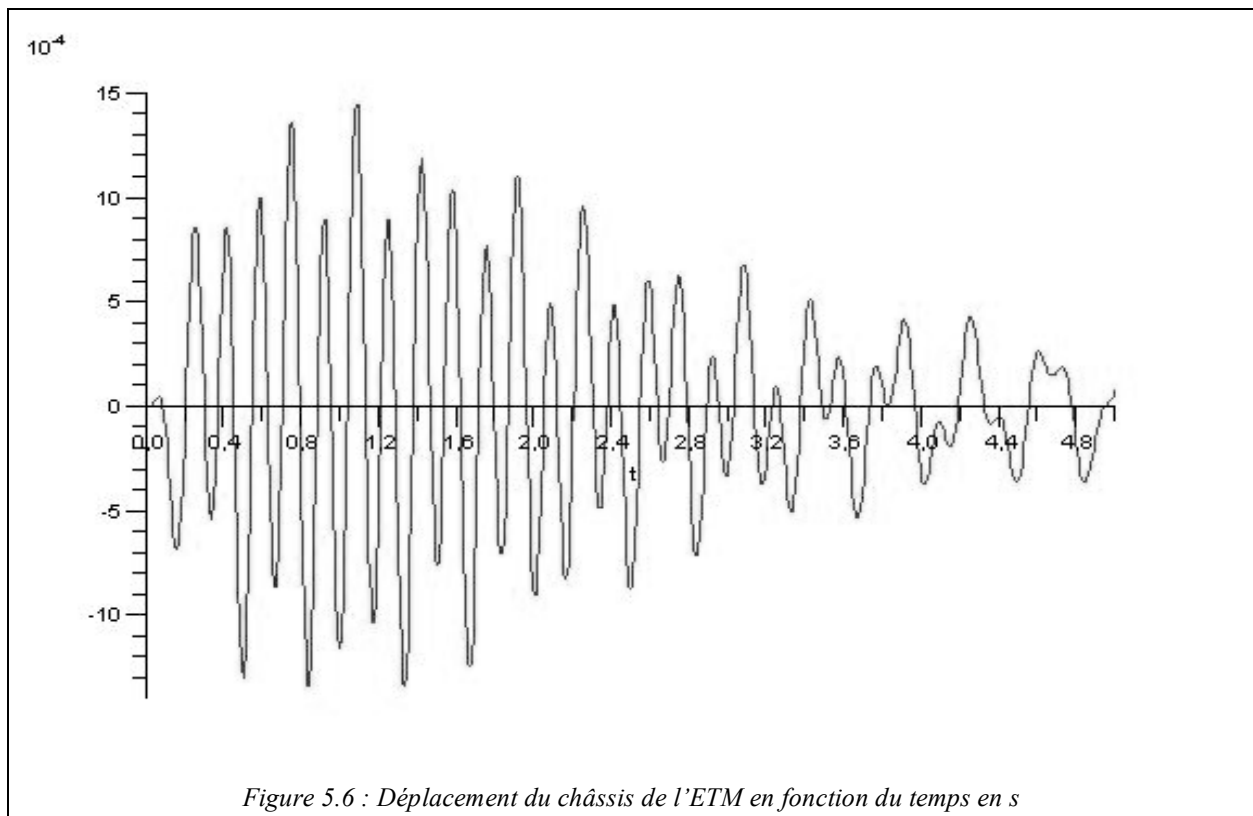


Figure 5.6 : Déplacement du châssis de l'ETM en fonction du temps en s

5.3. Conception du guidage du châssis longitudinal

Le châssis longitudinal repose sur huit galets ajustables (annexes E1a), qui roulent dans des profilés adaptés soudés sur la base de l'EMT. Certains de ces galets doivent être réglés en position pour tenir compte des défauts de mise en position inhérents à ce type de construction.

Question 32

Représenter sur le DOCUMENT 2b, aux instruments et avec précision, à l'échelle 1 : 2 un projet de réalisation du montage d'un galet ajustable (Annexe E1a et E1b) lorsque celui-ci est réglable en position.