

SESSION 2023

---

**AGRÉGATION  
CONCOURS EXTERNE**

**Section : SCIENCES INDUSTRIELLES DE L'INGÉNIEUR**

**Option : SCIENCES INDUSTRIELLES DE L'INGÉNIEUR  
ET INGÉNIERIE MÉCANIQUE**

**MODÉLISATION D'UN SYSTÈME, D'UN PROCÉDÉ  
OU D'UNE ORGANISATION**

Durée : 6 heures

---

*Calculatrice autorisée selon les modalités de la circulaire du 17 juin 2021 publiée au BOEN du 29 juillet 2021.*

*L'usage de tout ouvrage de référence, de tout dictionnaire et de tout autre matériel électronique est rigoureusement interdit.*

*Il appartient au candidat de vérifier qu'il a reçu un sujet complet et correspondant à l'épreuve à laquelle il se présente.*

*Si vous repérez ce qui vous semble être une erreur d'énoncé, vous devez le signaler très lisiblement sur votre copie, en proposer la correction et poursuivre l'épreuve en conséquence. De même, si cela vous conduit à formuler une ou plusieurs hypothèses, vous devez la (ou les) mentionner explicitement.*

**NB : Conformément au principe d'anonymat, votre copie ne doit comporter aucun signe distinctif, tel que nom, signature, origine, etc. Si le travail qui vous est demandé consiste notamment en la rédaction d'un projet ou d'une note, vous devrez impérativement vous abstenir de la signer ou de l'identifier.**

**Le fait de rendre une copie blanche est éliminatoire**

**Tournez la page S.V.P.**

A

### INFORMATION AUX CANDIDATS

Vous trouverez ci-après les codes nécessaires vous permettant de compléter les rubriques figurant en en-tête de votre copie

Ces codes doivent être reportés sur chacune des copies que vous remettrez.

Concours	Section/option	Epreuve	Matière
EAE	1414A	102	2680

**Ce sujet comporte :**

- **le sujet et le travail demandé (pages 1 à 28) ;**
- **les documents techniques (pages 29 à 43) ;**
- **le document réponse DR1 (page 44).**



## Pont roulant 30T

### I. PRESENTATION GENERALE

#### I.1 Contexte

Le déplacement de pièces est un besoin courant dans l'industrie. Si le plus simple semble être d'utiliser des convoyeurs type tapis roulant ou chariot sur rail, de nombreuses situations imposent de soulever puis déposer les pièces : disposition de l'usine, besoin de maîtrise de l'orientation, impossibilité d'interfacer deux parties d'une ligne de production, etc. Il faut alors utiliser un système muni d'un préhenseur (pince, crochet, préhenseur pneumatique, etc) et d'un mécanisme motorisé (souvent robotisé) capable de déplacer ce préhenseur selon les degrés de liberté nécessaires.

Bien que les phases de transport ne soient pas des phases de fabrication à proprement parler (elles n'engendrent pas de modification de la matière transportée), elles ont un impact non négligeable sur le process industriel.

En effet, ces phases de transports représentent un certain temps. Il est donc généralement important, pour augmenter la cadence et ainsi faire baisser les coûts de production, de pouvoir transporter des charges le plus rapidement possible. Les pièces de petites dimensions se prêtent assez bien à ce type de manipulation, leur faible masse engendrant des effets d'inertie limités même à grande vitesse. En revanche, dans le cas d'objets plus massifs, les effets de leur inertie doivent être pris en compte dans le dimensionnement et la commande des systèmes de transport.

Le bon dimensionnement des systèmes de transport de charge lourde est d'autant plus critique qu'une défaillance peut se traduire par des conséquences dramatiques. Des normes régissent les performances attendues notamment en situation d'urgence (comme une panne d'alimentation en énergie par exemple), ainsi que les dispositifs de sécurité à intégrer au système et les coefficients de sécurité à appliquer tout au long du processus de dimensionnement.

Un transport d'objet peut se décomposer en plusieurs phases : la prise de l'objet, son transport proprement dit et sa dépose.

La phase de transport doit se dérouler de manière sécurisée, ce qui implique une connaissance et une maîtrise de la position de l'objet transporté à tout instant.

La phase de prise de l'objet impose de maîtriser la position du préhenseur afin de saisir l'objet de façon satisfaisante, il s'agit de le déplacer sans le relâcher ni l'abîmer.

Ce besoin de maîtrise est d'autant plus crucial lors de la phase de dépose de l'objet car elle doit se faire dans une position précise pour permettre aux opérations suivantes de se dérouler de façon optimale (qu'il s'agisse de fabrication ou de stockage).

Comme évoqué plus haut, la manipulation de charges importantes présente des problématiques particulières car les effets inertiels, tout comme les déformations sous charge, ne sont plus négligeables. Il est donc nécessaire de modéliser ces effets afin d'assurer le bon dimensionnement du système d'une part, et la maîtrise de la position de la charge d'autre part. Ces deux points sont cruciaux pour assurer la sécurité des biens comme des personnes lors de l'utilisation du pont roulant.

## I.2 Architecture globale du système

Le système, représenté sur la figure 1 ci-dessous, est constitué d'un chariot guidé le long de poutres ou « portées ». Les poutres sont reliées entre-elles par deux sommiers, chacun étant guidé le long d'une poutre de roulement.

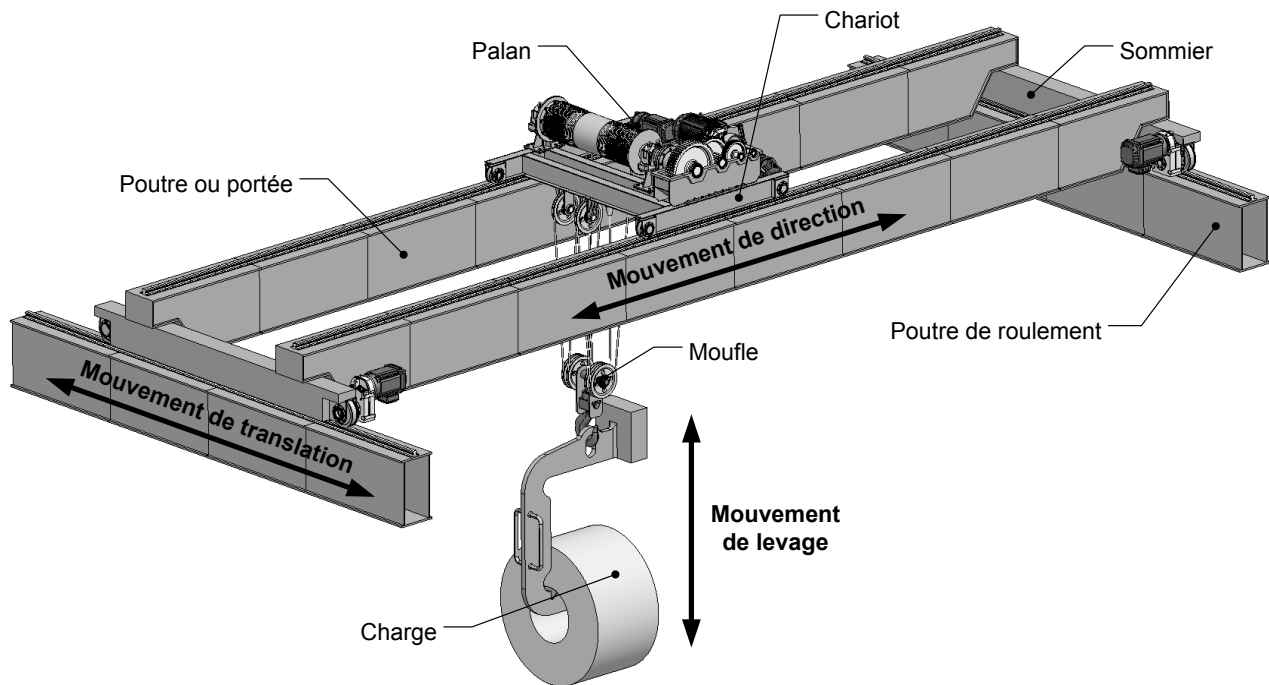


Figure 1 - Architecture globale

La charge à soulever est suspendue à un crochet. Celui-ci est lié à un mouflage constitué de deux moufles (une moufle est un assemblage de plusieurs poulies) permettant de réduire la tension dans les deux câbles. Le levage s'effectue grâce à l'enroulement de ces câbles sur un tambour entraîné par un moteur électrique (palan).

La conception et le comportement du système de translation sont très dépendants de l'installation sur site du système, on ne les étudie pas ici.

L'annexe 1 contient une description structurale du pont roulant où figurent de nombreuses informations utiles à la réalisation des différentes études.

### I.3 Exigences globales du système

Les principales exigences liées à l'utilisation de ce système sont présentées sur la figure 2 ci-dessous. Un diagramme des exigences plus détaillé est fourni en annexe 2, dans lequel seules les fonctions utiles aux études traitées dans ce sujet sont développées.

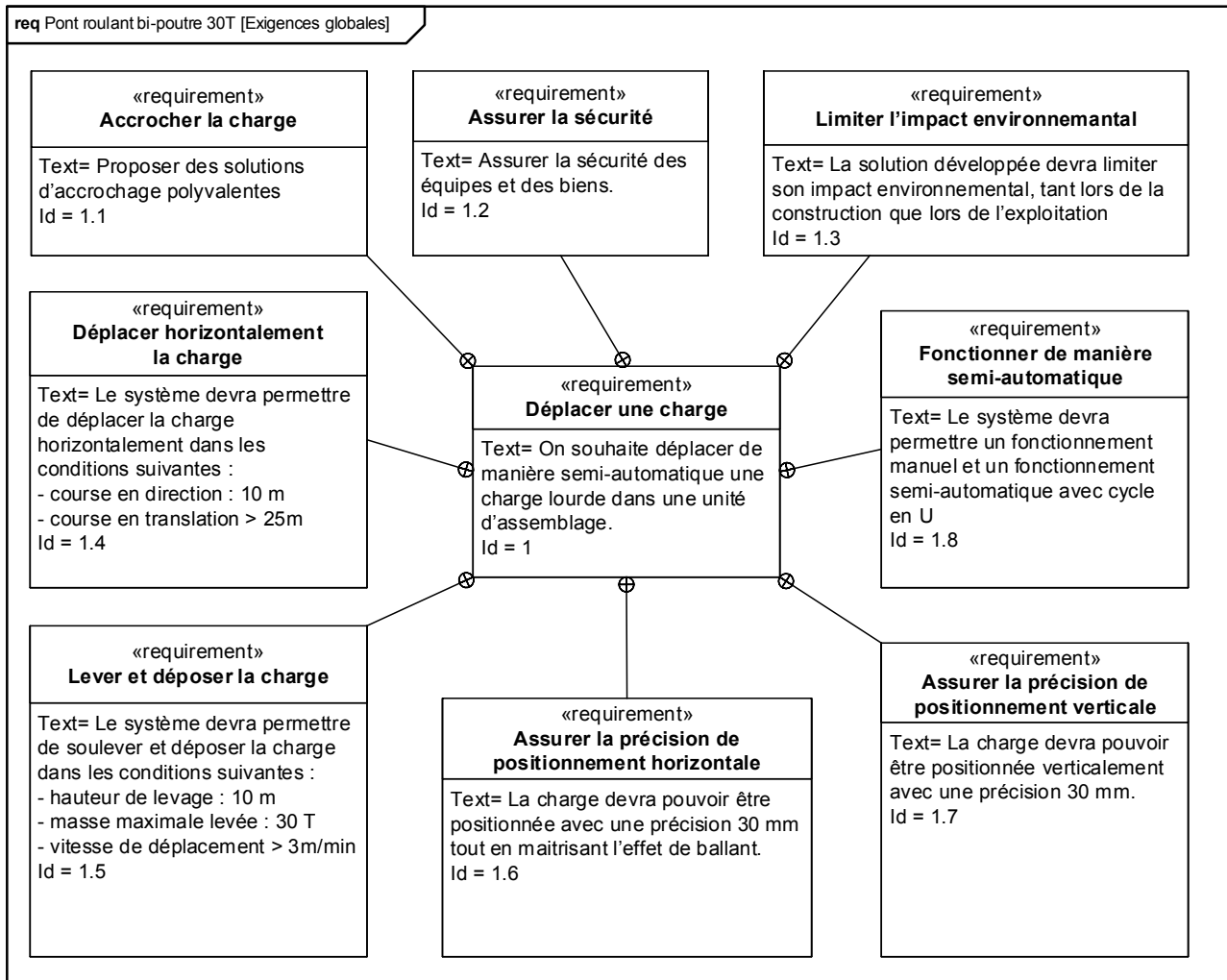


Figure 2 - Diagramme partiel des exigences

#### **I.4 Présentation des problématiques et de l'objectif général du sujet**

Les quatre parties qui composent ce sujet ont pour objectif d'analyser trois points particulièrement critiques pour la sécurité des biens et des personnes au voisinage du pont roulant : la tenue de certaines pièces critiques sous charge, l'erreur de positionnement de la charge et le dimensionnement de la chaîne de levage. On s'intéresse également à l'établissement de modèles qui permettent la mise en place d'une commande appropriée (non traitée dans ce sujet).

Les différentes parties se focalisent sur un sous-système et une phase de fonctionnement du pont roulant en traitant un ou plusieurs des points critiques ci-dessus. Chacune vise un objectif qui participe à la sécurité des biens et des personnes au voisinage du pont roulant :

- la première partie, dépourvue de questions, permet de s'appropriier le sujet et le contexte d'étude ;
- la deuxième partie a pour objectif de vérifier le bon comportement statique du système de levage ;
- la troisième partie porte sur le comportement dynamique du système de levage et en particulier sa motorisation et son freinage ;
- la quatrième partie du sujet s'intéresse quant à elle au comportement dynamique du pont roulant dans le mouvement de direction.

**Dans toutes les études, on considère  $g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$  l'accélération de la pesanteur.**

**Le paramétrage et les repères proposés sont propres à chaque sous-partie.**



## II. VALIDATION DU COMPORTEMENT STATIQUE DU SYSTÈME DE LEVAGE

Cette partie a pour objectif de vérifier le bon comportement statique du système de levage, et en particulier la maîtrise du positionnement vertical de la charge : la seule connaissance de la longueur de câble déroulé permet-elle de connaître la position verticale de la charge ? On s'intéressera également à la bonne tenue des éléments mécaniques sous charge.

Nous nous intéresserons successivement aux différents sous-ensembles du système (voir annexe 1A) :

- le crochet (sous-partie II.1) ;
- le mouflage et les deux câbles (sous-partie II.2) ;
- le tambour d'enroulement des câbles (sous-partie II.3) ;
- la portée (sous-partie II.4).

### II.1 Vérification du dimensionnement du crochet

Dans un premier temps, on cherche à vérifier le bon dimensionnement du crochet, dont le matériau est présenté en annexe 4, au regard des exigences.

La partie filetée du crochet, visible sur l'annexe 3 et dont une documentation est donnée en annexe 5, peut être modélisée par un solide type poutre à section circulaire de diamètre  $d = 67,1$  mm soumis à un effort de traction  $F = 294,3$  kN.

**Question 1.** Justifier les valeurs numériques proposées pour  $d$  et  $F$ .

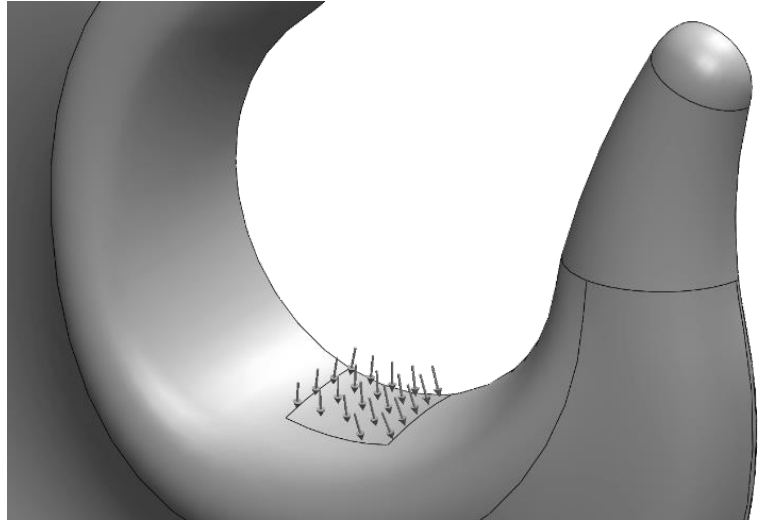
**Question 2.** Calculer les contraintes dans la partie filetée du crochet en supposant qu'elles sont homogènes dans une section.

On observe un phénomène de concentration de contrainte dans les filets de la vis avec un coefficient de concentration de contrainte  $K = 2,7$  pour la zone la plus sollicitée (*Peterson's stress concentration factors*, W. D. Pilkey, D. F. Pilkey and Z. Bi, ed. Wiley).

**Question 3.** Calculer la valeur maximale de la contrainte dans la tige filetée et conclure quant au bon dimensionnement de la partie filetée du crochet au regard des exigences présentées en annexe 2.

Afin de confirmer les premiers résultats obtenus et d'étendre l'étude à l'ensemble du crochet, dont la géométrie est complexe, on utilise la méthode des éléments finis. On souhaite analyser à la fois la résistance de la pièce et l'impact de sa déformation sur la position de la charge. L'annexe 6 présente les résultats obtenus (contraintes et déplacement).

Un effort réparti vertical descendant de 147150 N a été appliqué sur la surface repérée ci-contre et un déplacement nul a été imposé à la surface extérieure du filetage sur une longueur de 78 mm.



**Question 4.** Justifier les choix de modélisation présentés ci-dessus.

**Question 5.** Expliquer pourquoi seul un demi-crochet a été utilisé dans cette étude. Afin de prendre en compte cette différence entre modèle et réalité, indiquer quelle condition limite il est nécessaire d'imposer.

**Question 6.** Comparer la contrainte maximale dans la tige filetée obtenue par la méthode des éléments finis avec celle calculée précédemment. Justifier une éventuelle différence.

**Question 7.** Conclure quant au dimensionnement du crochet et préciser le coefficient de sécurité obtenu.

**Question 8.** Conclure quant au déplacement de la charge dû à la déformation du crochet.

## II.2 Modélisation du mouflage et des câbles

Une solution pour réduire la tension sur un câble consiste à utiliser plusieurs poulies qui constituent un mouflage. Il est important d'analyser le comportement sous charge de cet ensemble pour savoir si le cahier des charges sera intrinsèquement vérifié par ces éléments mécaniques, ou bien si leur déformation devra être prise en compte dans la commande.

On fait l'hypothèse que les câbles sont tous orientés verticalement.

**Question 9.** Discuter de la validité de cette hypothèse, chiffres à l'appui, en se basant sur les annexes 3, 7 et 8.

On propose une modélisation de la moufle et des deux câbles, représentée sur la figure 3 ci-dessous. Pour des raisons de clarté, toutes les poulies ont été représentées dans un même plan. On note  $\vec{T}_i$  la tension dans le brin de câble  $i$ .

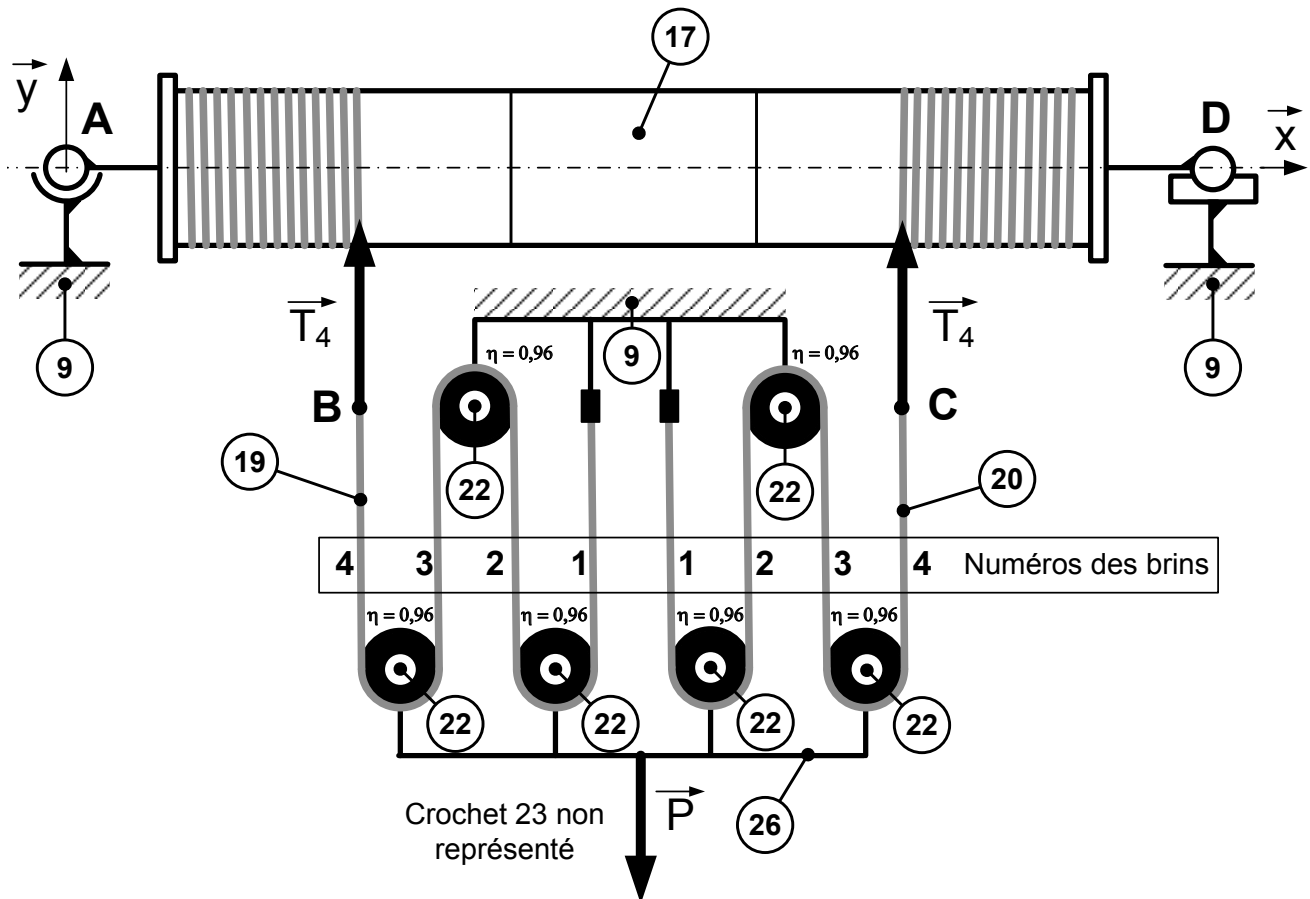


Figure 3 - Modélisation du mouflage

**Question 10.** En étudiant l'équilibre de l'ensemble {crochet 23 + moufle (24, 25, 26, 4x22)}, déterminer l'expression de l'intensité  $T_i$  de la tension dans chaque brin de câble. Faire les applications numériques.

Le constructeur a choisi un câble Arcelor Mittal HP8P, constitué de 8 torons de 26 fils, présenté en annexe 7.

**Question 11.** Déterminer les contraintes dans les brins les plus tendus et conclure quant à la tenue des câbles.

**Question 12.** Déterminer la longueur de câble minimale  $L_{câble}$  à enrouler sur le tambour pour garantir la hauteur de levage demandée par le cahier des charges.

**Question 13.** Déterminer l'allongement maximal de chaque brin de câble dû à la tension de la charge. En déduire le déplacement de la charge dû à la déformation des câbles dans le pire des cas.

**Question 14.** Conclure quant au dimensionnement des câbles.

### II.3 Analyse des déformations du tambour

Les déformations du tambour induisent elles aussi une erreur sur le positionnement de la charge. On cherche donc à déterminer ces déformations dans le cas le plus défavorable pour valider le dimensionnement ou proposer des évolutions du système.

Les caractéristiques du tambour sont présentées en annexe 8. Il est guidé à ses deux extrémités par des éléments roulants. La modélisation choisie est présentée en figure 4.

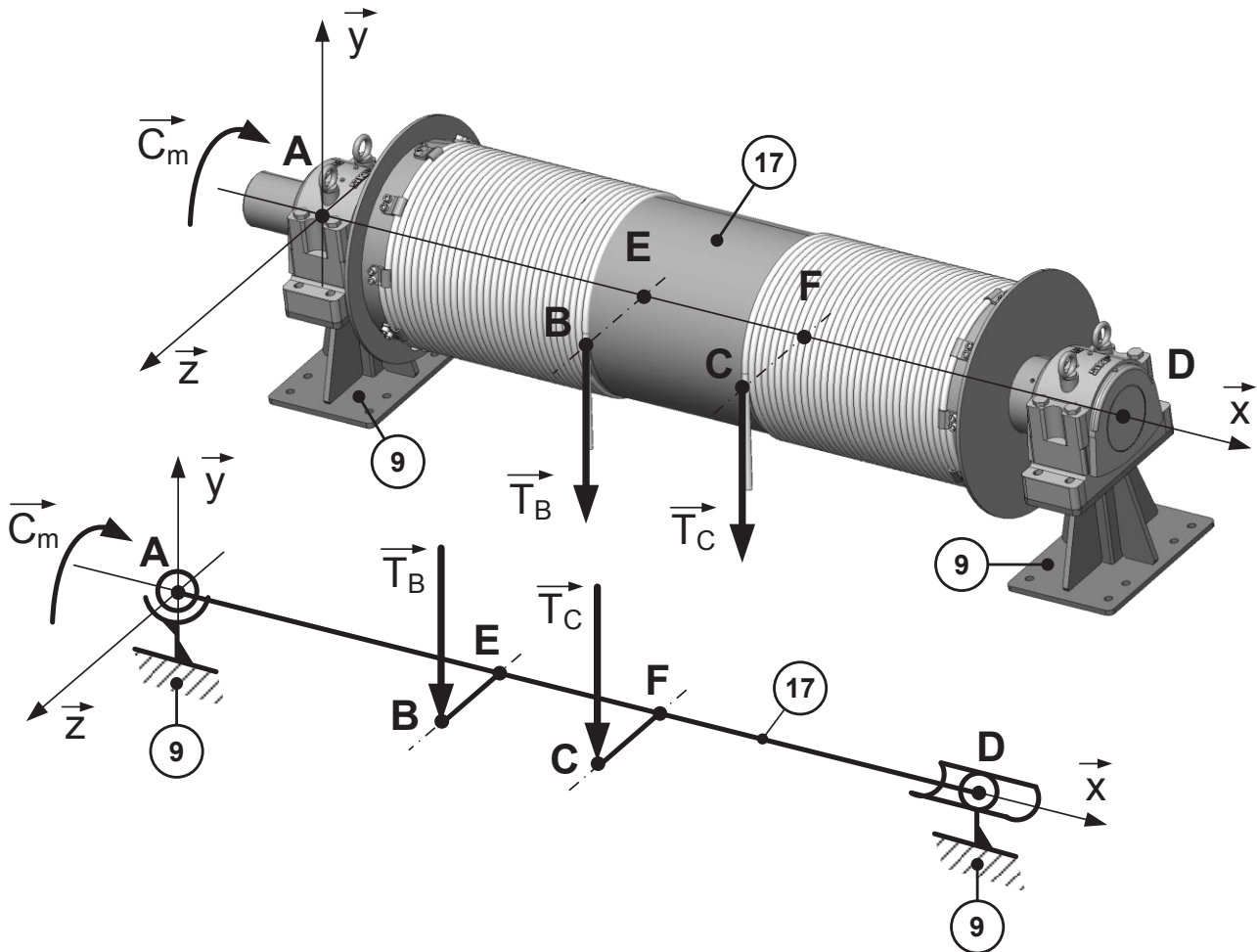


Figure 4 - Modélisation paramétrée du tambour

On considère que le tambour est une poutre [AD] de section circulaire creuse constante qui présente les caractéristiques suivantes :

- rayon intérieur  $r_{ti}$  ;
- rayon extérieur  $r_{te}$  (rayon en fond de filet) ;
- longueur  $L$  ;
- $\overrightarrow{AB} = l_B \vec{x} + r_{te} \vec{z}$  et  $\overrightarrow{AC} = (l_B + l_{BC}) \vec{x} + r_{te} \vec{z}$  avec  $L = 2l_B + l_{BC}$ .

On nomme B et C les points d'application des efforts exercés par les câbles tendus sur le tambour. Ces efforts sont modélisés par deux forces ponctuelles  $\overrightarrow{T}_B = -T\vec{y}$  et  $\overrightarrow{T}_C = -T\vec{y}$  avec  $T = 39,5$  kN. On considère que les bras BE et CF sont rigides, on étudie donc uniquement la déformation de la poutre [AD]. On modélise l'effet du moteur sur le tambour par un couple  $\overrightarrow{C}_m = -C_m \vec{x}$  exercé sur l'axe (A,  $\vec{x}$ ). Ce couple est tel que le tambour est en équilibre.

On se place dans le cas le plus défavorable : moufle remontée le plus haut possible.

**Question 15.** Justifier le choix de se placer dans cette configuration.

**Question 16.** Exprimer, en fonction des données du problème, les efforts transmis par les liaisons en A et D au tambour ainsi que le couple moteur  $C_m$ , puis calculer leurs valeurs.

**Question 17.** Déterminer l'expression du torseur des actions mécaniques de cohésion en tout point de la fibre moyenne du tambour puis représenter à main levée l'évolution des composantes de ce torseur en fonction de  $x$ .

Le tambour est soumis à différentes sollicitations. Les effets de l'effort tranchant sont négligés devant ceux du moment fléchissant. Pour simplifier les résultats, on ne cherchera pas à ce stade à détailler les moments polaire (noté  $I_{G0}$ ) et quadratiques (notés respectivement  $I_{Gy}$  et  $I_{Gz}$ ) de la section du tambour.

**Question 18.** Déterminer l'expression des contraintes dues à la flexion en tout point du tambour.

**Question 19.** Déterminer l'expression des contraintes dues à la torsion en tout point du tambour.

Pour dimensionner le tambour, on utilise :

- la contrainte équivalente de Von Mises  $\sigma_{Von\ Mises} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$  avec  $\sigma$  la contrainte normale et  $\tau$  la contrainte tangentielle ;
- le point M de coordonnées  $(I_B, r_{te}, 0)$  ;
- un acier S550MC EN10149-2 dont les caractéristiques mécaniques sont présentées en annexe 1C.

On rappelle que les moments polaire et quadratiques d'une section circulaire de rayon  $R$  ont pour expression :

$$I_{G0} = \frac{\pi R^4}{2} \quad \text{et} \quad I_{Gy} = I_{Gz} = \frac{\pi R^4}{4}$$

**Question 20.** Justifier le choix du point M. Déterminer l'expression puis la valeur de la contrainte équivalente de Von Mises au point M. Conclure sur le respect de l'exigence « 1.1.2. Garantir l'intégrité des éléments ».

Compte tenu des résultats obtenus précédemment, il convient de s'interroger sur les raisons qui ont guidé la conception du tambour. Il est donc nécessaire de modéliser les déformations du tambour, qui occasionnent un déplacement de la charge et pourraient justifier le dimensionnement du tambour.

**Question 21.** Exprimer l'angle unitaire de torsion du tambour  $\alpha$  pour chaque tronçon du tambour puis la rotation de section  $\theta_x(x)$  du tambour due à la torsion pour toute abscisse  $x$ . On prendra l'orientation de la section d'abscisse  $x = 0$  comme référence des orientations.

**Question 22.** Déterminer l'expression de la déformée de la poutre pour chaque tronçon. Il n'est pas demandé ici de mener les calculs de détermination des constantes mais seulement de préciser les conditions aux limites qui permettent de les déterminer.

La figure 5 ci-dessous présente le déplacement vertical et la rotation selon  $\vec{x}$  des sections du tambour en fonction de leur abscisse.

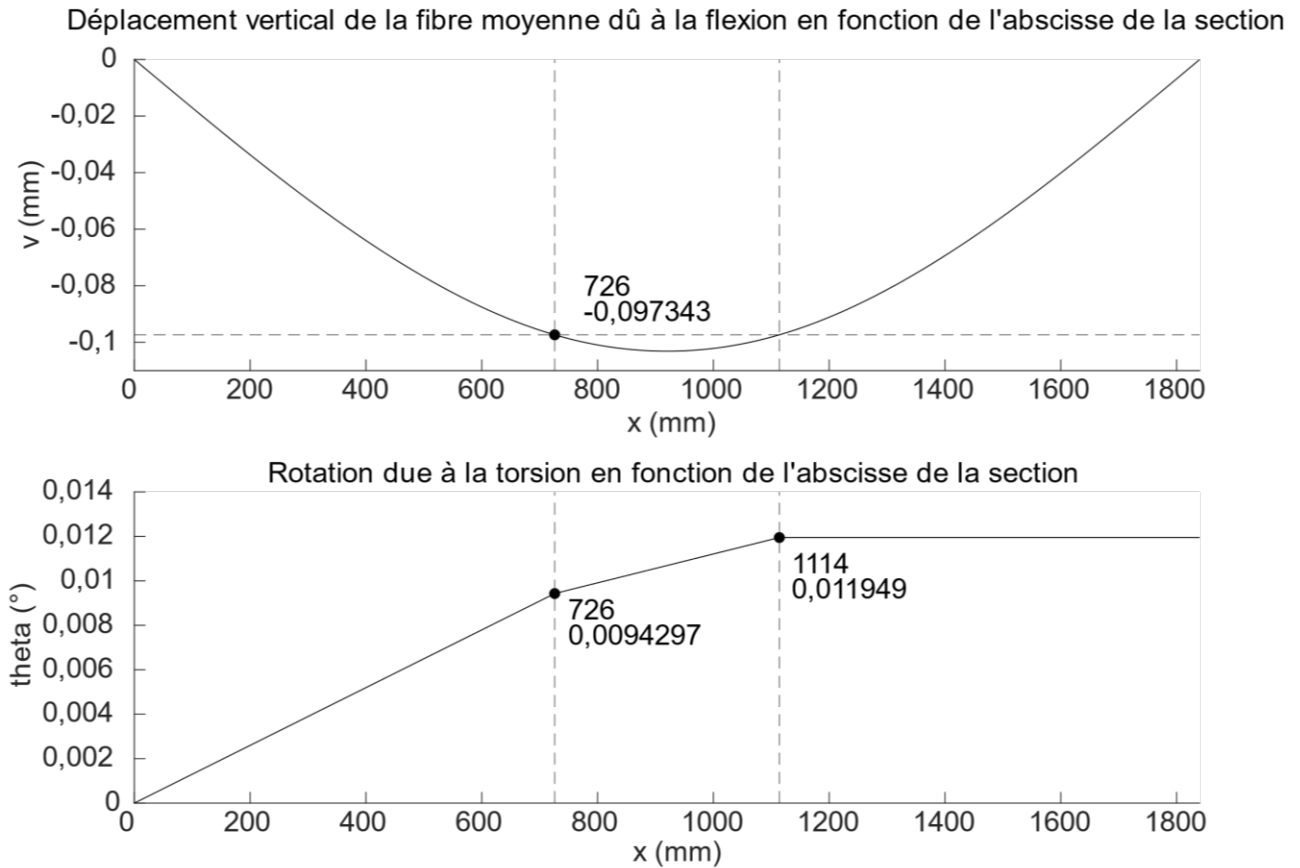


Figure 5 - Déplacement vertical dû à la flexion et rotation selon  $\vec{x}$  des sections du tambour en fonction de leur abscisse.

**Question 23** Déterminer l'expression puis la valeur du déplacement de la charge dû aux déformations du tambour.

**Question 24.** Conclure quant au respect du cahier des charges.

## II.4 Analyse des déformations de la portée

De même que le tambour, la déformation de la structure sur laquelle évolue le chariot participe à l'erreur de positionnement de la charge. Les déformations du chemin de roulement dépendent fortement de l'implantation du pont roulant, on fait donc l'hypothèse que les fixations du chemin de roulement ont été dimensionnées de façon à rendre négligeable leur déformation devant les autres phénomènes mis en jeu.

Nous nous intéressons ainsi aux déformations des portées, propres au système, et non à l'implantation de ce dernier chez le client.

On propose le modèle présenté sur la figure 6 ci-dessous.

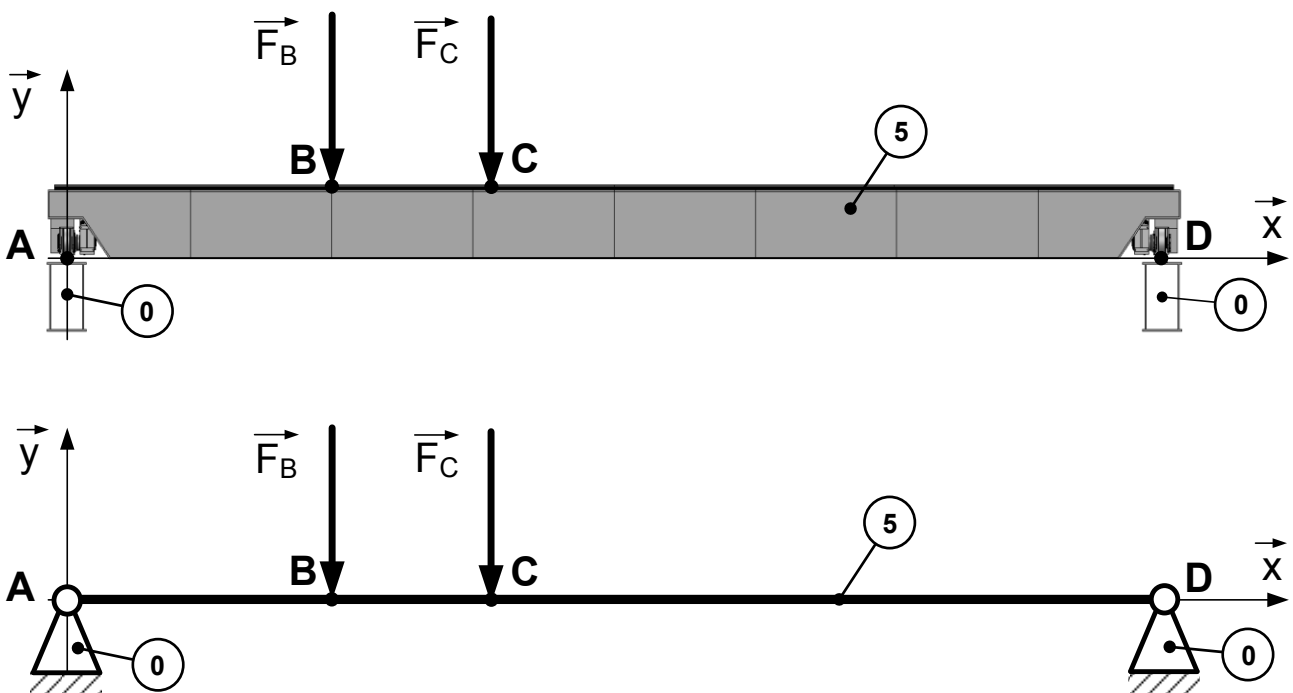


Figure 6 - Modélisation paramétrée d'une poutre centrale

Chaque portée est articulée en A et D distants de  $L = 12650$  mm sur les sommiers. Elle est soumise à deux forces verticales  $\vec{F}_B = -F_B\vec{y}$  et  $\vec{F}_C = -F_C\vec{y}$ , représentant les efforts exercés par les galets de chariot sur la portée. On définit  $l_B$  et  $l_C$  tels que  $\vec{AB} = l_B\vec{x}$  et  $\vec{AC} = l_C\vec{x}$ .

- On néglige le poids propre des portées. Celles-ci sont réalisées dans un acier S550MC EN10149-2 dont les caractéristiques mécaniques sont présentées en annexe 1B.

On se place dans le cadre des hypothèses classiques de la résistance des matériaux : on néglige l'effet des sollicitations autres que le moment de flexion.



**Question 25.** Déterminer les expressions des composantes d'effort transmises par les liaisons, en précisant l'inconnue hyperstatique choisie, puis déterminer l'expression du moment de flexion en tout point de la fibre moyenne de la portée en fonction des données du problème.

On souhaite déterminer le déplacement vertical aux points B et C par le théorème de Castigliano.

**Question 26.** Est-il nécessaire de lever l'hyperstatisme pour pouvoir mener cette étude ? Justifier la réponse.

On fait l'hypothèse que les forces appliquées en B et C sont de même intensité  $F$ .

On souhaite déterminer l'expression du déplacement vertical des points B et C, notés respectivement  $v_B$  et  $v_C$ , à l'aide du théorème de Castigliano.

**Question 27.** Présenter précisément la démarche à suivre pour arriver aux résultats suivants (les calculs ne sont pas demandés) :

$$v_B = \frac{F}{6EI_{Gz}L} (2L^2I_B^2 + 2L^2I_BI_C - 5LI_B^3 - 3LI_BI_C^2 + 2I_B^4 + I_B^3I_C + I_BI_C^3)$$

$$v_C = \frac{F}{6EI_{Gz}L} (2L^2I_C^2 + 2L^2I_BI_C - LI_B^3 - 3LI_BI_C^2 + 2I_C^4 + I_B^3I_C + I_BI_C^3 - 4LI_C^3)$$

On rappelle l'expression du moment quadratique d'une section :

$$I_{Gz} = \iint_{section} y^2 ds$$

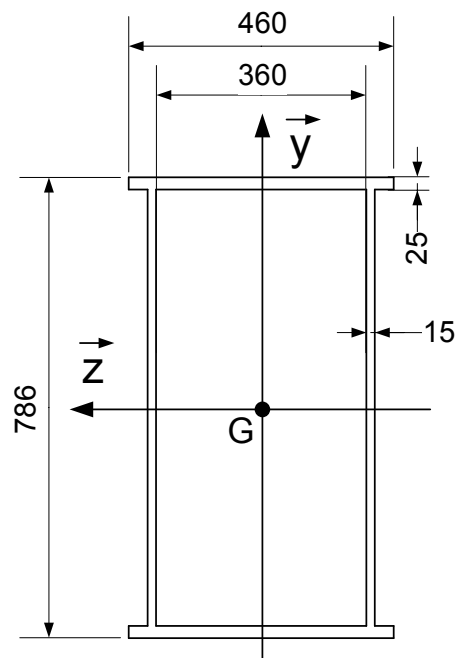


Figure 7 - Section d'une portée

**Question 28.** À l'aide de la figure 7, déterminer la valeur du moment quadratique d'une section de portée.

On prend  $F_B = \frac{m_{cc}g}{4}$  avec  $m_{cc} = 32$  tonnes la masse du chariot et des éléments qu'il transporte. Les points d'appui des galets du chariot sur la poutre sont distants de  $l_{BC} = 2030,5$  mm.

**Question 29.** Déterminer l'expression du déplacement vertical  $v$  du centre du chariot dû à la déformation des portées en fonction de  $l_B$ , puis sa valeur maximale.

Au cours des questions précédentes, différents phénomènes participant à l'erreur de positionnement vertical de la charge ont été étudiés.

**Question 30.** En s'appuyant sur les conclusions des sous-parties précédentes, conclure quant au respect du cahier des charges. Si celui-ci n'est pas respecté, proposer des stratégies permettant le contrôle de la position verticale de la charge sans ajouter de capteur (seules la quantité de câble déroulée et la position du chariot le long des poutres centrales sont mesurées).

### III. ÉTUDE DE LA MOTORISATION DU LEVAGE

Cette partie a pour objectif de vérifier le bon dimensionnement du moteur de levage ainsi que des dispositifs permettant le maintien de la charge en hauteur hors énergie. Ces éléments sont centraux pour garantir la sécurité durant l'utilisation du pont roulant.

#### III.1 Vérification de la tenue des câbles sur le tambour

Comme on peut le voir sur l'annexe 8, les câbles sont maintenus sur le tambour grâce à la combinaison de crampons (placés à intervalles réguliers le long de la première spire) et du frottement du câble sur le tambour. Les crampons seuls ne sont pas suffisants, c'est pourquoi la norme NF EN14492-2 impose qu'il y ait en permanence au moins deux spires de chaque câble enroulées sur le tambour. Par ailleurs, le constructeur des crampons indique qu'il ne faut pas dépasser une tension de plus de 10 kN dans la zone du câble maintenue par les crampons.

On souhaite donc modéliser le comportement du câble au contact du tambour afin de vérifier s'il est possible d'atteindre la course de levage demandée sans danger.

La figure 8 ci-dessous présente une modélisation paramétrée du problème.

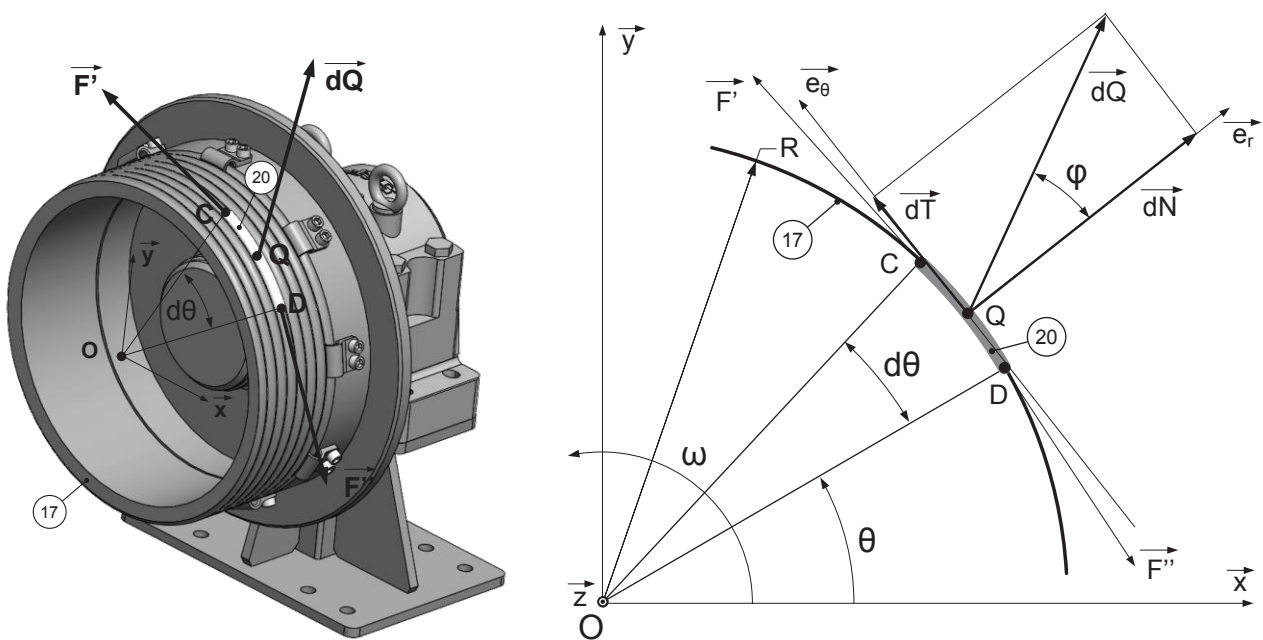


Figure 8 - Modélisation d'une section de câble au contact du tambour

On isole un élément de câble correspondant à une section angulaire  $d\theta$ . Du fait du rapport entre le rayon d'enroulement  $R$  et le pas d'enroulement  $p$ , on considère que cet élément se situe dans un plan normal à l'axe du tambour. On étudie le système à l'équilibre.

L'élément isolé est soumis à différents efforts :

- effort  $\vec{F}'$  de norme  $F' = F$  exercé par le brin mou en C ;
- effort  $\vec{F}''$  de norme  $F'' = F + dF$  exercé par le brin tendu en D ;
- effort  $d\vec{Q}$  exercé par le tambour en Q (coefficient de frottement  $f = 0,2$ ).

**Question 31.** Écrire l'équilibre statique de l'élément considéré. En déduire deux relations scalaires liant l'effort  $F$ , l'effort  $dN$ , l'angle  $d\theta$  et les données du problème.

**Question 32.** Montrer que ces équations peuvent prendre la forme ci-dessous en précisant la ou les hypothèse(s) utilisée(s).

$$\begin{cases} -F.d\theta + dN = 0 \\ -dF + f.dN = 0 \end{cases}$$

On note  $\alpha$  l'angle d'enroulement du câble sur le tambour,  $\theta$  varie donc de 0 (ce qui correspond au début du câble côté crampons) à  $\alpha$ . On note  $t$  la tension dans le câble au niveau des crampons et  $T = 39,5$  kN sa tension au point où il perd le contact avec le tambour.

**Question 33.** À l'aide des équations précédemment obtenues, déterminer une relation entre  $T$ ,  $t$ ,  $f$  et  $\alpha$ .

Il y a 32 spires de câble enroulées sur le tambour.

**Question 34.** Vérifier si la longueur de câble disponible permet d'obtenir la course de levage demandée tout en respectant la norme NF EN14492-2.

**Question 35.** Vérifier si les préconisations du constructeur des crampons sont respectées.

**Question 36.** Conclure quant au choix du nombre de spires de câble sur le tambour.

### III.2 Modélisation de la dynamique du levage

On souhaite évaluer les performances dynamiques du mouvement de levage et établir sa loi de commande. Pour cela, il est nécessaire de modéliser le comportement dynamique de l'ensemble du système de levage.

La figure 9 ci-dessous présente les caractéristiques du réducteur et la figure 10 récapitule les propriétés inertielles des différents ensembles tournants.

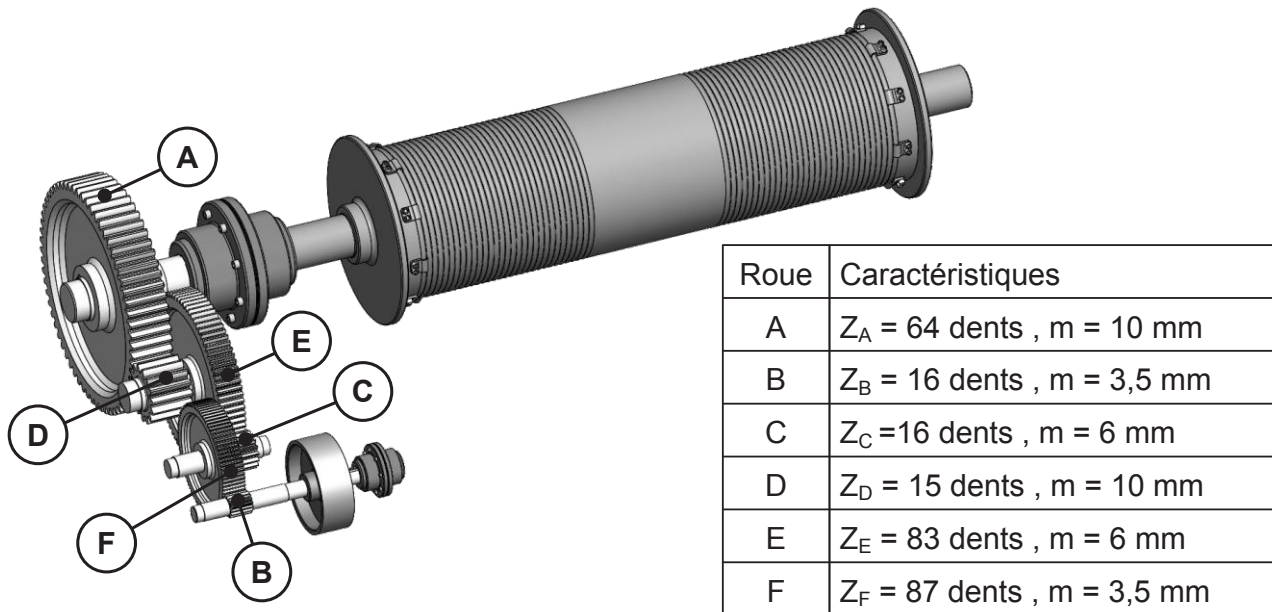


Figure 9 - Caractéristiques du réducteur

<p><math>m_s = 844</math> kg <math>J_s = 25,1</math> kg.m<sup>2</sup></p>	<p><math>m_2 = 77,6</math> kg <math>J_2 = 2,1</math> kg.m<sup>2</sup></p>
Ensemble arbre de sortie A + accouplement + tambour	Ensemble arbre intermédiaire D + E
<p><math>m_1 = 32,3</math> kg <math>J_1 = 0,35</math> kg.m<sup>2</sup></p>	<p><math>m_e = 84,1</math> kg <math>J_e = 1,12</math> kg.m<sup>2</sup></p>
Ensemble arbre intermédiaire C + F	Ensemble arbre entrée B + frein + accouplement + rotor

Figure 10 - Caractéristiques inertielles des ensembles tournants

L'annexe 1D présente la chaîne de levage ainsi que les notations à utiliser dans cette partie.

Le système étudié est l'ensemble  $\Sigma$  constitué des pièces intervenant dans la chaîne de puissance du levage : charge, mouflage, câbles, tambour d'enroulement, arbres du réducteur, tambour de frein, accouplement et arbre moteur.

On néglige la masse du câble et sa déformation. On suppose que les liaisons sont parfaites et sans frottement, et que les centres de masse des différentes pièces sont situés sur leur axe de rotation.

On se place durant la phase de montée de la charge. On s'intéresse plus particulièrement à la phase d'accélération de la charge, durant laquelle le rendement des différents éléments constituant la chaîne de levage est mal connu. On considère que tous ces rendements sont égaux à 1.

**Question 37.** Exprimer puis calculer  $k = \frac{\omega_s}{\omega_e}$  le rapport de réduction du réducteur.

**Question 38.** Exprimer puis calculer la vitesse maximale de levage  $V_{Lmax}$ . Préciser si elle permet de satisfaire aux exigences du système.

**Question 39.** Exprimer l'énergie cinétique du système  $\Sigma$  ramenée sur l'arbre moteur.

**Question 40.** Exprimer les puissances des actions mécaniques exercées par l'extérieur sur le système  $\Sigma$  ramenées sur l'arbre moteur.

**Question 41.** En appliquant le théorème de la puissance cinétique au système  $\Sigma$ , montrer que le couple moteur  $C_e$  peut s'écrire sous la forme  $C_e = a + b\dot{\omega}_e$ . Exprimer puis calculer les constantes a et b. Expliquer le sens physique des termes a et  $b\dot{\omega}_e$ .

L'accélération de la charge doit être telle que la vitesse maximale de levage  $V_{Lmax}$  soit atteinte en 1 s. Le levage se poursuit ensuite à la vitesse  $V_{Lmax}$  jusqu'à atteindre la course de levage maximale. Le modèle développé permet d'analyser la faisabilité de cette commande.

**Question 42.** Exprimer puis calculer le couple moteur nécessaire durant les différentes phases du mouvement. Conclure sur le choix de moteur de levage, dont la documentation constructeur figure en annexe 9.

### III.3 Vérification du dimensionnement du dispositif de freinage

Par mesure de sécurité comme pour économiser de l'énergie (par exemple durant les phases de déplacement horizontal de la charge), il est nécessaire de prévoir un système de blocage du mouvement de levage de la charge indépendant du moteur et de l'alimentation en énergie électrique.

Le frein utilisé pour réaliser cette fonction est présenté sur la figure 11 ci-dessous.

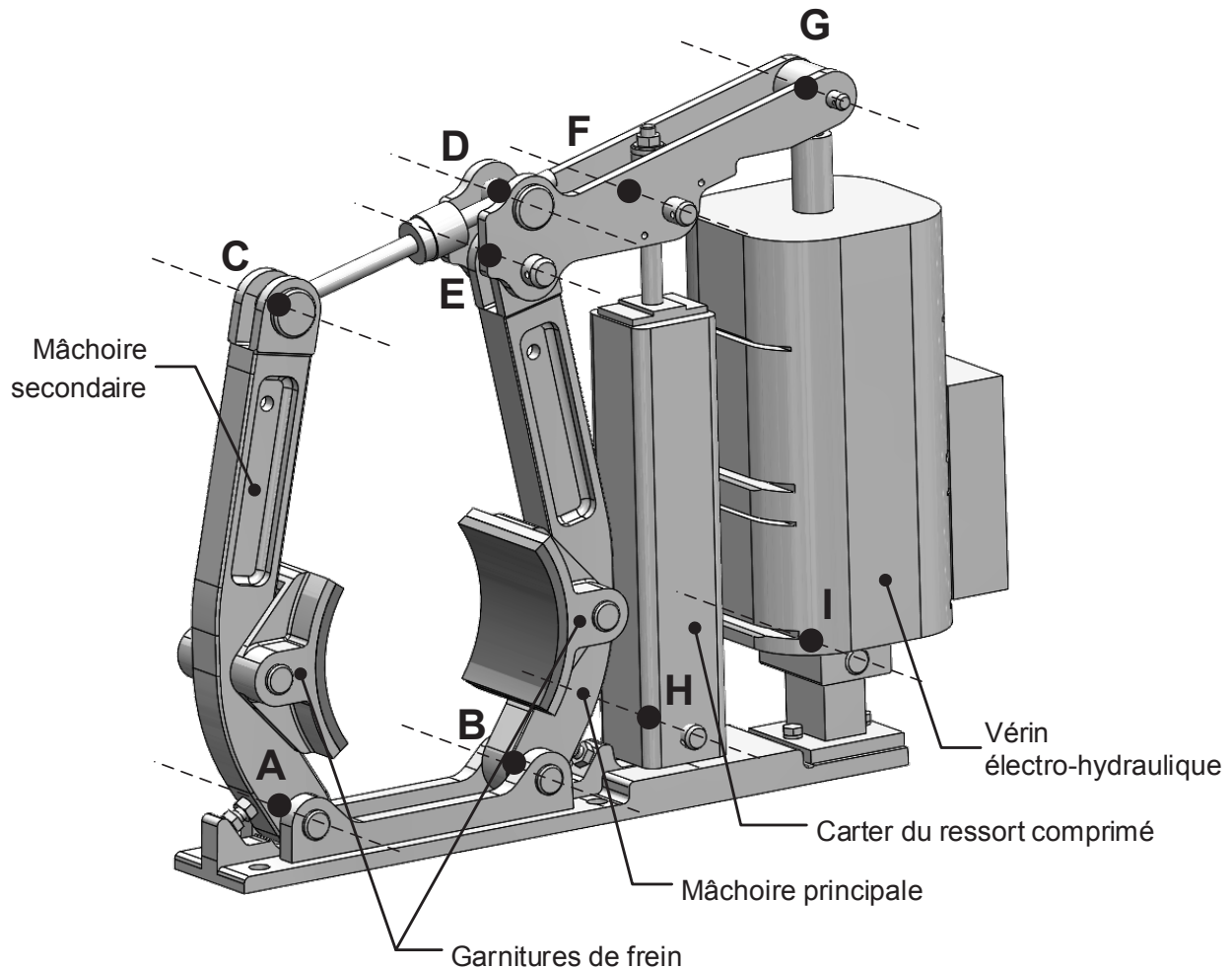


Figure 11 - Frein du mouvement de levage

Il est constitué de deux mâchoires situées de part et d'autre d'un tambour de frein solidaire de l'arbre moteur, sur lesquelles sont fixées les garnitures de frein. Ces deux mâchoires sont libres de pivoter par rapport à la base (fixée sur le chariot) en A et B. Une bielle relie l'extrémité supérieure de la mâchoire secondaire en C à un levier en D, qui est lui-même articulé avec la mâchoire principale en son extrémité E.

Un ressort comprimé et un vérin électrohydraulique sont fixés entre le levier (respectivement en F et G) et le chariot. Le premier, dimensionné de façon à être constamment comprimé, permet de serrer les mâchoires sur le tambour de frein par l'intermédiaire du levier. Il fournit donc un freinage en l'absence de toute source d'énergie. Le vérin électrohydraulique permet de desserrer les mâchoires en translatant le piston vers le haut, il doit donc être alimenté lors des phases d'élévation et de descente de la charge.

Il s'agit de vérifier que le ressort permet effectivement d'arrêter la charge en l'absence de courant et ce sur une course faible, afin de garantir la sûreté du chargement. Le constructeur indique un couple de freinage maximal pour un coefficient de frottement tambour/garniture différent de celui présent dans le système étudié. Il est donc nécessaire de vérifier que le couple de freinage maximal que peut générer le frein équipé des garnitures choisies sera suffisant.

Une épure du système, dans la configuration où les garnitures sont plaquées contre le tambour, est fournie sur le document réponse DR1. On suppose que les efforts exercés par le vérin électrohydraulique non alimenté sur le levier sont négligeables devant les autres efforts mis en jeu.

Dans la configuration de l'épure :

- la pesanteur qui s'exerce sur la charge tend à faire tourner le tambour de frein dans le sens horaire ;
- le ressort assurant le freinage exerce sur le levier un effort d'intensité  $F_{r \rightarrow l} = 1500 \text{ N}$  au point F.

**Question 43.** Par l'analyse de l'équilibre statique du levier et de la biellette, déterminer graphiquement sur le document réponse DR1 l'effort exercé par le levier sur la mâchoire principale. Sur copie, justifier chaque tracé réalisé en précisant le principe physique utilisé ; les équations correspondantes ne sont pas attendues.

On se place à la limite du glissement entre le tambour de frein et les garnitures, dont la documentation technique est donnée en annexe 10. L'effort exercé par chaque garniture sur le tambour est modélisé par une force ponctuelle exercée au centre de la surface de contact correspondante. On considère que les supports de garniture sont solidaires des mâchoires.

**Question 44.** Par l'analyse de l'équilibre statique des ensembles {mâchoire + garniture}, déterminer graphiquement sur le document réponse DR1 l'effort exercé par le tambour sur chacune d'entre elle. En déduire  $C_{frmax}$  l'intensité maximale du couple de freinage exercé par les mâchoires sur le tambour de frein.

On cherche à présent à évaluer le couple de freinage nécessaire dans le pire des cas, c'est-à-dire lorsque l'on souhaite arrêter brusquement une charge de masse maximale en cours de descente à vitesse maximale.

On donne :

- $C_{fr} = \alpha + \beta \omega_e$
- $\omega_e = \gamma V$

avec

- $C_{fr}$  le couple exercé par le frein sur l'axe moteur (unités S.I.),
- $\omega_e$  la vitesse de rotation de l'axe moteur (unités S.I.),
- $V$  la vitesse verticale de la charge (unités S.I.,  $V < 0$  dans le cas d'une descente),
- $\alpha = 133 \text{ Nm}$ ,
- $\beta = 1,14 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ ,
- $\gamma = 2246 \text{ rad}\cdot\text{m}^{-1}$ .



On considère une charge de masse maximale  $M$  en translation verticale descendante à la vitesse maximale  $V_{Lmax} = 0,069 \text{ m.s}^{-1}$ . À l'instant  $t = 0$ , le couple de freinage maximal  $C_{frmax}$  est exercé par le frein sur le tambour et le moteur ne génère plus aucun couple.

**Question 45.** Déterminer la relation entre l'accélération  $\dot{V}$  supposée constante de la charge et la distance  $\Delta H$  parcourue par la charge entre l'instant  $t = 0$  et son immobilisation. En déduire l'expression de l'accélération  $\dot{\omega}_{fr}$  du tambour de frein au cours du freinage en fonction de  $\Delta H$  et des données de l'étude.

**Question 46.** Déterminer l'expression de la distance d'arrêt de la charge en fonction du couple de freinage  $C_{frmax}$  et des données de l'étude, puis faire l'application numérique.

**Question 47.** Conclure quant au choix du frein.

## IV. MODÉLISATION DE LA DYNAMIQUE DU PONT ROULANT

Lors du déplacement horizontal de la charge, des oscillations de celles-ci apparaissent du fait des accélérations et décélérations imposées. Ce balancement ne doit pas être trop important, à la fois pour des raisons de sécurité (éviter les collisions, le renversement ou le décrochage de la charge) et de rentabilité (ne pas avoir à attendre la stabilisation de la charge en fin de course avant de pouvoir la descendre).

Il existe différents systèmes d'anti-ballant permettant de limiter les oscillations indésirables de la charge :

- les anti-ballants mécaniques : il s'agit de câbles attachés à la charge pour limiter ses oscillations ;
- les anti-ballants actifs : il s'agit d'un asservissement en boucle fermée, dans lequel l'angle de balancement est mesuré à l'aide d'une caméra et d'un système de traitement d'images ;
- les anti-ballants passifs : il s'agit d'une commande en boucle ouverte du déplacement du chariot, calculée pour limiter l'oscillation de la charge en se basant sur le modèle de balancement de la charge.

Afin de pouvoir mettre en œuvre ce dernier type de commande, il est nécessaire de modéliser le balancement de la charge dû aux déplacements du chariot. On se concentre ici plus particulièrement sur le déplacement du chariot le long de l'axe de direction.

On souhaite développer successivement deux modèles correspondant à différents cas de chargement du pont roulant. Le premier modèle, qui peut être résolu analytiquement, permet de justifier les hypothèses utilisées pour établir le second. Ces modèles permettent de vérifier l'utilité d'un système anti-ballant et pourraient être exploités dans la génération d'une commande limitant les oscillations.

### IV.1 Analyse du balancement - Premier modèle

Dans cette partie, on considère le transport d'une charge ponctuelle (3) de masse  $m_3 = 30$  tonnes le long des portées obtenu par la translation du chariot (1). On considère que la moufle (2) n'a pas d'influence sur le mouvement de la charge. La figure 12 présente la modélisation retenue pour laquelle on considère donc un système plan dans lequel un unique câble relie la charge au chariot.

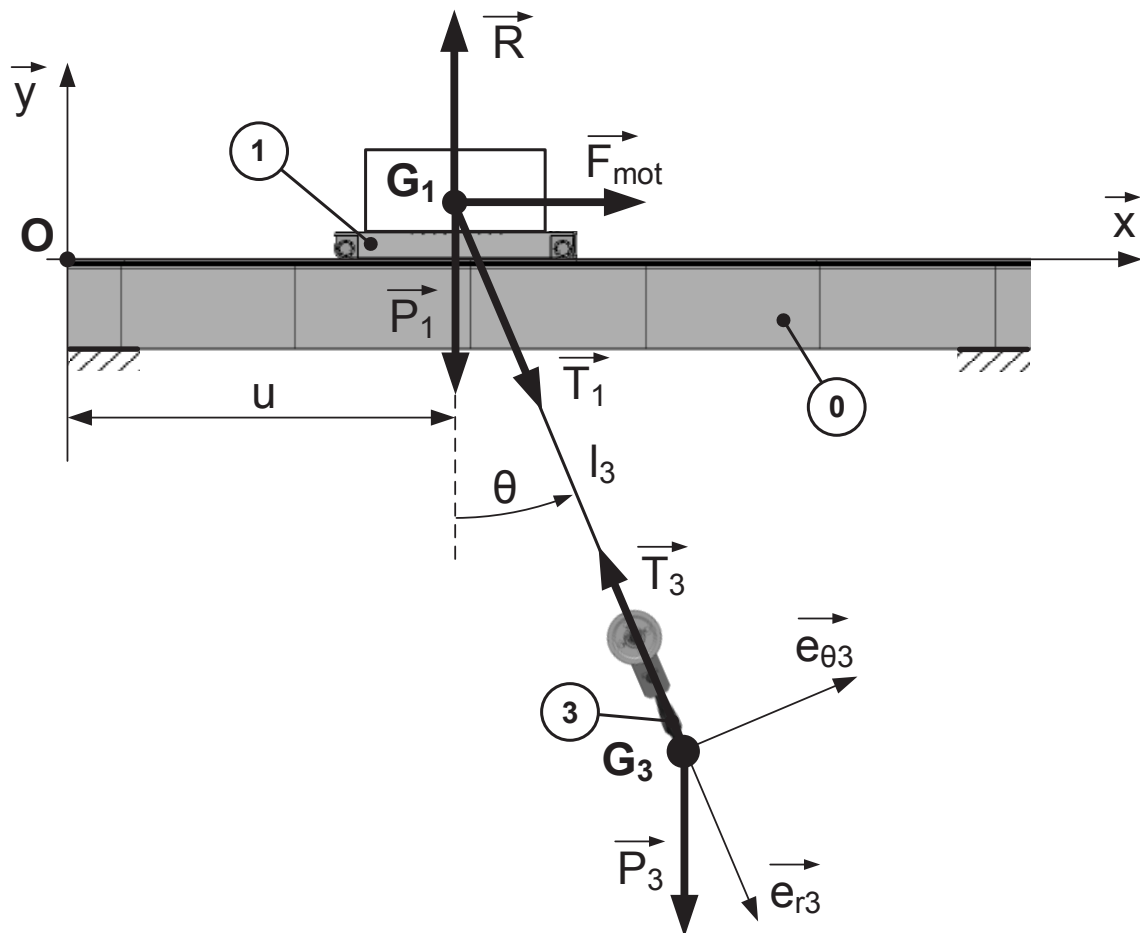


Figure 12 - Paramétrage du système, premier modèle.

On note :

- $R_0 (O, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$  le référentiel terrestre supposé galiléen ;
- $R_3 (G_3, \vec{e}_{r3}, \vec{e}_{\theta3}, \vec{z})$  le référentiel associé à la charge ;
- $G_i$  le centre de gravité du solide  $i$
- $\vec{T}_{\text{cable} \rightarrow 3} = -T_3 \vec{e}_{r3}$  l'effort exercé par le câble sur la charge ;
- $\vec{F}_{\text{mot}}$  l'effort représentant la force motrice exercée sur le chariot ;
- $\vec{R}$  la force ponctuelle de direction  $\vec{y}$  qui modélise les actions mécaniques exercées par les rails sur le chariot.

Le paramètre  $u$  représente la position du chariot le long des portées, le paramètre  $\theta$  correspond à l'inclinaison du câble par rapport à la verticale. Le câble est un corps de longueur  $l_3 = 9$  m fixe et de masse négligeable. Aucune perturbation extérieure ne sera prise en compte. Les roues du chariot roulent sans glisser sur les rails et on néglige la résistance au roulement.

On néglige également :

- l'influence de la moufle sur le mouvement de la charge ;
- les déformations des différentes pièces ;
- l'amortissement dans le système.

On souhaite établir l'équation différentielle permettant de décrire l'évolution temporelle du paramètre  $\theta$ .

**Question 48.** Déterminer l'expression de la vitesse  $\overrightarrow{V(G_3, 3/R_0)}$  et de l'accélération  $\overrightarrow{a(G_3, 3/R_0)}$  de la charge (3) par rapport au référentiel galiléen  $R_0$  en fonction des paramètres du problème.

**Question 49.** Appliquer le principe fondamental de la dynamique à la charge (3). En déduire l'équation différentielle qui régit l'évolution temporelle de  $\theta(t)$  en fonction des données et paramètres du problème.

Lors du déplacement d'une charge, les différents axes de translation sont sollicités de façon séquentielle : translation verticale (montée), puis translation horizontale le long des portées, puis translation verticale (descente). On peut donc considérer que l'angle  $\theta$  reste nul durant toute la phase de levée de la charge.

On s'intéresse donc aux oscillations survenant durant la translation horizontale de la charge (mouvement de direction).

Le démarrage du chariot modélisé par un passage instantané de la vitesse nulle à la vitesse  $V$  reste éloigné du réel. Une modélisation plus proche de la réalité consiste à considérer une accélération constante  $a_0$  telle que le chariot part d'une vitesse nulle et atteint la vitesse de translation  $V_{max}$  au bout d'un temps  $t_{max}$ .

**Question 50.** Déterminer l'expression de  $a_0$ .

**Question 51.** Écrire l'équation différentielle vérifiée par  $\theta$  durant l'accélération de la phase de translation horizontale de la charge. Montrer que l'expression de  $\theta(t)$  est du type  $\theta(t) = A [\cos(\omega t) - 1]$  et préciser les expressions de  $A$  et  $\omega$ .

**Question 52.** Déterminer l'expression des écarts horizontaux et verticaux, respectivement notés  $\Delta x$  et  $\Delta y$ , entre la position de la charge en l'absence d'oscillations et sa position en prenant en compte les oscillations en fonction  $A$  et  $\omega$ , puis des données du problème.

On souhaite que la charge atteigne une vitesse  $V_{max} = 2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  en  $t_{max} = 4 \text{ s}$  afin d'obtenir une cadence satisfaisante. La figure 13 ci-dessous présente l'évolution temporelle de  $\Delta x$  et  $\Delta y$  durant la phase d'accélération du chariot pour ces conditions.

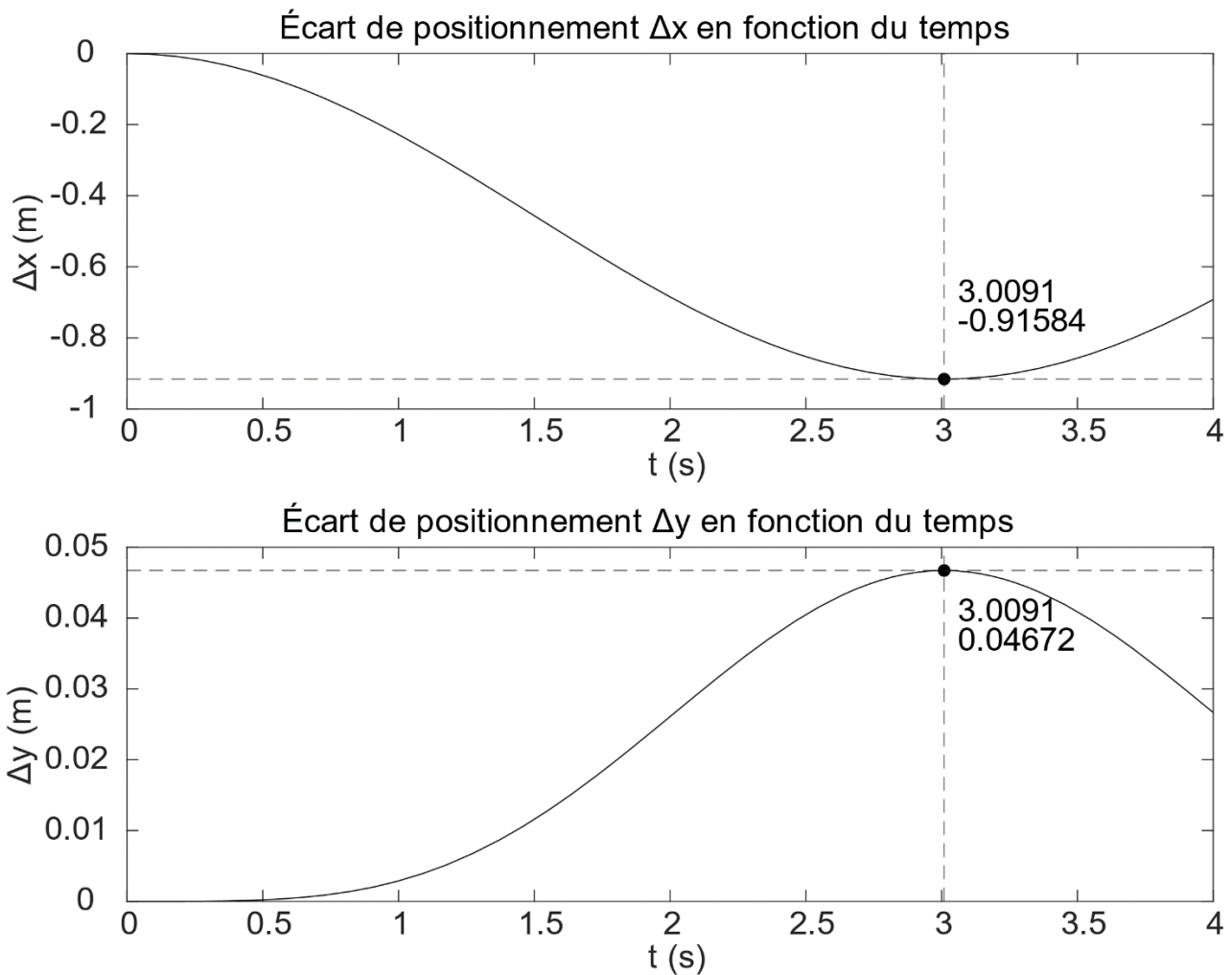


Figure 13 – Écarts de positionnement de la charge en fonction du temps

**Question 53.** Déduire de la figure 13 les valeurs maximales de  $\Delta x$  et  $\Delta y$ . Conclure quant au respect de l'exigence « Assurer la sécurité » en l'absence de système d'anti-ballant dans ces conditions.

## IV.2 Analyse du balancement - Deuxième modèle

Dans un premier temps, l'influence de la moufle (2) sur le mouvement a été négligée. Or, dans le cas où le centre de gravité de la charge (3) est éloigné du centre de gravité de la moufle (2) et/ou dans le cas où la masse de la moufle (2) n'est pas négligeable devant celle de la charge (3), le comportement observé s'éloigne de celui obtenu avec le premier modèle.

On observe un comportement de type pendule double : l'inclinaison du câble liant le chariot (1) à la moufle (2) n'est pas la même que celle du système de fixation liant la moufle (2) à la charge (3). Un nouveau modèle est présenté ci-après sur la figure 14.

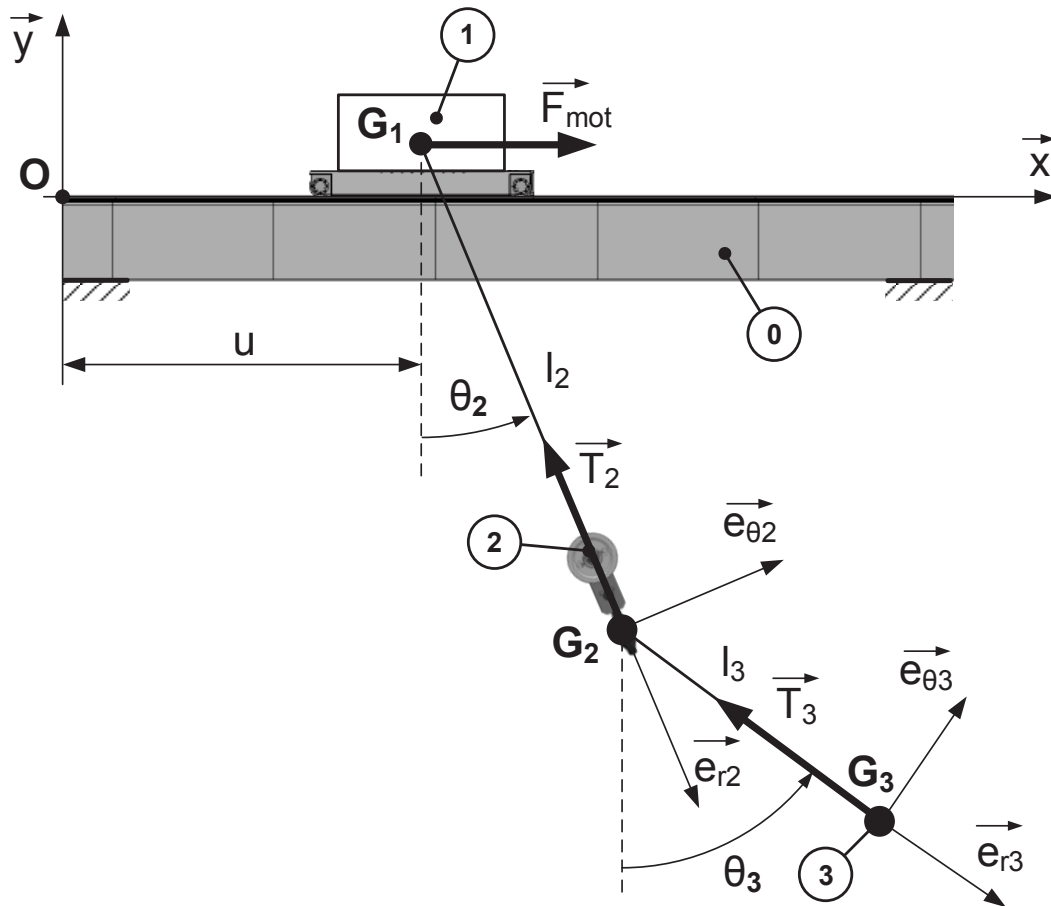


Figure 14 - Paramétrage du système, deuxième modèle.

On note :

- $R_0 (O, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$  le référentiel terrestre supposé galiléen ;
- $R_2 (G_2, \vec{e}_{r2}, \vec{e}_{\theta2}, \vec{z})$  le référentiel associé à la moufle ;
- $R_3 (G_3, \vec{e}_{r3}, \vec{e}_{\theta3}, \vec{z})$  le référentiel associé à la charge ;
- $\vec{T}_{chaîne \rightarrow 3} = -T_3 \vec{e}_{r3}$  l'effort exercé par le système de fixation sur la charge ;
- $\vec{T}_{câble \rightarrow 2} = -T_2 \vec{e}_{r2}$  l'effort exercé par le câble sur la moufle ;
- $\vec{F}_{mot}$  l'effort représentant la force motrice exercée sur le chariot ;
- $m_1$  la masse du chariot ;
- $m_2$  la masse de la moufle ;
- $m_3$  la masse de la charge ;
- $m_{23} = m_2 + m_3$  et  $m_{123} = m_1 + m_2 + m_3$  ;
- $\vec{OG}_2 = x_2 \vec{x} + y_2 \vec{y}$  ;
- $\vec{OG}_3 = x_3 \vec{x} + y_3 \vec{y}$ .

On utilise les paramètres suivants :

- $u$  : position du chariot le long des rails, variable ;
- $\theta_2$  : inclinaison du câble par rapport à la verticale, variable ;
- $\theta_3$  : inclinaison du système de fixation par rapport à la verticale, variable ;
- $l_2$  : longueur de câble déroulée, constante.

Les masses du câble et du système de fixation sont négligées. On néglige également les déformations des différentes pièces ainsi que l'amortissement dans le système. Aucune perturbation extérieure n'est prise en compte. Les roues du chariot roulent sans glisser sur les rails et on néglige la résistance au roulement. On choisit de modéliser les actions mécaniques exercées par les rails sur le chariot par une force ponctuelle  $\vec{R}$  exercée au centre de gravité du chariot.

On souhaite utiliser le formalisme de Lagrange pour obtenir les équations du mouvement du système  $S = \{1+2+3+câble+système\ de\ fixation\}$  lors de la phase de transport horizontal.

**Question 54.** Expliquer quel pourrait être l'intérêt de considérer  $l_2$  variable dans le paramétrage du système lorsque l'on s'intéresse à la phase de transport horizontal. Justifier le choix fait ici de considérer que  $l_2$  est une constante.

**Question 55.** Écrire  $\dot{x}_2$ ,  $\dot{y}_2$ ,  $\dot{x}_3$  et  $\dot{y}_3$  les dérivées temporelles de  $x_2$ ,  $y_2$ ,  $x_3$  et  $y_3$  en fonction des paramètres du problème.

**Question 56.** Déterminer les expressions de l'énergie cinétique  $T_S$  et de l'énergie potentielle de pesanteur  $U_S$  du système  $S$  en fonction des paramètres du problème, en prenant l'altitude du rail comme référence. En déduire l'expression du lagrangien du système  $S$  en fonction des paramètres du problème.

**Question 57.** Justifier la valeur des forces généralisées de liaison liées aux liaisons roues / rails du sommier :  $L_u = L_{\theta_2} = L_{\theta_3} = 0$ .

**Question 58.** Exprimer les puissances virtuelles  $P^*$  développées par les autres forces exercées sur le système  $S$ . En déduire les expressions des forces généralisées  $Q_u$ ,  $Q_{\theta_2}$ , et  $Q_{\theta_3}$ .

**Question 59.** Écrire les équations de Lagrange associées aux paramètres  $u$  et  $\theta_3$ .

Au regard de la première modélisation des oscillations dans la partie IV.1, on suppose que l'amplitude des oscillations permet de faire les approximations suivantes :  $\cos(\theta_2) = \cos(\theta_3) = 1$ ,  $\sin(\theta_2) = \theta_2$  et  $\sin(\theta_3) = \theta_3$ . On se limite à l'étude de la phase de transport horizontal, durant laquelle  $l_2$  est constant.

**Question 60.** Montrer que, dans ce cadre, les équations de Lagrange linéarisées associées aux paramètres  $u$  et  $\theta_3$  peuvent s'écrire comme suit :

$$(1) \quad m_{123}\ddot{u} + m_{23}l_2(\ddot{\theta}_2 - \dot{\theta}_2^2\theta_2) + m_3l_3(\ddot{\theta}_3 - \dot{\theta}_3^2\theta_3) = F_{mot}$$
$$(2) \quad \ddot{u} + l_2\ddot{\theta}_2 - l_2\dot{\theta}_2^2(\theta_2 - \theta_3) + l_3\ddot{\theta}_3 + g\theta_3 = 0$$

On donne également l'équation de Lagrange linéarisée associée au paramètre  $\theta_2$  :

$$(3) \quad m_{23}l_2(l_2\ddot{\theta}_2 + \ddot{u}) + m_{23}gl_2\theta_2 + m_3l_3l_2\left(\ddot{\theta}_3 + \dot{\theta}_3^2(\theta_2 - \theta_3)\right) = 0$$

**Question 61.** Indiquer comment ces équations peuvent être utilisées pour établir une loi de commande du mouvement de direction.

**Question 62.** Conclure quant à la problématique traitée : le système assure-t-il intrinsèquement la sécurité des équipes et des biens ? Si non, quels modèles doivent être exploités dans la commande et de quelle manière pour respecter cette exigence ?

**FIN DU SUJET**



**DOCUMENTATION TECHNIQUE ET ANNEXES**

Annexe 1 - Description structurelle du pont roulant

Annexe 1A - Présentation du système

Annexe 1B - Diagramme de définition de blocs pour les mouvements direction et translation

Annexe 1C - Diagramme de définition de blocs pour le mouvement de levage

Annexe 1D - Diagramme de définition de blocs internes pour la chaîne de levage

Annexe 2 - Recueil des exigences (partiel)

Annexe 3 - Dessin d'ensemble de la moufle de levage

Annexe 4 - Documentation matériau crochet

Annexe 5 - Filetage métrique ISO

Annexe 6 - Étude éléments finis du crochet

Annexe 7 - Documentation sur les câbles

Annexe 8 - Dessin d'ensemble du tambour

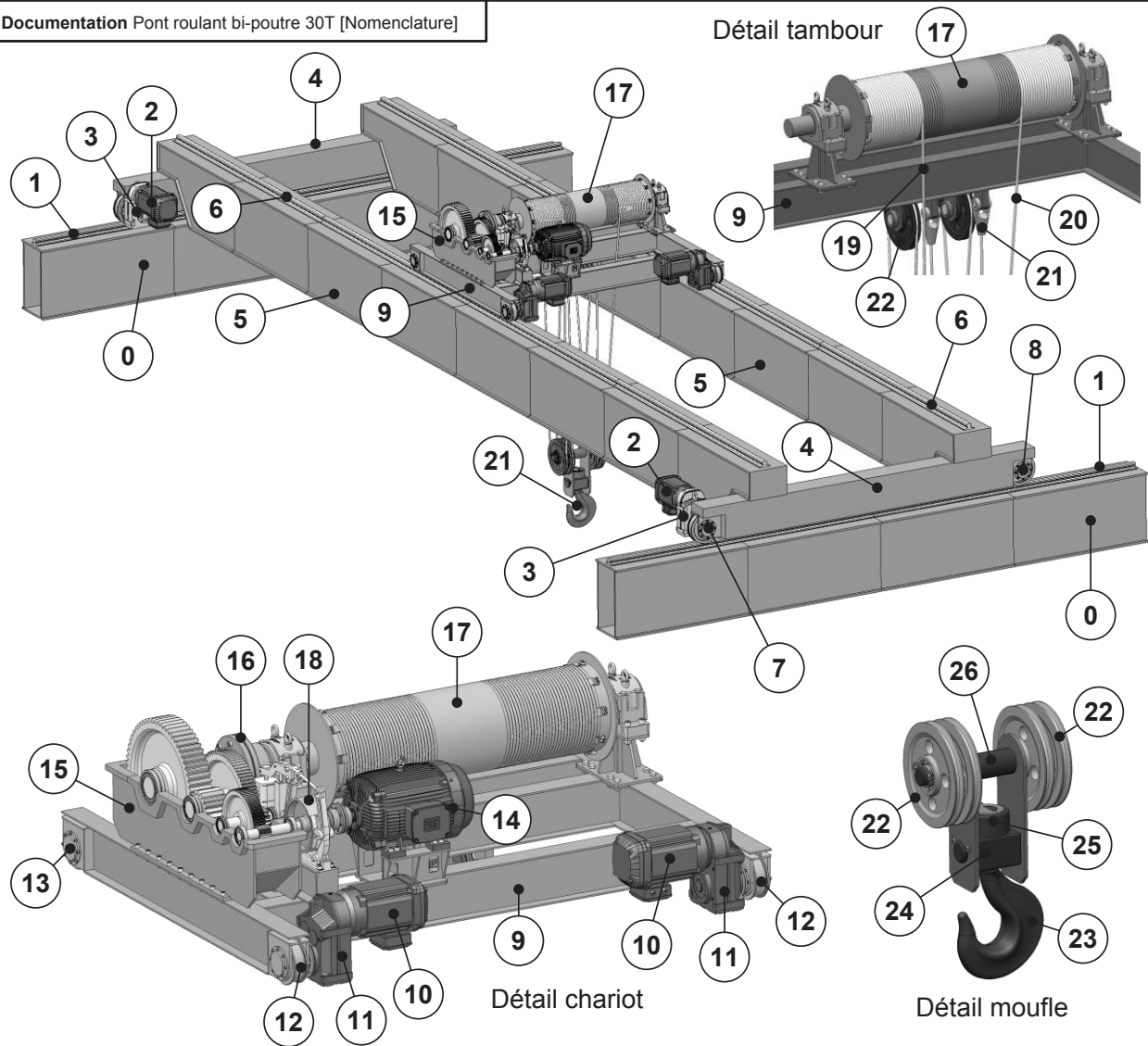
Annexe 9 - Documentation moteur asynchrone de levage

Annexe 10 - Documentation constructeur garnitures de frein

## Annexe 1 - Description structurale du pont roulant

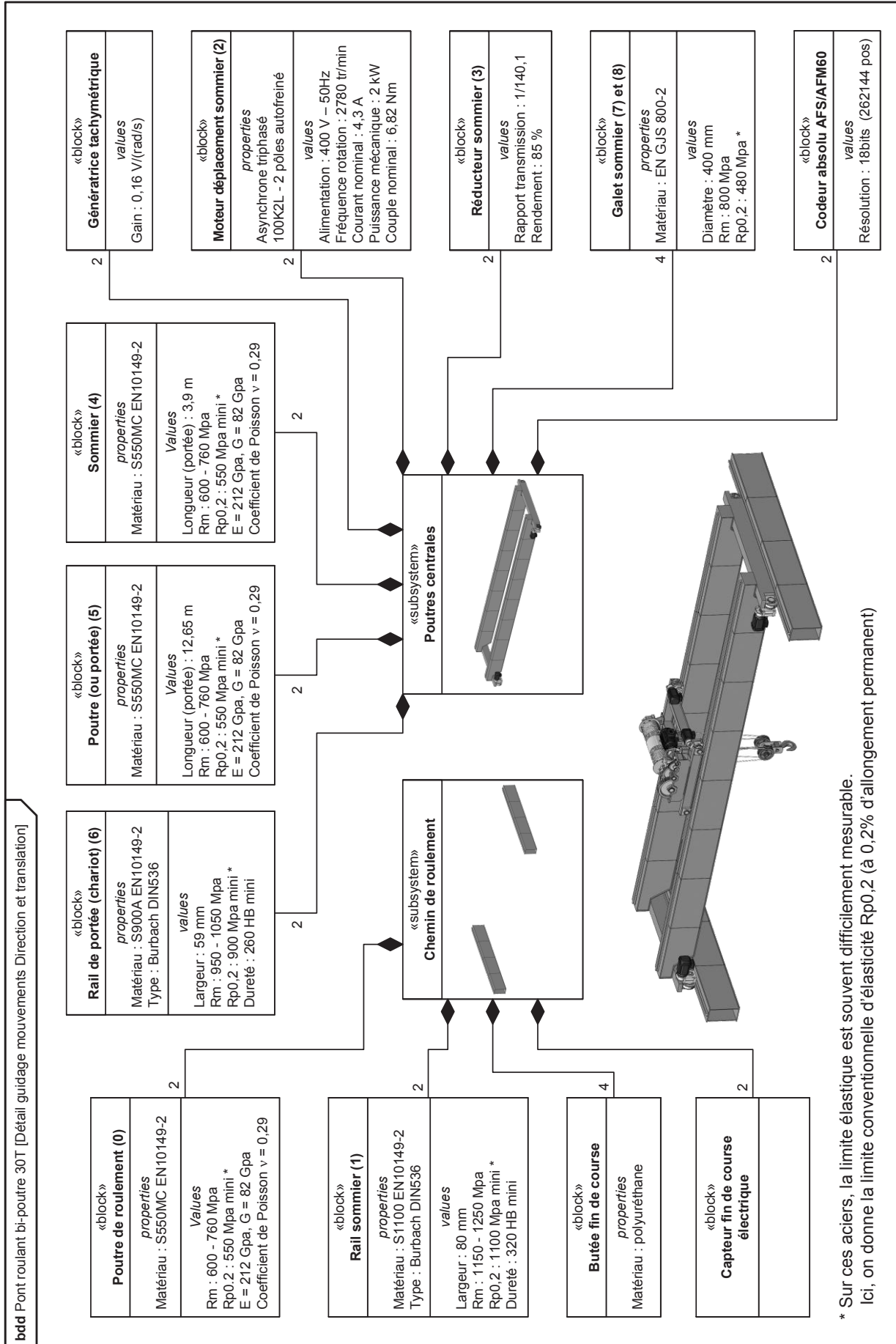
### Annexe 1A - Présentation du système

Documentation Pont roulant bi-poutre 30T [Nomenclature]

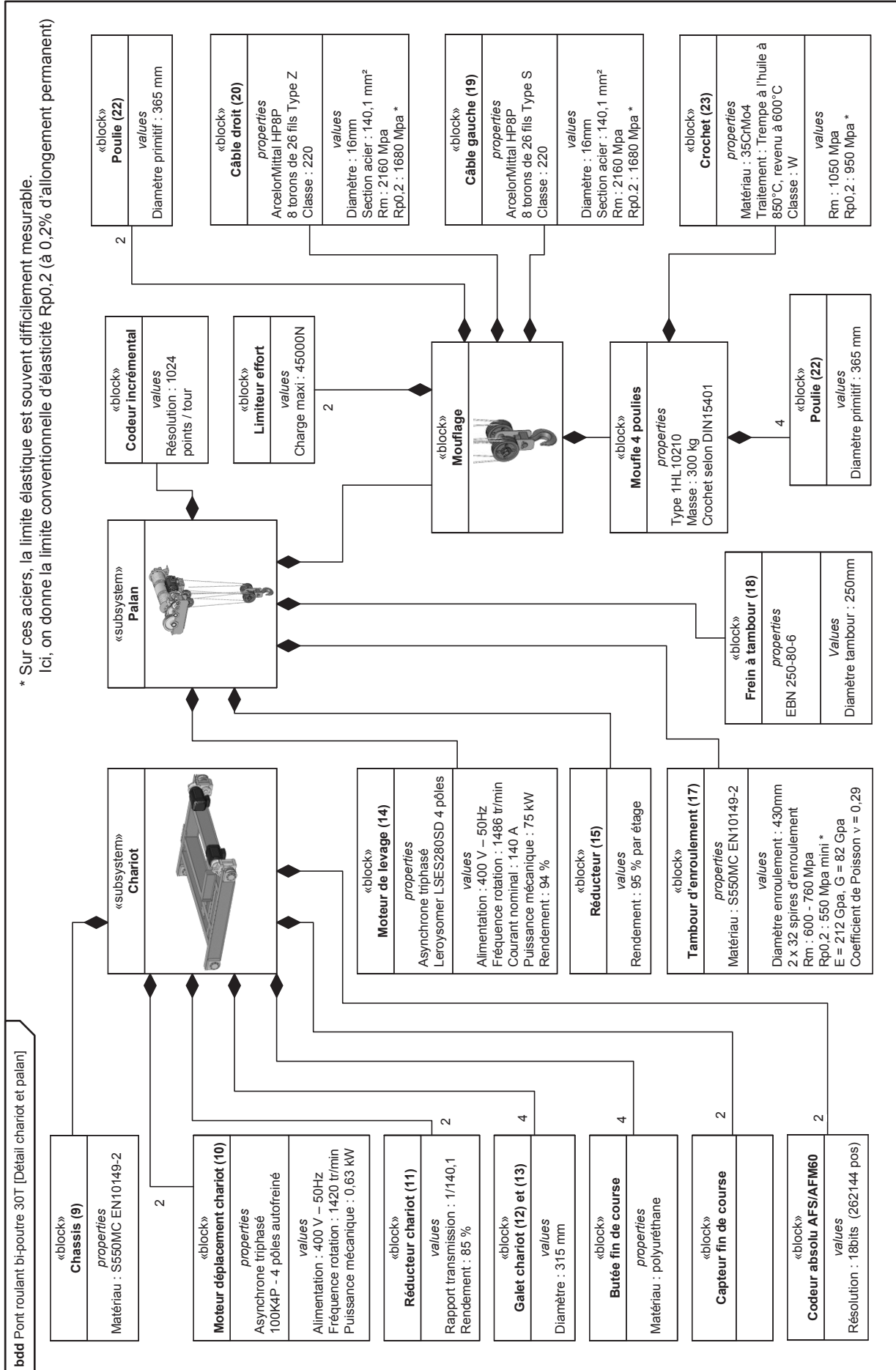


		26	Ferrure de moufle
12	Galet moteur chariot	25	Écrou de crochet
11	Réducteur de vitesse chariot	24	Articulation de crochet
10	Moteur de déplacement chariot	23	Crochet
9	Chariot	22	Poulie
8	Galet libre sommier	21	Culot à chape
7	Galet moteur sommier	20	Câble de levage droit
6	Rail de portée	19	Câble de levage gauche
5	Poutre ou portée	18	Frein à tambour
4	Sommier	17	Tambour d'enroulement
3	Réducteur de vitesse sommier	16	Accouplement
2	Moteur de déplacement sommier	15	Réducteur de vitesse levage
1	Rail de roulement	14	Moteur de levage LS ES 280 SD
0	Poutre de roulement	13	Galet libre chariot
<b>Rep</b>	<b>Désignation</b>	<b>Rep</b>	<b>Désignation</b>

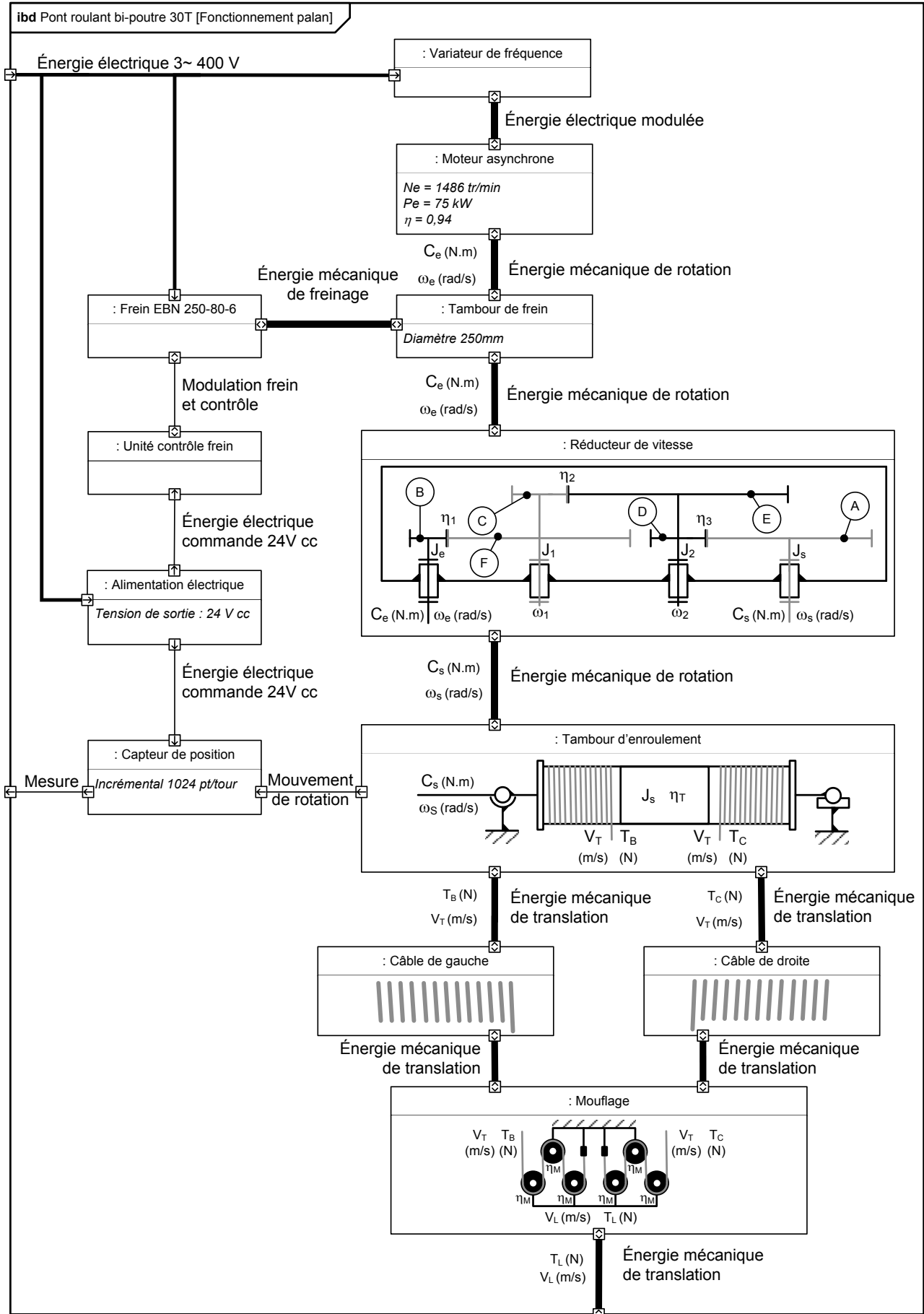
## Annexe 1B - Diagramme de définition de blocs pour les mouvements direction et translation



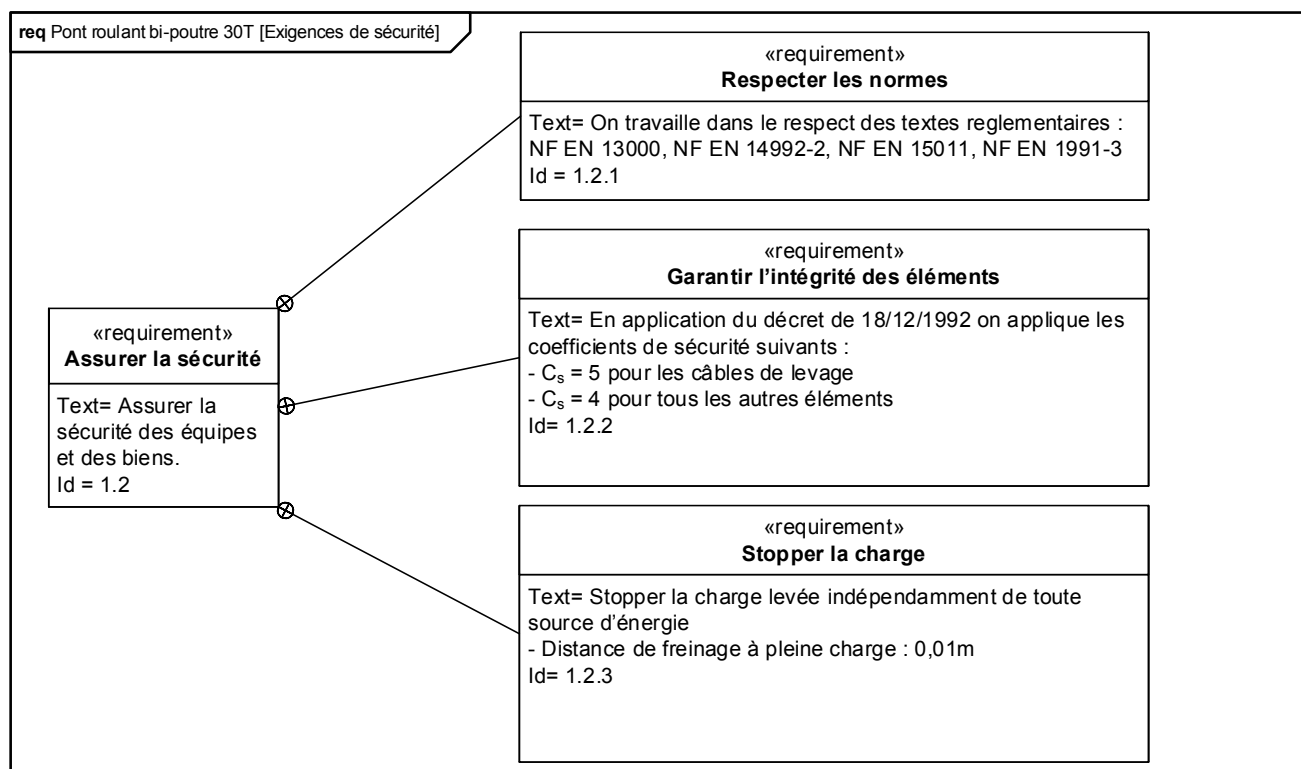
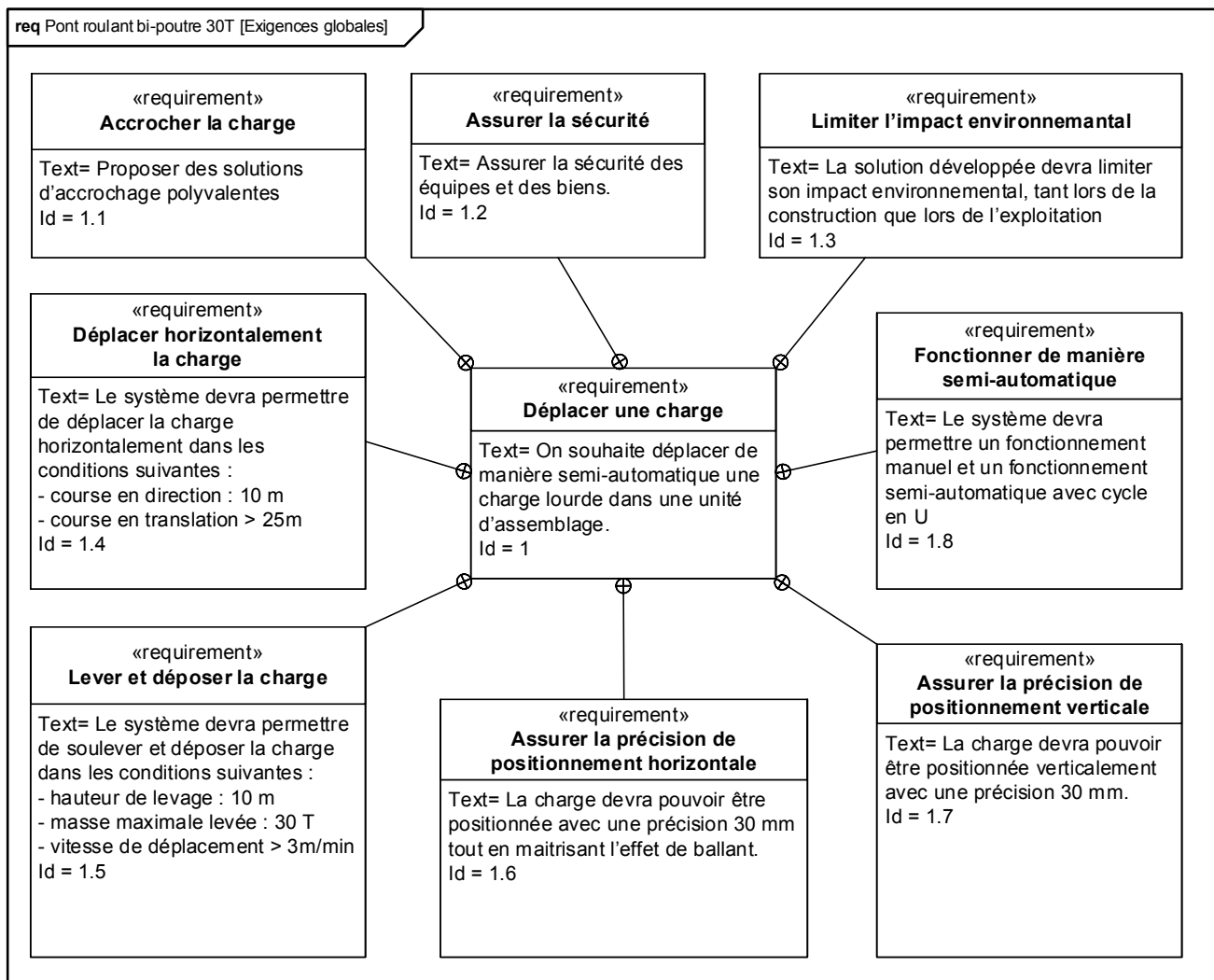
# Annexe 1C - Diagramme de définition de blocs pour le mouvement de levage



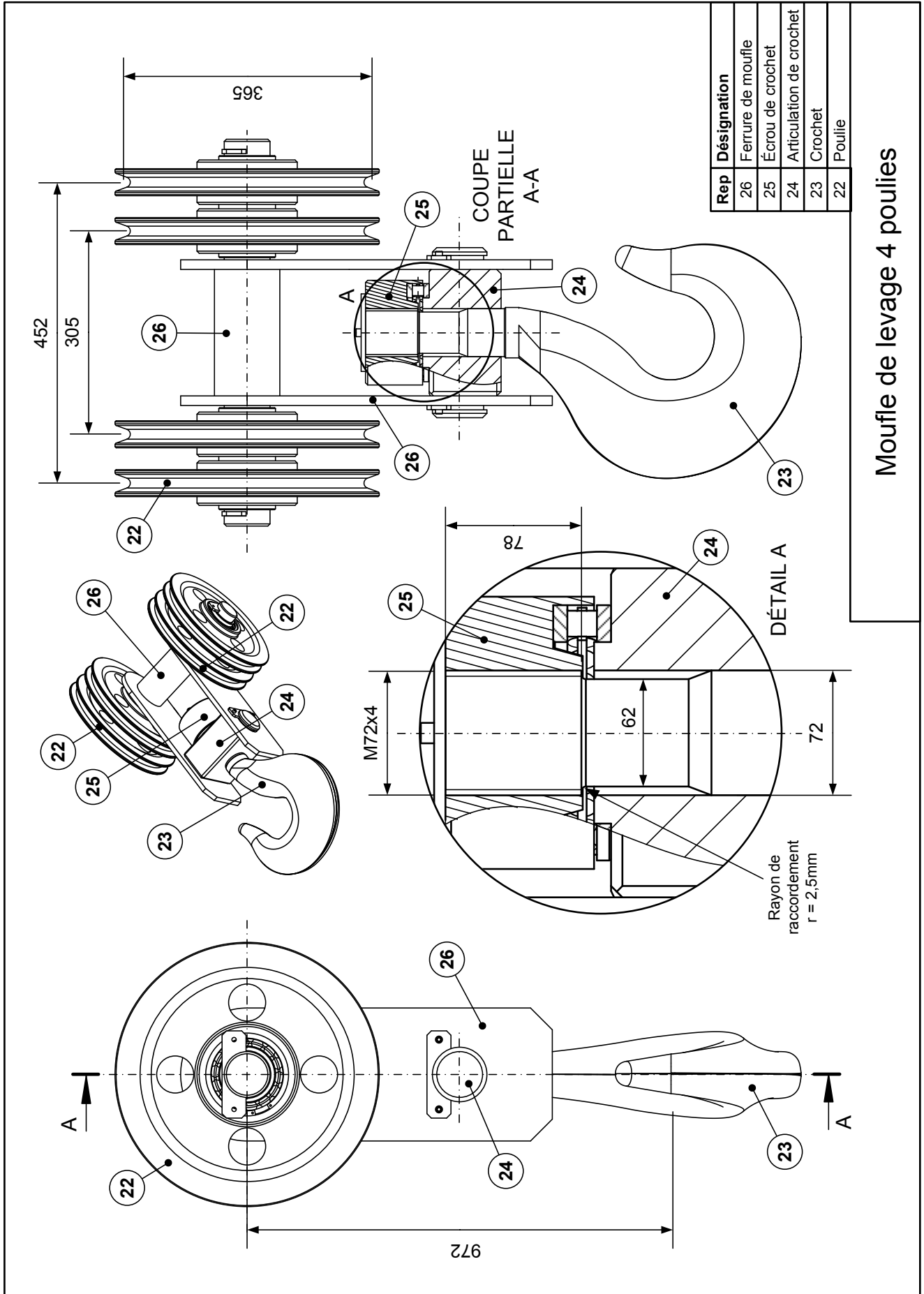
# Annexe 1D - Diagramme de définition de blocs internes pour la chaîne de levage



## Annexe 2 - Recueil des exigences partiel



Annexe 3 - Dessin d'ensemble de la moufle de levage



Moufle de levage 4 poulies

## Annexe 4 - Documentation matériau crochet

**AUBERT&DUVAL**



Acier  
**F65**  
34CrMo4

### DÉSIGNATIONS

Normes européennes :

- Symbolique : 34CrMo4
- Numérique : 1.7220

### COMPOSITION

Carbone .....	0,35
Chrome .....	1,00
Molybdène .....	0,20

### CARACTÉRISTIQUES MÉCANIQUES

- Etat recuit : chauffage à 825 °C suivi d'un refroidissement lent.

- Dureté Brinell : 217

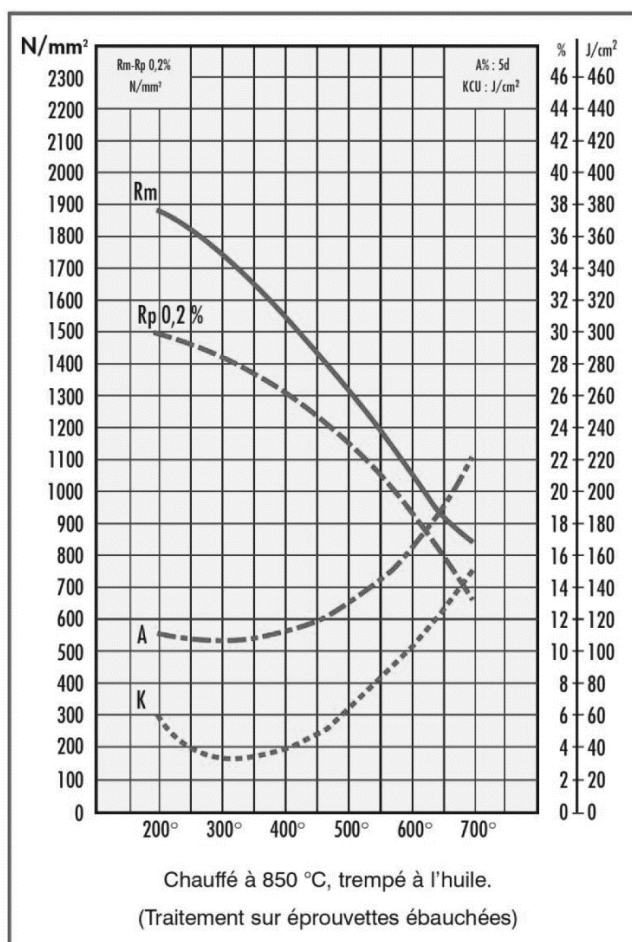
- Trempe à l'huile à 850 °C. Revenu à 600 °C.

- Résistance : 1050 N/mm<sup>2</sup>  
- Limite d'élasticité à 0,2 % : 950 N/mm<sup>2</sup>  
- Allongement sur 5d : 16,5 %  
- Résilience KCU : 100 J/cm<sup>2</sup>

### FORGEAGE

- 1100/900 °C

### CARACTÉRISTIQUES MÉCANIQUES SUIVANT LA TEMPÉRATURE DE REVENU



### PROPRIÉTÉS PHYSIQUES

- Densité : 7,8
- Coefficient moyen de dilatation en m/m. °C :
  - entre 20 °C et 100 °C :  $11,4 \times 10^{-6}$
  - entre 20 °C et 700 °C :  $14,3 \times 10^{-6}$

### APPLICATIONS

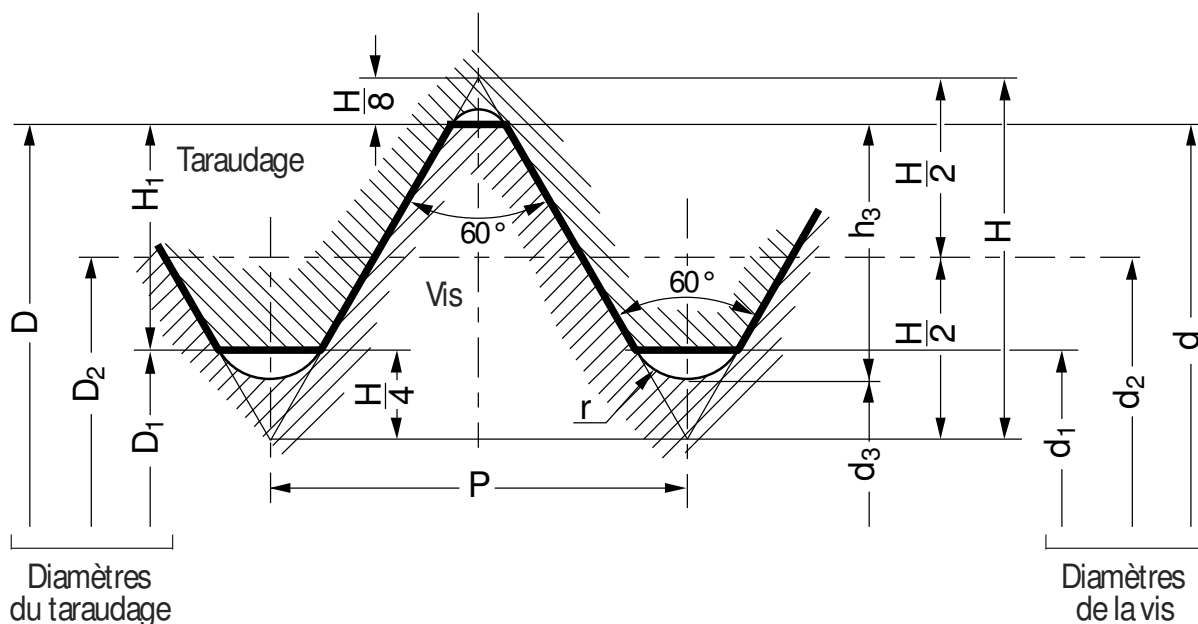
- Arbres de roue de camions, de turbines ou de rotors, engrenages de boîtes de vitesse, essieux, demi-arbres de pont arrière.
- Arbres de toutes natures, engrenages et toutes pièces soumises à des contraintes de fatigue.

### PROPRIÉTÉS D'EMPLOI

- Bonne résistance aux chocs répétés.
- Bonne tenue en flexion alternée.



## Annexe 5 – Filetage métrique ISO



$P = \text{pas}$

$H = 0,86603 P$

$D = d = \text{diamètre nominal}$

$D_2 = d_2 = d - \frac{3}{4} H = d - 0,6495 P$

$D_1 = d_1 = d_2 - 2 \left( \frac{H}{2} - \frac{H}{4} \right) = d - 1,0825 P$

$d_3 = d_2 - 2 \left( \frac{H}{2} - \frac{H}{6} \right) = d - 1,2269 P$

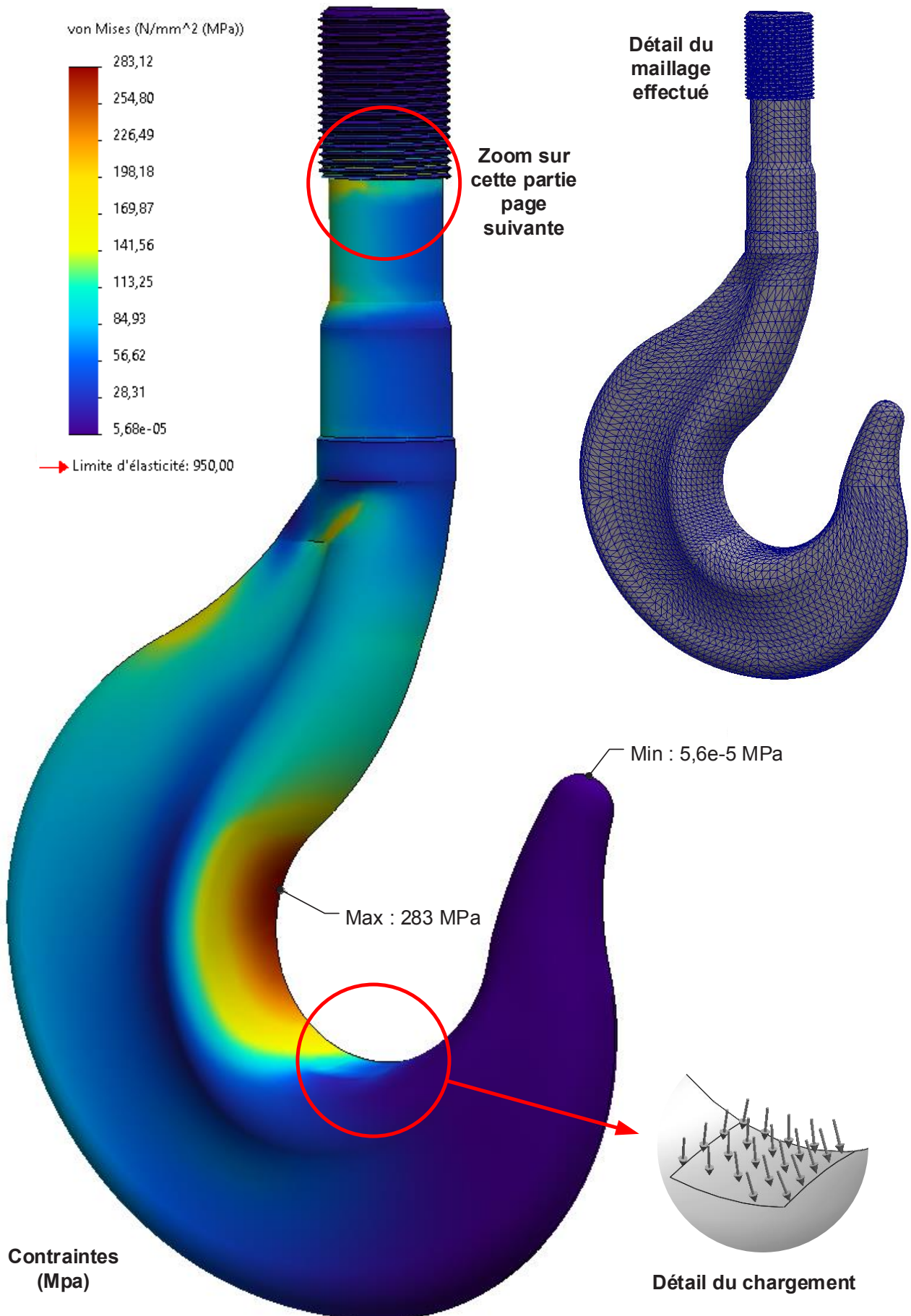
$H_1 = \frac{D - D_1}{2} = 0,5412 P$

$h_3 = \frac{d - d_3}{2} = 0,6134 P$

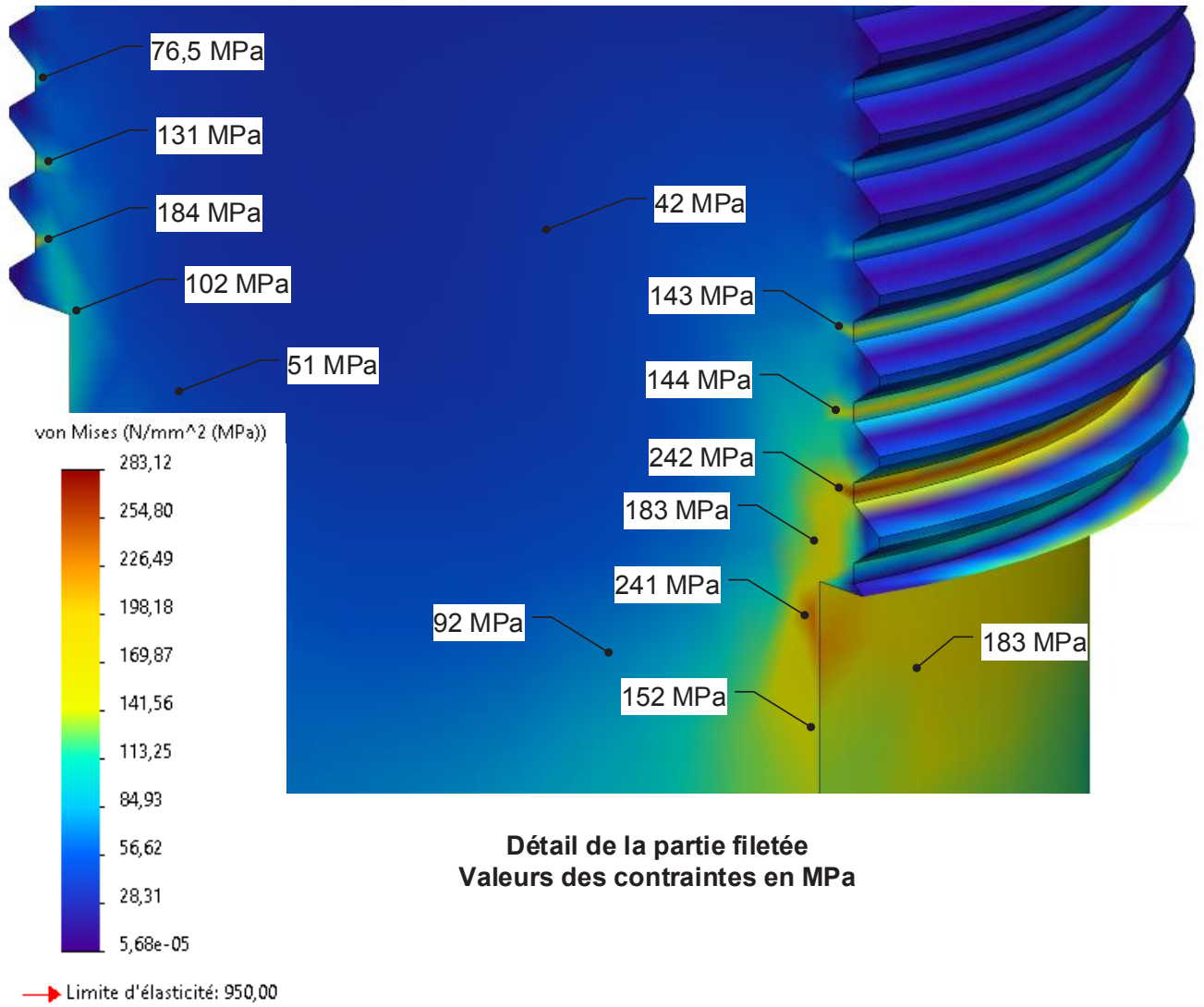
$r = 0,1443 P$  (théorique)

Pas (mm)	Diamètre nominal $d = D$ (mm)	Diamètre sur flanc $d_2 = D_2$ (mm)	Diamètre intérieur du taraudage $D_1$ (mm)	Diamètre du noyau du filetage $d_3$ (mm)
1	d	-1 + 0,350	-2 + 0,917	-2 + 0,773
1,25	d	-1 + 0,188	-2 + 0,647	-2 + 0,466
1,5	d	-1 + 0,026	-2 + 0,376	-2 + 0,160
1,75	d	-2 + 0,863	-2 + 0,106	-3 + 0,853
2	d	-2 + 0,701	-3 + 0,835	-3 + 0,546
2,5	d	-2 + 0,376	-3 + 0,294	-4 + 0,933
3	d	-2 + 0,051	-4 + 0,752	-4 + 0,319
3,5	d	-3 + 0,727	-4 + 0,211	-5 + 0,706
4	d	-3 + 0,402	-5 + 0,670	-5 + 0,093
4,5	d	-3 + 0,077	-5 + 0,129	-6 + 0,479
5	d	-4 + 0,752	-6 + 0,587	-7 + 0,866
5,5	d	-4 + 0,428	-6 + 0,046	-7 + 0,252
6	d	-4 + 0,103	-7 + 0,505	-8 + 0,639

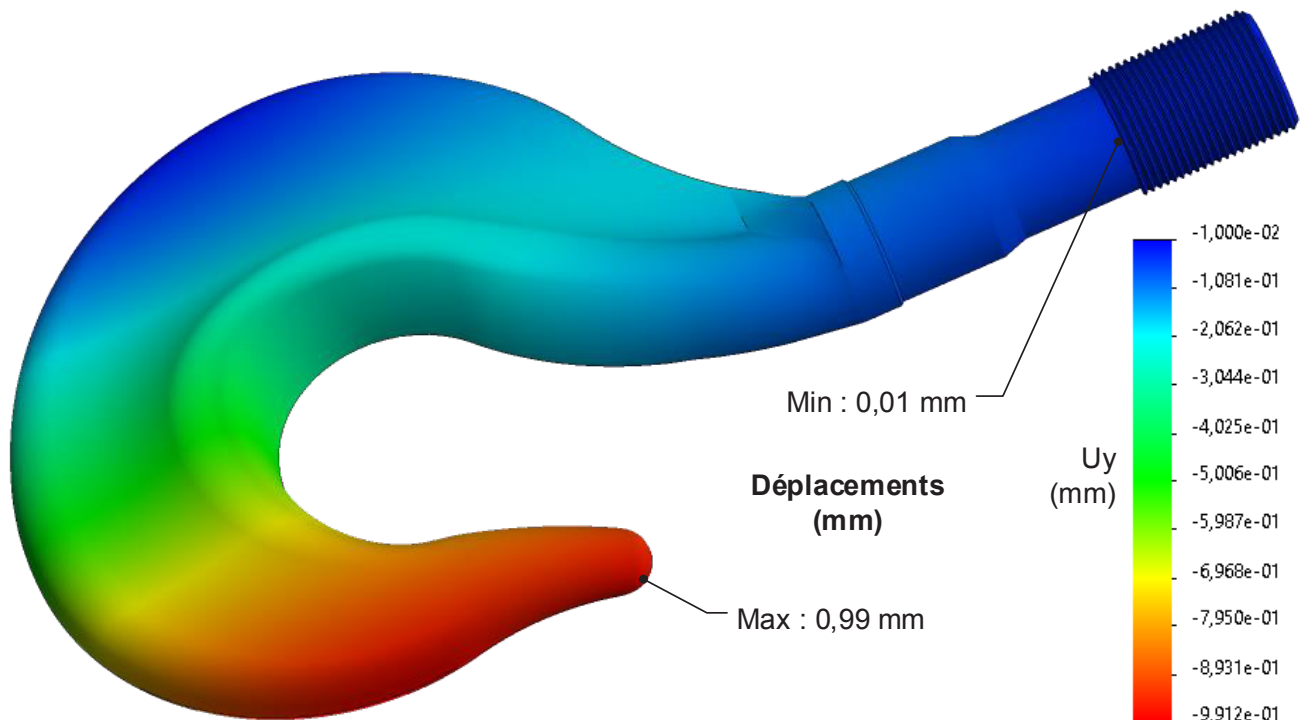
## Annexe 6 - Étude par éléments finis du crochet



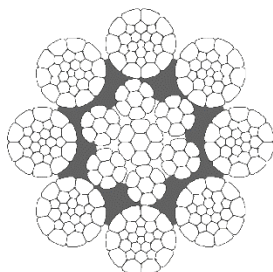
## Annexe 6 - Etude éléments finis du crochet



Détail de la partie filetée  
Valeurs des contraintes en MPa



# HP8P /8xK26WS



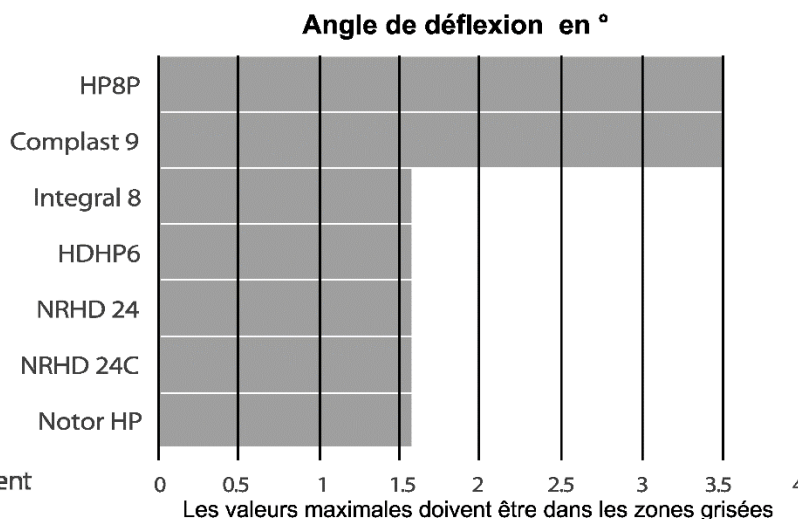
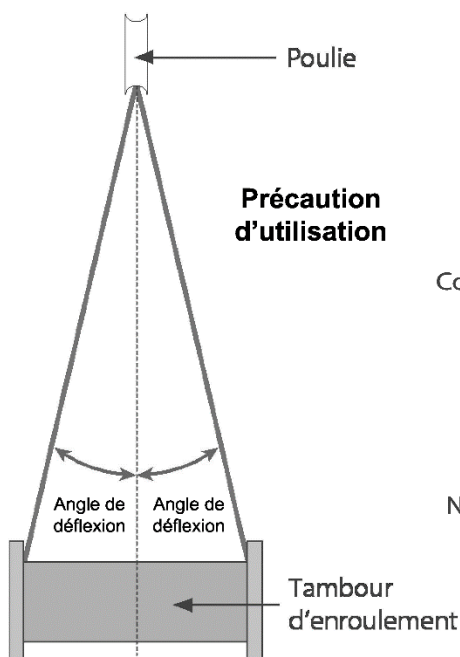
**Câble double parallèle, 8  
torons extérieurs de 26 fils  
sur une âme 1+6 torons.**

Module d'élasticité E

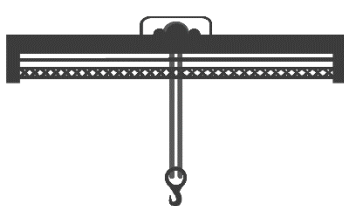
Fils	210000 MPa
Torons	170000 MPa
Câble	110000 MPa

Diamètre	Section	Masse	Charge rupture
mm	mm <sup>2</sup>	kg/m	kN
2160 MPa			
16	140.1	1.26	245
18	177.3	1.59	310
19	197.5	1.77	345
20	218.9	1.96	382
22	264.8	2.37	463
23	291.2	2.60	503
24	317.1	2.83	548

- Charge de rupture élevée
- Imprégnation plastique de l'espace entre les torons
- Fils en acier clair ou galvanisé, 1960 ou 2160 N/mm<sup>2</sup>
- Très grande résistance à la fatigue et durée en service
- Diamètres disponibles de 6.5 à 65 mm



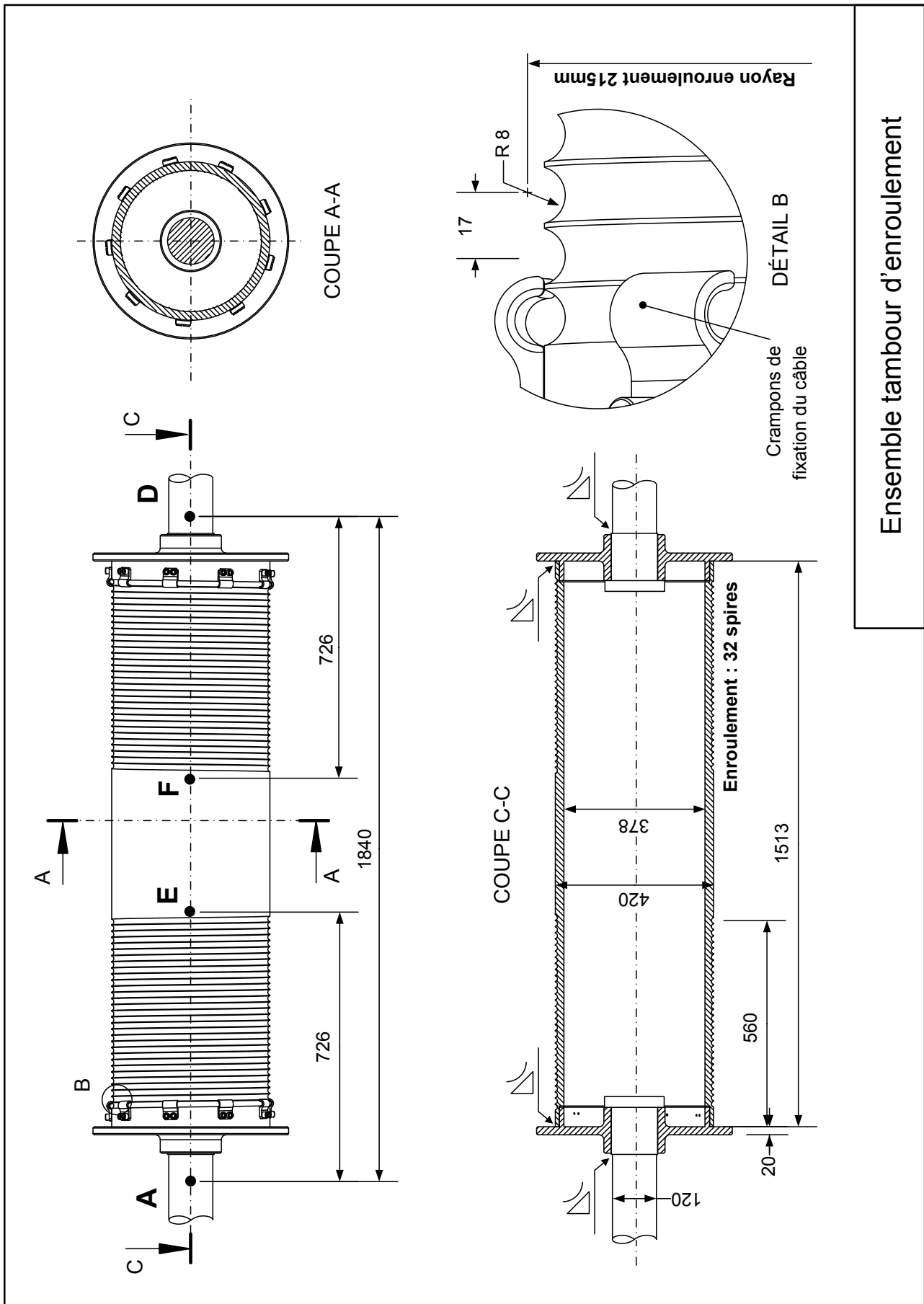
Document de synthèse issu de la documentation constructeur



**Pont roulant**

Application	HDHP6	HP8P	NRHD 24 NRHD 24 C	Notor HP Notor HP Plast
Grande hauteur			✗	✗
Hauteur normale	●	●		

Annexe 8 - Dessin d'ensemble du tambour de levage



Ensemble tambour d'enroulement

## Annexe 9 - Documentation moteur asynchrone de levage

# IMfinity Moteurs asynchrones triphasés

### Caractéristiques électriques et mécaniques IE2 Alimentation réseau

Type	Puissance nominale $P_n$ kW	Moment nominal $M_n$ N.m	Moment démarrage/ Moment nominal $M_D/M_n$	Moment maximum/ Moment nominal $M_M/M_n$	Intensité démarrage/ Intensité nominale $I_D/I_n$	Moment d'inertie J kg.m <sup>2</sup>	Masse IMB3 kg	Bruit LP db(A)	400V 50Hz							
									Vitesse nominale $N_n$ min <sup>-1</sup>	Intensité nominale $I_n$ A	Rendement CEI 60034-2-1 2014			Facteur de puissance		
											4/4	3/4	2/4	4/4	3/4	2/4
<b>4 pôles</b>																
LSES 180 LR	22	143	2,6	3,35	8,51	0,0956	108	60	1466	41,2	91,80	92,50	92,50	0,84	0,79	0,68
LSES 200 LR	30	195	1,96	2,56	7,58	0,1563	166	64	1470	57,6	92,80	93,40	93,20	0,81	0,75	0,63
LSES 225 ST	37	240	2,65	2,7	6,26	0,2294	205	64	1474	70,1	92,90	93,70	93,70	0,82	0,77	0,67
LSES 225 MR	45	292	2,25	2,35	6,79	0,2885	230	70	1472	85,1	93,40	94,05	93,97	0,83	0,78	0,68
LSES 250 ME	55	354	2,3	2,7	7,23	0,7793	350	69	1484	102	94,00	94,40	94,30	0,83	0,79	0,70
LSES 280 SD	75	482	2,45	3,2	8,03	0,9595	428	69	1486	140	94,40	94,70	94,30	0,82	0,78	0,69
LSES 280 MD	90	579	2,6	3,45	8,25	1,0799	470	68	1484	170	94,50	94,70	94,40	0,81	0,76	0,65
LSES 315 SP	110	707	3,1	2,85	7,56	2,4322	630	76	1486	201	95,00	95,00	94,30	0,84	0,78	0,69
LSES 315 MP	132	847	3,05	2,75	7,16	3,223	690	76	1486	239	95,00	95,10	94,60	0,84	0,80	0,70
LSES 315 MP	160	1030	2,55	2,8	7,15	3,223	740	76	1486	293	95,00	95,10	94,60	0,83	0,78	0,67
LSES 315 MR	200	1290	2,95	2,9	7,34	3,2324	820	76	1486	364	95,50	95,70	95,30	0,83	0,79	0,68

### Caractéristiques électriques et mécaniques IE2 - Alimentation variateur

Type	400V 50Hz				Moment nominal $M_n$ en service continu S1					400V / 87Hz Δ				Vitesse maximum <sup>1</sup>
	Puissance nominale $P_n$ kW	Vitesse nominale $N_n$ min <sup>-1</sup>	Intensité nominale $I_n$ A	Facteur de puissance Cos φ 4/4	10Hz	17Hz	25Hz	50Hz	87Hz	Puissance nominale $P_n$ kW	Vitesse nominale $N_n$ min <sup>-1</sup>	Intensité nominale $I_n$ A	Facteur de puissance Cos φ 4/4	
					N.m	N.m	N.m	N.m	N.m					
<b>4 pôles</b>														
LSES 180 LR	22	1466	42,42	0,84	114	129	143	143	82	38,3	2536	73,8	0,84	5670
LSES 200 LR	30	1464	55,8	0,83	156	175	184	196	106	49	2536	97	0,83	4500
LSES 225 ST	37	1472	73,6	0,82	204	228	240	240	138	64,4	2550	128	0,82	4320
LSES 225 MR	45	1472	88,8	0,83	248	277	292	292	168	78,3	2550	155	0,83	4320
LSES 250 ME	55	1484	108	0,83	301	336	354	354	203	95,7	2570	188	0,83	4050
LSES 280 SD	75	1486	146	0,83	410	458	482	482	277	-	-	-	-	3420
LSES 280 MD	90	1484	176	0,81	492	550	579	579	333	-	-	-	-	3420
LSES 315 SP	110	1488	211	0,84	565	635	706	706	406	-	-	-	-	2700
LSES 315 MP	132	1486	250	0,85	678	763	848	848	487	-	-	-	-	2700
LSES 315 MP	160	1486	305	0,83	824	927	1030	1030	592	-	-	-	-	2700
LSES 315 MR	200	1486	356	0,83	978	1101	1223	1290	703	-	-	-	-	2700

Grandeurs	Symboles	Unités	Courbe de moment et d'intensité en fonction de la vitesse
Courant de démarrage	$I_D$	A	
Courant nominal	$I_N$		
Courant à vide	$I_O$		
Couple* de démarrage	$M_D$	Nm	
Couple d'accrochage	$M_A$		
Couple maximal ou de décrochage	$M_M$		
Couple nominal	$M_N$		
Vitesse nominale	$N_n$	min <sup>-1</sup>	
Vitesse de synchronisme	$N_s$		

\* Couple est le terme usuel exprimant le moment d'une force.

## Annexe 10 - Documentation constructeur garnitures de frein



### Lining Type HKL for Drum brakes

#### Type HKL

##### Material description:

Woven brake lining, impregnated, light brown, asbestos free

##### Recommended application:

Cranes, windlass, band brakes, general drilling facility

##### Technical Data:

Average, dynamic friction of coefficient  $\mu$  (dry) \_\_\_\_\_ approx. 0,39

##### Recommended operational demand:

a) surface pressure - $p_{max}$  [N/cm<sup>2</sup>] \_\_\_\_\_ 200  
b) sliding rate - [m/s] \_\_\_\_\_ < 24

##### Max. permissible temperature [°C]:

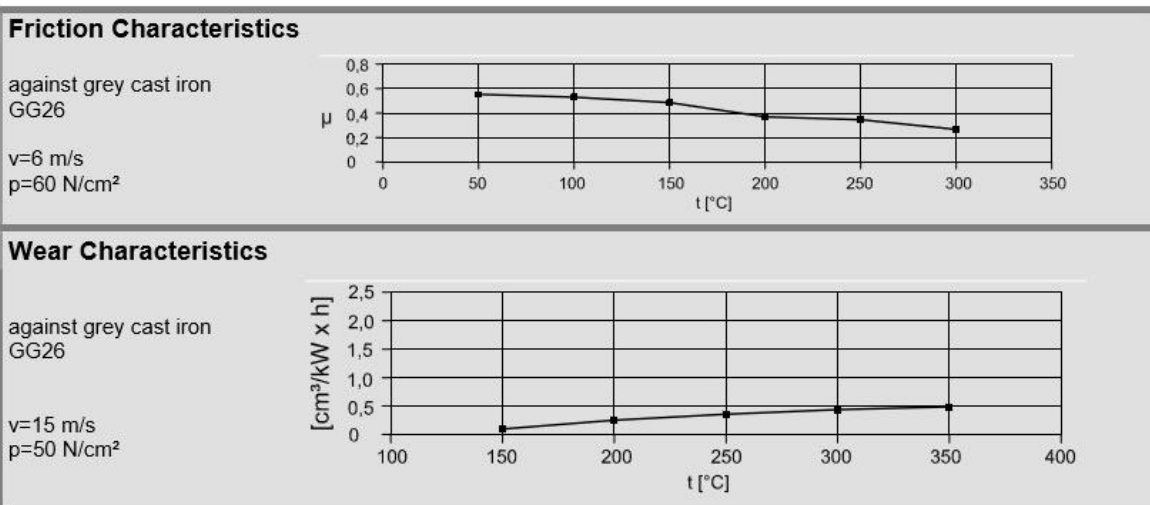
a) for continuous operation \_\_\_\_\_ 200  
b) temporary \_\_\_\_\_ 400

tensile stress (ISO527 [MPa]) \_\_\_\_\_ ca. 9  
specific weight (DIN 53479 [g/cm<sup>3</sup>]) \_\_\_\_\_ ca. 1,1 – 1,2  
bonding \_\_\_\_\_ good

Not approved for oiled linings. Occasional oil drops don't harm the material.

The maximal admissible forces should not appear simultaneously. A warranty cannot be granted, because of miscellaneous fields of application.

From lining tests acquired friction coefficients should not be unchecked used in praxis.



Nom de famille :

(Suivi, s'il y a lieu, du nom d'usage)

--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--



Prénom(s) :

--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

Numéro  
Inscription :

--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

Né(e) le :

		/			/															
--	--	---	--	--	---	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

(Le numéro est celui qui figure sur la convocation ou la feuille d'émargement)

(Remplir cette partie à l'aide de la notice)

Concours / Examen : ..... Section/Spécialité/Série : .....

Epreuve : ..... Matière : ..... Session : .....

**CONSIGNES**

- Remplir soigneusement, sur CHAQUE feuille officielle, la zone d'identification en MAJUSCULES.
- Ne pas signer la composition et ne pas y apporter de signe distinctif pouvant indiquer sa provenance.
- Numéroté chaque PAGE (cadre en bas à droite de la page) et placer les feuilles dans le bon sens et dans l'ordre.
- Rédiger avec un stylo à encre foncée (bleue ou noire) et ne pas utiliser de stylo plume à encre claire.
- N'effectuer aucun collage ou découpage de sujets ou de feuille officielle. Ne joindre aucun brouillon.

EAE SIM 2

**DR1**

**Tous les documents réponses sont à rendre,  
même non complétés.**



**NE RIEN ECRIRE DANS CE CADRE**

# DR1 - Support pour l'analyse graphique du frein

Echelle : 15 mm pour 1500 N

