Question 15 : déterminer numériquement les coordonnées $\left(x_j, y_j\right)$ des points M_j, dans le plan supérieur de la fouille, où le rabattement sera le plus faible.

On notera par la suite r_{ij}, la distance de ces points par rapport à l'axe des puits P_i considérés.
Les pompes choisies pour rabattre la nappe sont les pompes P_1, P_4, P_5, P_8. Le rayon d'action d'un puits R a été estimé à environ 200 m. On posera donc pour la suite, $R = 200$ m.

Question 16 : justifier le choix de ces quatre pompes P_1, P_4, P_5, P_8 plutôt que celui des quatre autres, c'est-à-dire P_2, P_3, P_6, P_7.

Question 17 : le débit des quatre pompes étant identique par symétrie, calculer le débit de pompage (en $m^3 \cdot h^{-1}$) d'une des pompes pour obtenir le rabattement souhaité.

Ce résultat est un intermédiaire de calcul pour le choix du type de pompe. C'est l'objet de la sous-partie suivante.

3.2. Choix des pompes d'exhaure

Les pompes utilisées pour le rabattement de la nappe sont des pompes centrifuges multicellulaires.

Question 18 : expliquer en 10 lignes au maximum le principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge (un schéma peut être proposé pour aider à la compréhension). Donner le nom d'une autre famille de pompes et son principe de fonctionnement (là encore, un schéma peut être proposé pour aider à la compréhension). Préciser les variables effort ou potentielle et flux (dont le produit est une puissance) en entrée et en sortie d'une modélisation d'une pompe.

Pour déterminer les pompes, il faut calculer la charge minimale à déplacer du fond du forage vers l'extérieur de celui-ci. Le puits est constitué des éléments suivants :

- crépine du forage ;
- tube d'aspiration de la pompe (engendrant une restriction de section) de diamètre équivalent 60 mm ;
- pompe immergée ;
- tube de refoulement de diamètre 30 mm ;
- robinet-vanne ;
- tuyau de dégagement de diamètre 30 mm.

Tournez la page S.V.P.

Question 19 : en utilisant les éléments fournis dans le document technique DT1Document technique DT1, calculer les pertes de charges totales du circuit d'exhaure. Le débit de fluide de **chacune** des quatre pompes sera pris égal à $q = 4\ m^3 \cdot h^{-1}$.

Question 20 : déterminer la hauteur manométrique totale[5] nécessaire à fournir par la pompe pour déplacer l'eau du puits vers l'extérieur (figure 18).

Question 21 : déterminer la puissance hydraulique à fournir par la pompe. En déduire la puissance du moteur électrique si le rendement de la pompe est de 0,85.

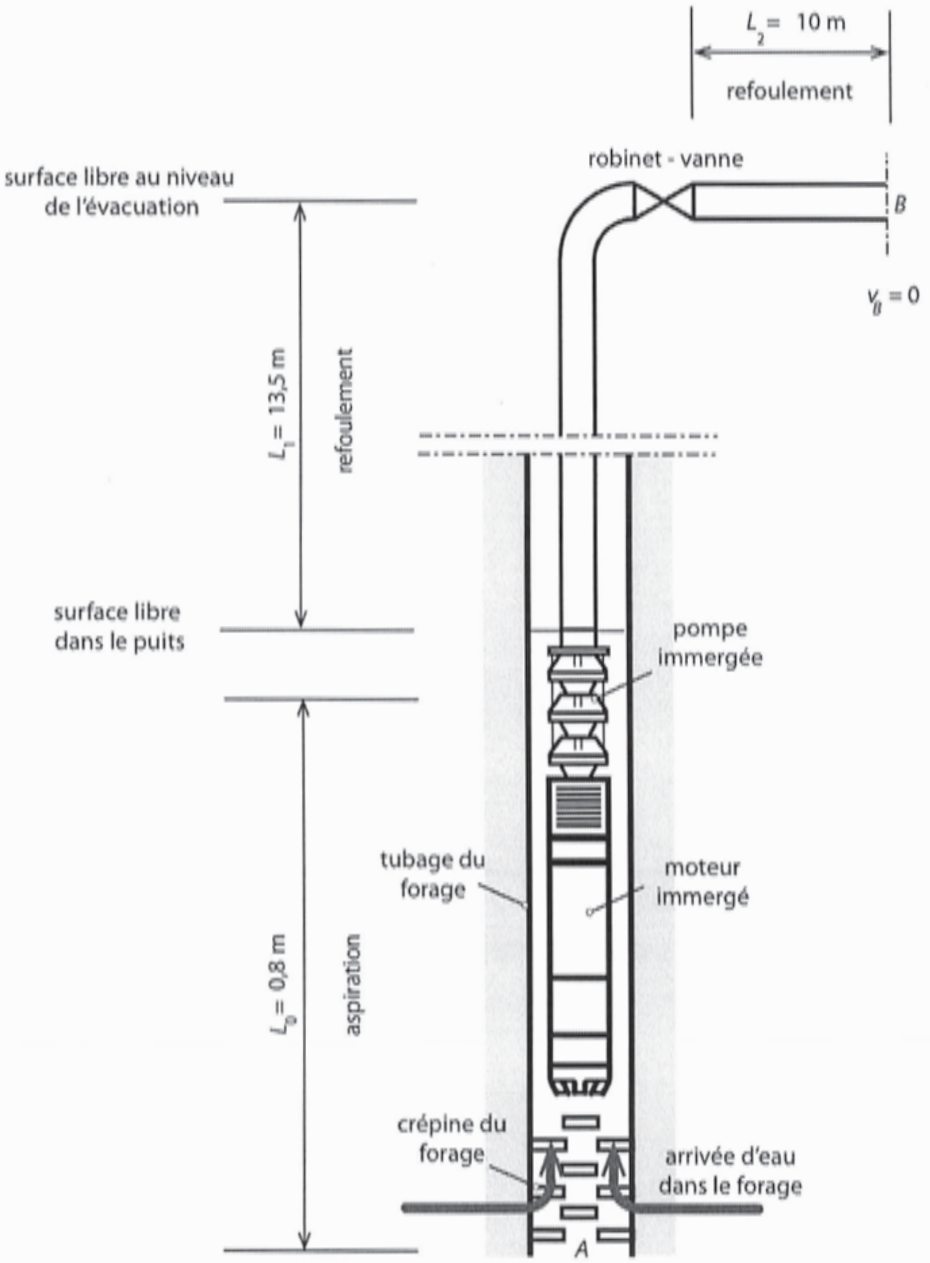


figure 18 Circuit d'exhaure

[5] HMT : *hauteur manométrique totale*, grandeur d'effort (pression, exprimée en mètre de colonne d'eau mCE) caractéristique d'une pompe pour déplacer un liquide d'un point *A* à un point *B*.

On souhaite réaliser une simulation du circuit d'exhaure de l'eau de la nappe. Elle sera conduite à partir d'un modèle multiphysique à paramètres localisés (décrit par des équations différentielles). Les éléments seront présentés par des « boîtes » reliées par des lignes « transportant » la puissance échangée entre ces éléments. L'exemple ci-dessous précise ce qui est attendu. Les paramètres et variables caractéristiques des éléments seront précisés dans un tableau.

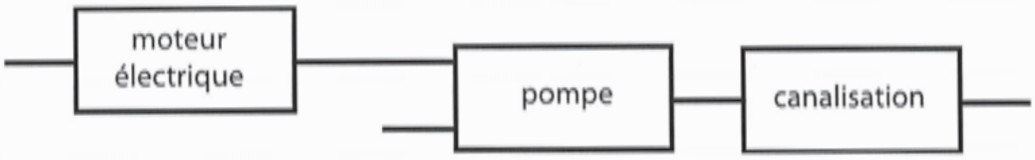


figure 19 Exemple de modélisation multiphysique

Question 22 : tracer un modèle multiphysique du circuit d'exhaure de la figure 18.

Question 23 : indiquer dans un tableau, comme précisé ci-dessous (tableau 2), les caractéristiques de chaque élément du modèle multiphysique proposé à la question précédente. Donner les grandeurs thermiques analogues pour toutes les grandeurs hydrauliques transitant entre les blocs.

Élément	Type	Paramètres	Variables domaine 1	Variables domaine 2
moteur	Convertisseur	Gain, constante de temps	Tension, intensité	Couple, vitesse angulaire
vanne	Résistance hydraulique	...	...	...
...	...			

tableau 2

Question 24 : proposer un argumentaire pour le choix de la pompe en location utilisée (voir document technique DT1) pour le rabattement de la nappe de la fouille du chantier réalisé. On prendra, pour ce choix, un facteur de sécurité de 2 à la fois sur la hauteur manométrique totale et le débit de la pompe.

4. Stabilité d'une paroi moulée avec excavation

L'objectif de cette partie est de valider la stabilité de la paroi moulée lors de l'excavation en phase de travaux. Le rabattement de nappe a été préalablement réalisé, ce qui signifie qu'il n'y a plus d'effet de la pression de l'eau sur les ouvrages étudiés dans cette partie.

4.1. Étude de la paroi moulée, simplement encastrée

Le problème est réduit à une étude en deux dimensions dans laquelle la paroi moulée est modélisée par une poutre de longueur L = 10 m, de section 0,62 m par 1 m, encastrée en pied. On choisit 1 m appelé souvent « mètre linéaire » pour décrire

Tournez la page S.V.P.

la dimension « hors plan » de la paroi ; les résultats obtenus seront donc valables pour 1 mètre de paroi moulée dans la direction hors plan.

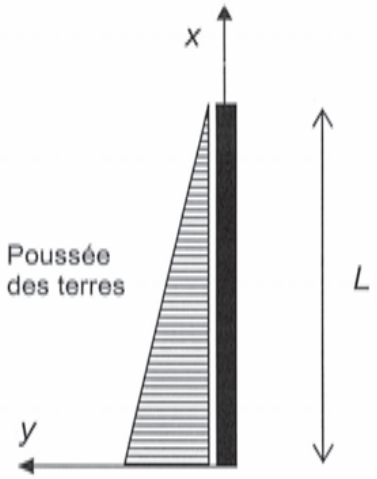


figure 20 Représentation de la paroi moulée dans le repère d'étude

Les effets de la poussée des terres sur la paroi moulée sont modélisés par une charge répartie linéaire $p(x)$ telle que :

$$\vec{p}(x) = -\frac{p(L-x)}{L}\vec{y}$$

Question 25 : déterminer l'expression du moment fléchissant dans la poutre.

Question 26 : déterminer l'expression de la déformée de la poutre ; en déduire l'expression de la flèche maximale. On notera E, le module d'élasticité du matériau et I, le moment quadratique adéquat pour ce calcul. Réaliser l'application numérique pour la flèche maximale. On donne : p = 66,6 kPa et E = 30 000 MPa.

Question 27 : calculer le moment fléchissant maximal dans la poutre. Calculer la contrainte maximale de traction dans la paroi. Que peut-on en conclure pour la paroi ?

4.2. Analyse de la paroi moulée butonnée – 1er modèle

Afin de limiter les déplacements et les contraintes pour la paroi moulée en phase travaux, des éléments stabilisateurs, appelés butons sont mis en place au cours l'excavation (figure 21). Ces éléments seront supprimés au fur et à mesure de la réalisation des planchers des différents niveaux qui viendront rigidifier l'ensemble et assurer la stabilité par la suite.

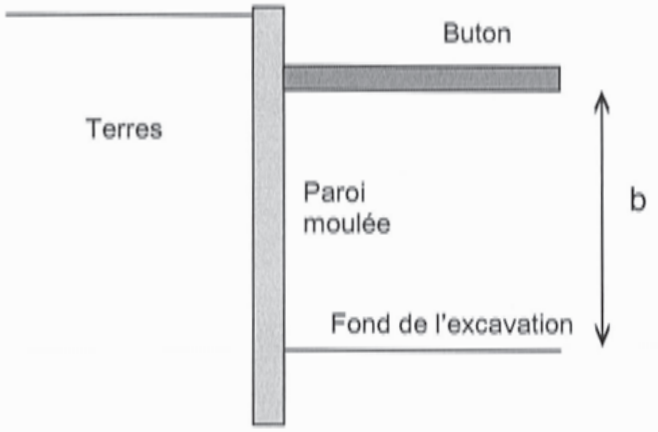


figure 21 Schéma de la paroi moulée avec buton

Le modèle réalisé en première approximation consiste à supposer qu'une série de butons placée à la distance *b* de l'encastrement bloque complètement le déplacement de la poutre en ce point. Le modèle mécanique de la paroi devient celui de la figure 22.

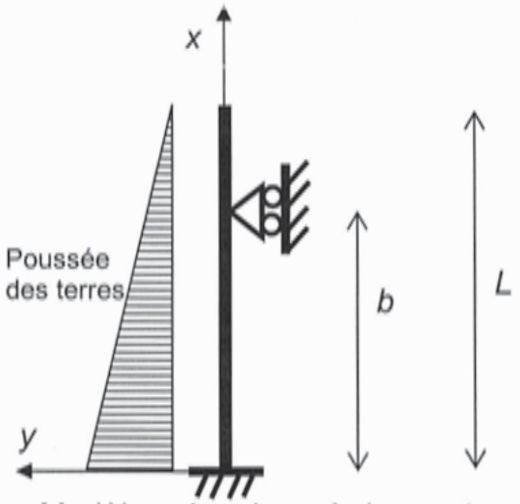


figure 22 Modèle mécanique de la paroi moulée avec buton

Question 28 : on traduit l'effet du buton sur la poutre par l'application d'une force horizontale *F*, et par une condition en déplacement en $x = b$. Donner l'expression du moment fléchissant dans la paroi en fonction de *F*, *L*, *b*, *p*, *x*.

Question 29 : calculer l'expression de la déformée en fonction de *F*, *L*, *b*, *p*, *x* et de constantes.

Question 30 : à l'aide des conditions aux limites (les indiquer clairement), déterminer les constantes de l'expression de la déformée sur la partie inférieure ($0 \langle x \langle b$) de la poutre, et déterminer l'expression de *F*. Effectuer l'application numérique pour F ($b = 7$ m).

Question 31 : déterminer l'expression littérale du moment fléchissant dans la poutre.

Tournez la page S.V.P.

Question 32 : le tracé des moments fléchissants issus des études 4.1 et 4.2 est proposé figure 23 :

- indiquer quelle courbe correspond au cas « simplement encastré » ;
- indiquer quelle courbe correspond au cas « buton parfaitement rigide »

Indiquer la contrainte maximale dans la poutre en présence du buton et conclure sur la tenue de la paroi.

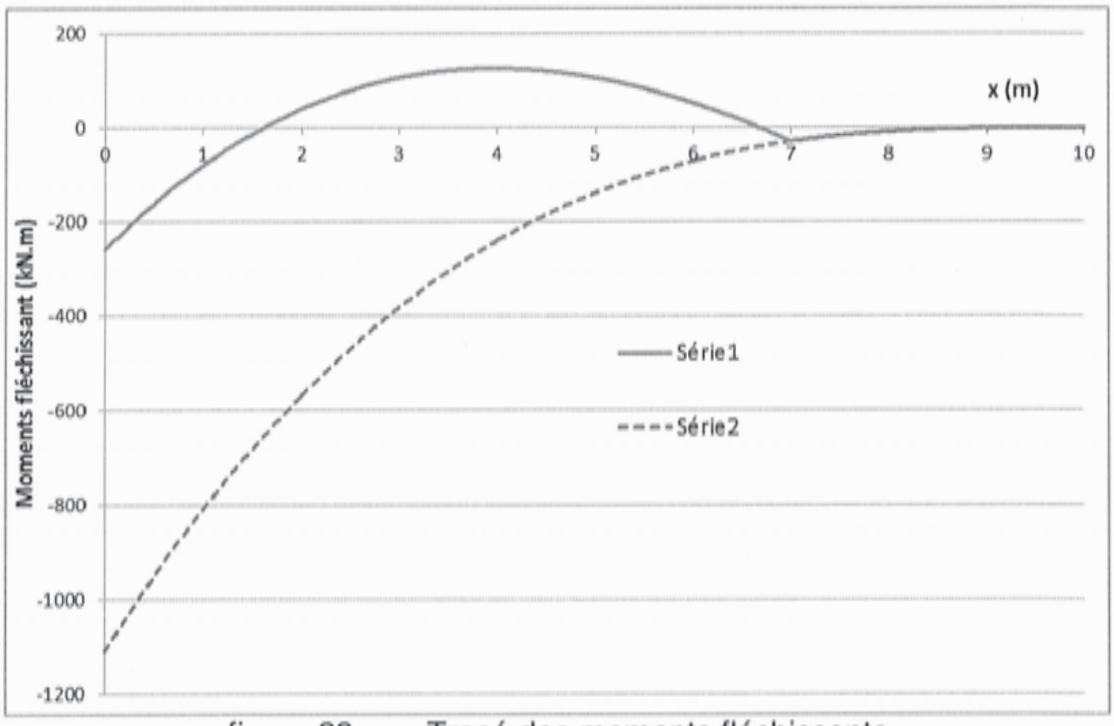


figure 23 Tracé des moments fléchissants

4.3. Analyse de la paroi moulée butonnée – 2e modèle

Le buton est en réalité une poutre métallique qui est déformable et qui ne peut donc pas totalement empêcher le déplacement de son lieu de contact avec la paroi.

On note ce déplacement $\vec{y}(b) = y(b)\vec{y}$

Le buton étant considéré élastique, la relation entre F et $y(b)$ peut s'écrire : $F = -Ky(b)$ avec $K = 1\,000$ kN·m^{-1}, la raideur des butons choisis.

Question 33 : recopier approximativement sur la copie la courbe figure 23 et compléter avec le tracé du moment fléchissant dans le cadre d'un buton souple.

Question 34 : à l'aide des résultats de la question 30, déterminer F et effectuer l'application numérique.

Question 35 : au regard de l'ensemble de l'étude et des résultats numériques obtenus, commenter les hypothèses proposées et les modèles choisis. Conclure sur la tenue de la paroi.

5. Évacuation de la terre de la fouille (excavation)

Après avoir fait les choix de la pelle et la flotte de camions nécessaire pour l'excavation de la fouille en respectant le planning prévu, les objectifs de cette partie sont :

- *dans un premier temps, de déterminer la pente de la rampe permettant au camion d'entrer à vide et de sortir en charge de la fouille en utilisant un modèle de Coulomb du contact sol/roues ;*
- *dans un second temps, d'analyser un modèle de commande des roues d'un camion en s'appuyant sur une modélisation plus fine du contact sol/roues.*

figure 24 Fouille et rampe du chantier

L'évacuation de la terre de la fouille se fait à partir d'engins de chantier. En fonction du planning et des masses de terre à excaver, l'entreprise assurant l'excavation a choisi une flotte de camions de la marque MAN et de type TGS 32.360/400/440 8X4 BB et une pelle hydraulique CATERPILLAR 318 EL présentés ci-dessous :

figure 25 pelle hydraulique CATERPILLAR 318 EL

figure 26 benne ronde VINCENT de masse 3,4 tonnes

Tournez la page S.V.P.

5.1. Évaluation de la pente maximale de la rampe en fonction des caractéristiques géométriques du camion et du sol

L'objectif de cette partie est de déterminer la pente maximale de la rampe pour que les camions choisis précédemment puissent sortir en charge de la fouille.

L'évacuation de la terre se fait à partir de camions MAN TGS 32.360/400/440 8X4 BB (choisis précédemment) qui sont amenés à véhiculer des charges lourdes sur des pentes importantes et des sols mal stabilisés. Dans ces conditions, il est fondamental d'étudier les caractéristiques limites d'utilisation avec une commande de la motricité pour que les roues restent en dessous ou à la limite d'adhérence du contact sol/roues.
Le camion MAN TGS 32.360/400/440 8X4 BB en charge est représenté à la figure 27.

figure 27 Camion MAN TGS 32.360/400/440 8X4 BB en charge sur la rampe de la fouille

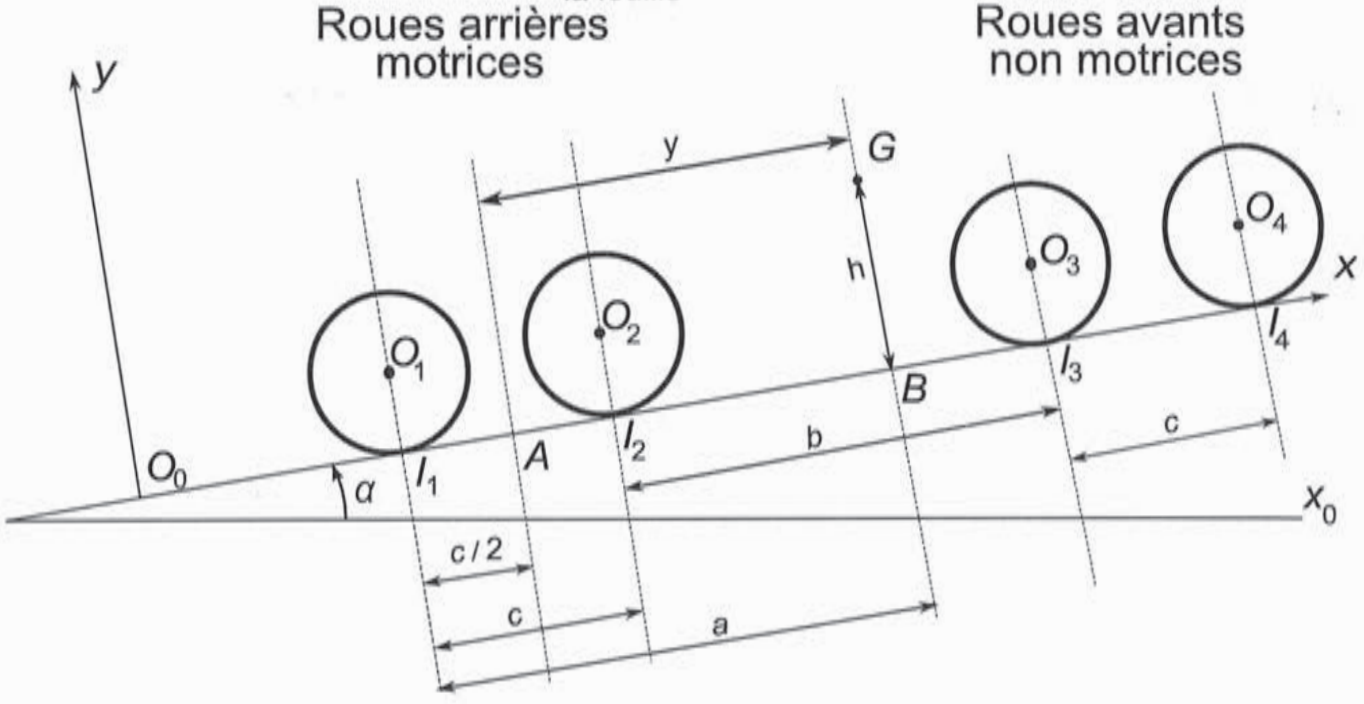


figure 28 Modèle simplifié du camion en charge sur la rampe de la fouille

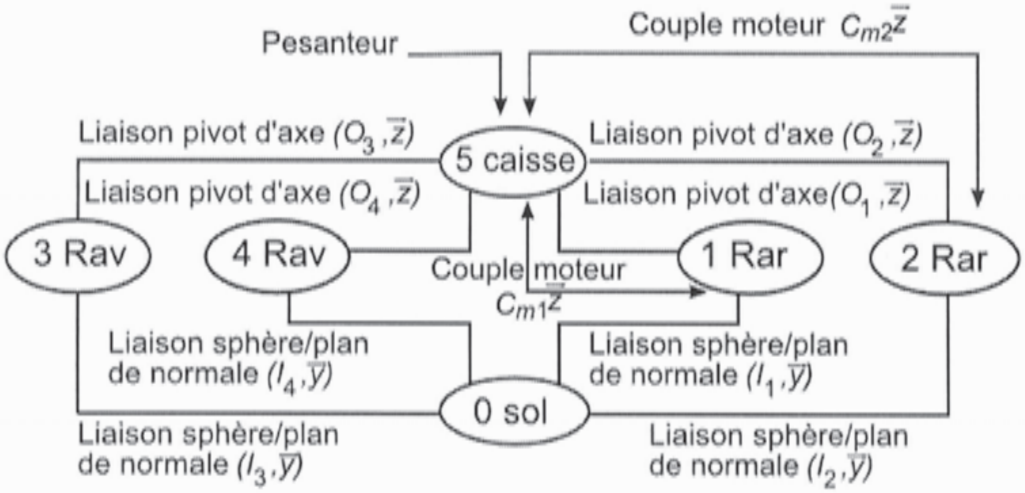
G est le centre d'inertie du camion en charge.

$\overrightarrow{I_1G} = a\vec{x} + h\vec{y}$ h = 1,9 m et a = 2,75 m	$\overrightarrow{I_3G} = -d\vec{x} + h\vec{y}$	$\overrightarrow{I_1I_2} = c\vec{x}$ c = 2,505 m
$\overrightarrow{I_3I_4} = c\vec{x}$	$\overrightarrow{I_2I_3} = b\vec{x}$ avec $b = 4{,}1\text{m}$	$a = \frac{c}{2} + y$ et $d = b + c - a$ y = 1,5 m
angle de la pente de la rampe : $\alpha = (\vec{x}_0, \vec{x})$		R : rayon des roues R = 0,5 m

tableau 3 géométrie du camion

5.1.1. Modélisation proposée

Le graphe de structure respectant la géométrie proposée de la modélisation du camion montant la rampe est le suivant :



RAV : roues avant ; RAR : roues arrières.
La masse m du camion en charge est de 32 tonnes.

Les hypothèses retenues sont les suivantes :

- une modélisation plane est adoptée ;
- les liaisons L_{01}, L_{02}, L_{03} et L_{04} sont des liaisons avec frottement. Les phénomènes de frottement intervenant aux contacts pneu/sol (le sol est composé d'argiles et de marnes) sont :
  - l'adhérence, de facteur d'adhérence $f_a = 0{,}6$;
  - le roulement, de facteur de résistance au roulement $\delta = 0{,}17$ en mètre ;

(voir une proposition de modélisation du contact roue/sol sur le document technique DT2).

- le système de commande en couple du pont de répartition sur les roues arrières est asservi tel que le glissement entre ces roues et le sol ne se produise jamais. Il sera considéré que le contact sol/roues motrices est à la limite de l'adhérence pour obtenir l'angle de rampe α maximal ;
- les roues avant non motrices roulent sans glisser sur le sol ;

Tournez la page S.V.P.

- les liaisons L_{15}, L_{25}, L_{35} et L_{45} peuvent être considérées comme des liaisons sans frottement (parfaites) ;
- la masse et l'inertie des roues sont négligées.

Le modèle dynamique des actions mécaniques du sol sur les roues sera représenté par le torseur ci-dessous :

$$Contact\ en\ I_i : T_{0\to i} = \left\{\vec{F}_{I_i\ 0\to i}, \vec{M}_{I_i\ 0\to i}\right\}_{I_i} = \begin{cases} X_i\vec{x} + Y_i\vec{y} \\ N_i\vec{z} \end{cases}_{I_i} \text{ où } i = \{1,2,3,4\}$$

Le modèle du couple moteur appliqué aux roues motrices est : $\vec{C}_{m1} = C_{m1}\vec{z}$ et $\vec{C}_{m2} = C_{m2}\vec{z}$

Coordonnées des centres d'inertie de chaque solide	Vecteur rotation de chaque solide par rapport au repère galiléen lié au sol
$\overrightarrow{O_0G} = x(t)\vec{x} + h\vec{y}$	$\overrightarrow{\Omega_{5/0}} = 0$
$\overrightarrow{O_0O_1} = (x(t) - a)\vec{x} + R\vec{y}$	$\overrightarrow{\Omega_{1/5}} + \overrightarrow{\Omega_{5/0}} = \overrightarrow{\Omega_{1/0}} = \dot{\theta}_1(t)\vec{z}$
$\overrightarrow{O_0O_2} = (x(t) - a + c)\vec{x} + R\vec{y}$	$\overrightarrow{\Omega_{2/5}} + \overrightarrow{\Omega_{5/0}} = \overrightarrow{\Omega_{2/0}} = \dot{\theta}_2(t)\vec{z}$
$\overrightarrow{O_0O_3} = (x(t) + d)\vec{x} + R\vec{y}$	$\overrightarrow{\Omega_{3/5}} + \overrightarrow{\Omega_{5/0}} = \overrightarrow{\Omega_{3/0}} = \dot{\theta}_3(t)\vec{z}$
$\overrightarrow{O_0O_4} = (x(t) + d + c)\vec{x} + R\vec{y}$	$\overrightarrow{\Omega_{4/5}} + \overrightarrow{\Omega_{5/0}} = \overrightarrow{\Omega_{4/0}} = \dot{\theta}_4(t)\vec{z}$

tableau 4

5.1.2. Analyse du modèle proposé

Pour résoudre le problème, il est nécessaire d'imposer une hypothèse de deux équations supplémentaires

$$Y_1 = Y_2 \text{ et } Y_3 = Y_4$$

Question 36 : justifier la nécessité de réaliser des hypothèses complémentaires sous la forme de deux équations (par un calcul d'hyperstatisme en supposant les liaisons parfaites), et justifier le choix des équations proposées.

Question 37 : suite à l'isolement de SM5 = 1 U 2 U 3 U 4 U 5,

- donner le nombre d'inconnues de liaisons extérieures à SM5 ;
- donner le nombre de mobilités du mécanisme SM5 ;
- donner le nombre d'équations qu'il est possible d'obtenir par le principe de la mécanique et le modèle du contact sol/roues fournis sur le Document technique DT2;
- conclure sur la possibilité de répondre à l'objectif suite à l'isolement de SM5.

Question 38 : en appliquant le principe fondamental de la dynamique (PFD) aux roues 1 et 2, donner les équations utiles permettant de répondre à l'objectif. En appliquant le PFD aux roues 3 et 4, donner les équations utiles permettant de répondre à l'objectif.

Les équations obtenues (PFD, cinématique, lois de Coulomb) pour le déplacement du camion Man sur la rampe en respectant les notations du document sont indiquées ci-dessous :

$Y_1 = Y_2$ et $Y_3 = Y_4$

$N_2 - Cm_2 + RX_2 = 0$ et $N_1 - Cm_1 + RX_1 = 0$

$RX_3 = -\delta Y_3$ et $RX_4 = -\delta Y_4$

$\dot{x} + R\dot{\theta}_1 = 0$; $\dot{x} + R\dot{\theta}_2 = 0$; $\dot{x} + R\dot{\theta}_3 = 0$ et $\dot{x} + R\dot{\theta}_4 = 0$

$$\tan\varphi_1 = \frac{X_1}{Y_1} = \tan\varphi_a = f_a \text{ et } \tan\varphi_2 = \frac{X_2}{Y_2} = \tan\varphi_a = f_a$$

$$\tan\varphi_3 = -\frac{X_3}{Y_3} \leq \tan\varphi_a = f_a \text{ et } \tan\varphi_4 = -\frac{X_4}{Y_4} \leq \tan\varphi_a = f_a$$

$N_1 = \delta Y_1$; $N_2 = \delta Y_2$; $N_3 = \delta Y_3$ et $N_4 = \delta Y_4$

$-mg\sin\alpha + X_1 + X_2 + X_3 + X_4 = m\ddot{x}$

$-mg\cos\alpha + Y_1 + Y_2 + Y_3 + Y_4 = 0$

$N_1 - amg\cos\alpha + hmg\sin\alpha + cY_2 + N_2 + (a+d)Y_3 + N_3 + (a+d+c)Y_4 + N_4 = -hm\ddot{x}$

Question 39 : préciser le nombre d'équations et lister les inconnues. À l'aide de ces équations est-il possible d'atteindre de déterminer l'angle maximal de la rampe permettant au camion de sortir en charge de la fouille ? Justifier.

Suite à la résolution du système d'équations, les courbes traduisant l'accélération et le couple sont tracées par un simulateur en fonction de l'angle α de la rampe sous les hypothèses précisées précédemment.

Tournez la page S.V.P.

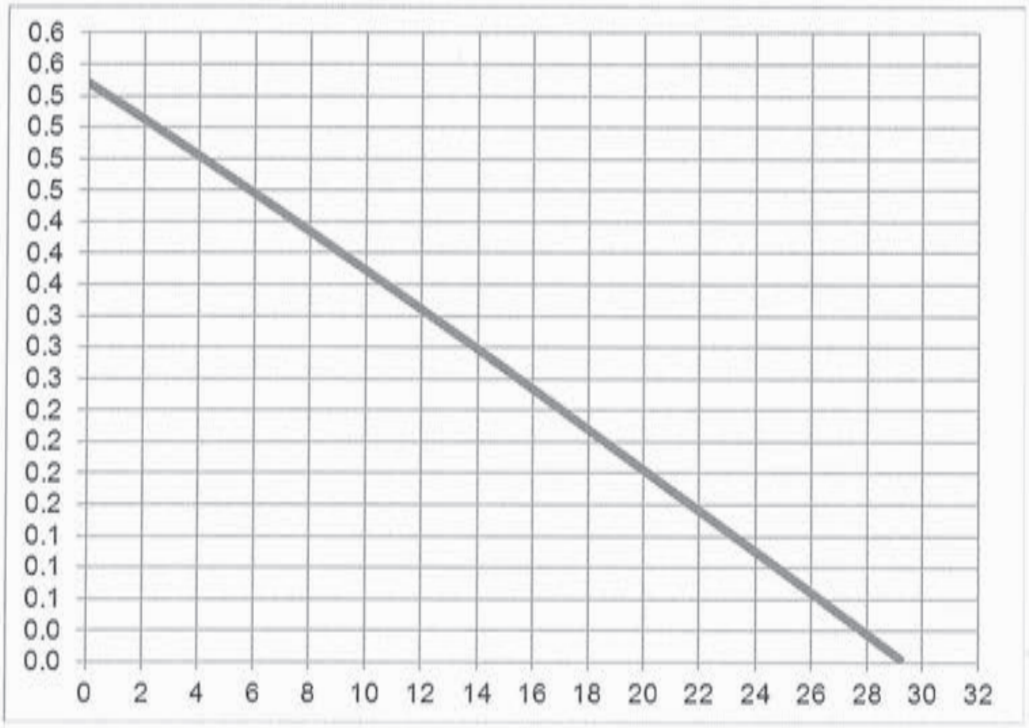


figure 29 Accélération maximale en $m \cdot s^{-2}$ en fonction de la pente de la rampe en degré

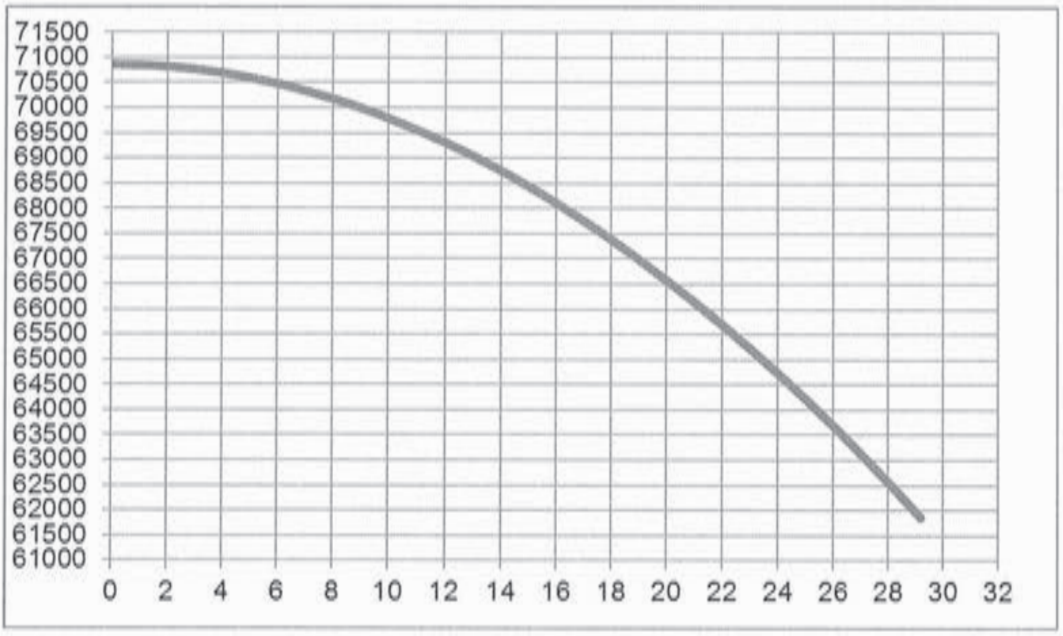


figure 30 C_{m1} : couple maximal sur l'essieu en $N \cdot m$ à la limite du glissement en fonction de la pente de la rampe en degré

Question 40 : expliquer le fait que l'accélération s'annule pour α au voisinage de 30°.

5.2. Évaluation de la pente maximale de la rampe en fonction des caractéristiques motrices du camion

L'objectif est d'évaluer la pente de la rampe que le camion MAN peut monter en s'appuyant sur les caractéristiques motrices du camion Man fournies dans le document technique DT3.

Question 41 : déterminer le couple maximal C_{rMaxi} que le moteur peut fournir aux essieux en vitesse 1re L.

La courbe figure 31 est tracée en utilisant l'équation suivante :

$$\ddot{x} = \frac{81622}{Rm} - g\sin\alpha - \frac{\delta}{R} g\cos\alpha \text{ en } \mathrm{m\cdot s^{-2}}$$

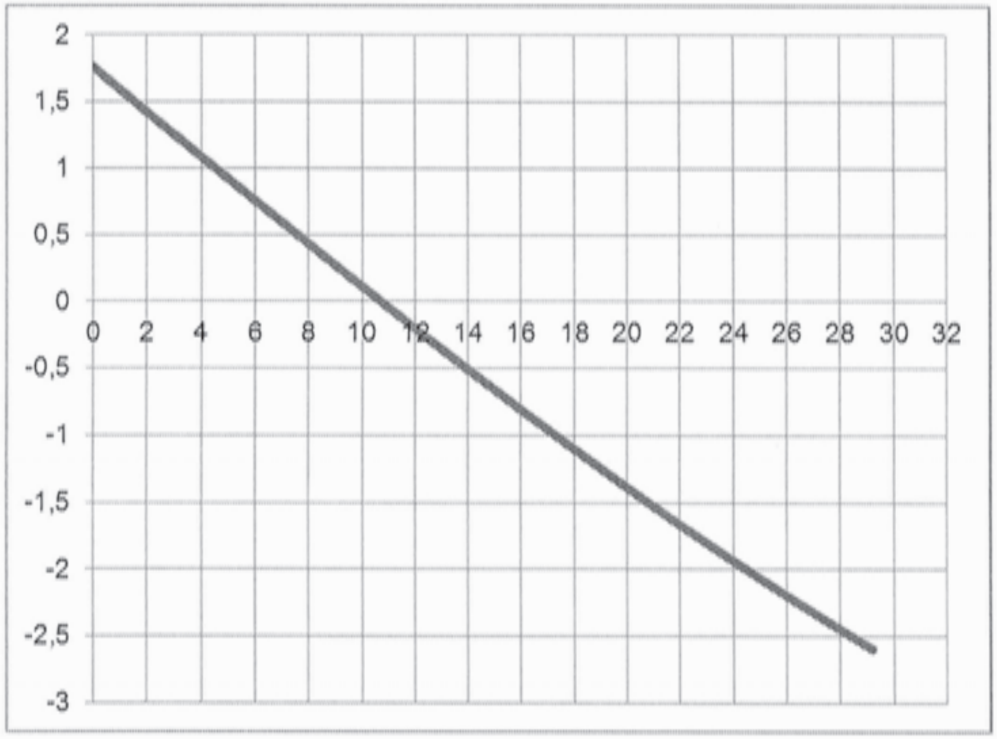


figure 31 Accélération en vitesse 1re L du camion MAN TGS 32.360/400/440 8X4 BB xa $\mathrm{m\cdot s^{-2}}$ pour un couple aux essieux maximal $C_m = 1900 \times 50{,}54$ N·m en fonction de la pente de la rampe en degré

Tournez la page S.V.P.

Question 42 :

- donner l'angle maximal de la pente que le camion pourra monter sans patiner et sans vitesse initiale ;
- la rampe a une pente de 14° sur une distance de 20 m. Avec quelle vitesse initiale le camion doit-il aborder la rampe ?
- préciser la distance de lancement sur un sol horizontal, pour obtenir la vitesse déterminée précédemment.

5.3. Modélisation d'une roue de camion et de sa commande

La figure 32 montre une photographie de l'engin de chantier. En vue d'établir un modèle de commande du camion, un modèle simplifié de l'architecture mécanique est proposé à la figure 33. Dans un souci de simplification, les deux essieux arrière sont modélisés par un unique essieu arrière équivalent, en contact avec le sol en A. De même, les deux essieux avant sont modélisés par un unique essieu avant, en contact avec le sol en B. Seul l'essieu arrière est moteur.

L'action de la pesanteur sur l'engin s'écrit $\vec{P} = M\vec{g}$. Le centre d'inertie G est tel que $\overrightarrow{OG} = (a - \frac{c}{2})\vec{x} + h\vec{y}$. Les quatre ponts sont représentés par les deux roues A et B équivalentes qui sont espacées d'une distance $\overrightarrow{AB} = (a+d)\vec{x}$.

figure 32 Engin de chantier

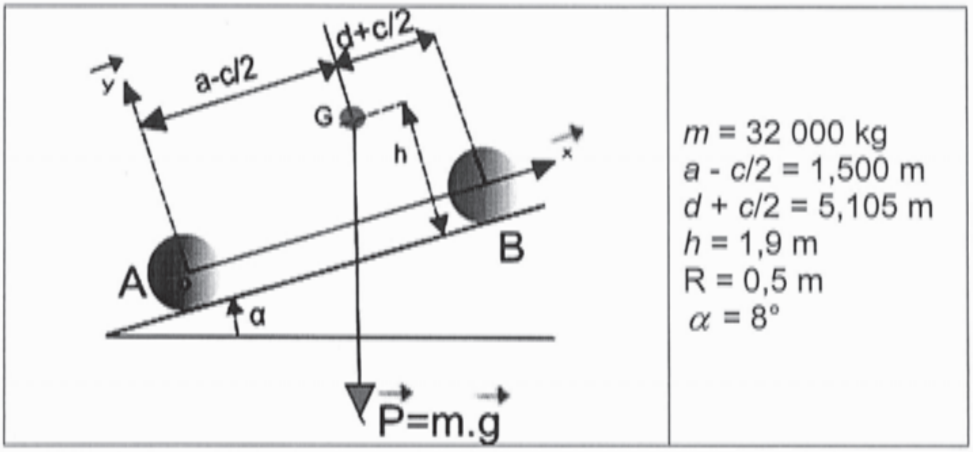


figure 33 Modélisation de l'engin de chantier

5.3.1. Étude de la limite de basculement à l'arrêt

La surface du terrain est supposée plane et inclinée d'un angle alpha. L'engin de chantier présente une symétrie suivant $(O,\vec{x},\vec{y})$ ce qui permet de traiter le problème dans le plan de symétrie.
Le contact entre la roue arrière et le sol en A sera considéré ponctuel avec frottement de Coulomb de facteur $f = 0{,}5$. La résistance au roulement est négligée dans cette partie.
On nommera $\vec{F}_A$ l'action du sol sur la roue arrière en A et $\vec{F}_B$ l'action du sol sur la roue avant en B.

Question 43 : exprimer l'angle α_{max} de la pente au-delà duquel l'engin peut basculer et indiquer si l'engin ne dérape pas (ne glisse pas) pour un angle $\alpha = \alpha_{max}$.

5.3.2. Démarrage en côte de l'engin

La pente réalisée dans le chantier est nettement inférieure aux conditions limites étudiées précédemment $\alpha < \alpha_{max}$. L'engin soumis à une accélération $\vec{\gamma} = \vec{\gamma}(G/R)$ et en côte est susceptible de basculer, il est nécessaire d'exprimer cette accélération maximale.
On suppose que l'accélération $\vec{\gamma}$ est portée par l'axe $(O,\vec{x})$.

Question 44 : exprimer l'accélération $\vec{\gamma}_{max}$ qui provoque le basculement.

Question 45 : le couple exercé par le moteur sur la roue motrice est une rampe, exprimer la vitesse de déplacement de l'engin, commenter les résultats de la simulation du modèle simplifié qui sont représentés à la figure 34.

Tournez la page S.V.P.

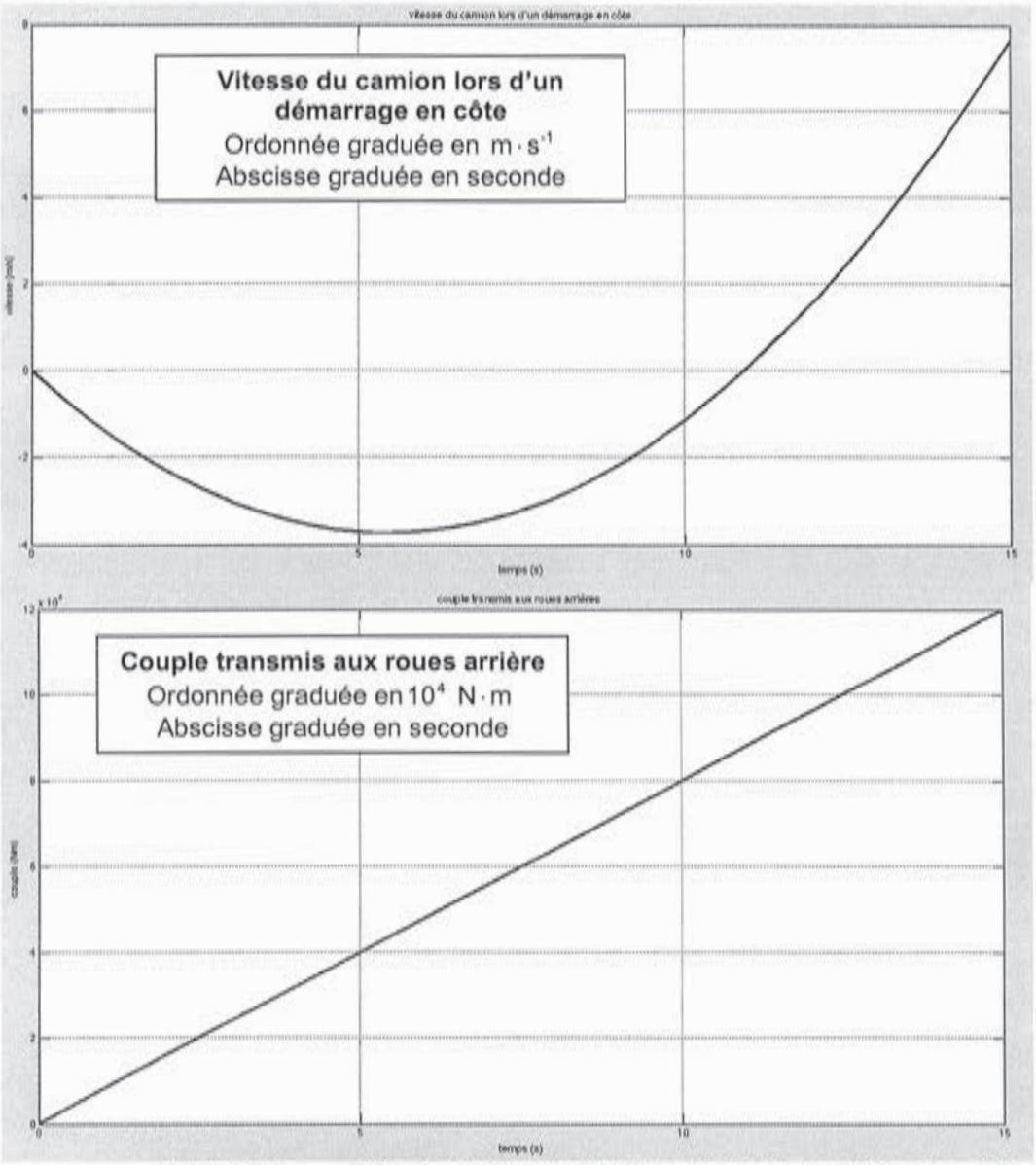


figure 34 Résultats de simulation avec un modèle simplifié

5.3.3. Modèle de connaissance de l'engin

Le modèle de liaison ponctuelle avec frottement de Coulomb utilisé précédemment aux contacts roues – sol n'est pas suffisamment réaliste pour prendre en compte les effets de glissement des roues. Le modèle de Pacejka, plus pertinent, est adopté dans le cadre d'une modélisation sur un outil numérique de simulation acausal.
Les équations du modèle de Pacejka sont intégrées au modèle figure 35 par l'intermédiaire des blocs « Roue avant » et « Roue arrière ». Le couple moteur est transmis à l'entrée A, l'effort normal au contact est appliqué à l'entrée N, l'effort tangentiel est calculé en H et le glissement sur le sol est calculé en S.
Les roues avant étant non-motrices, le « couple avant » à l'entrée 3 du schéma est défini nul lors de la simulation.

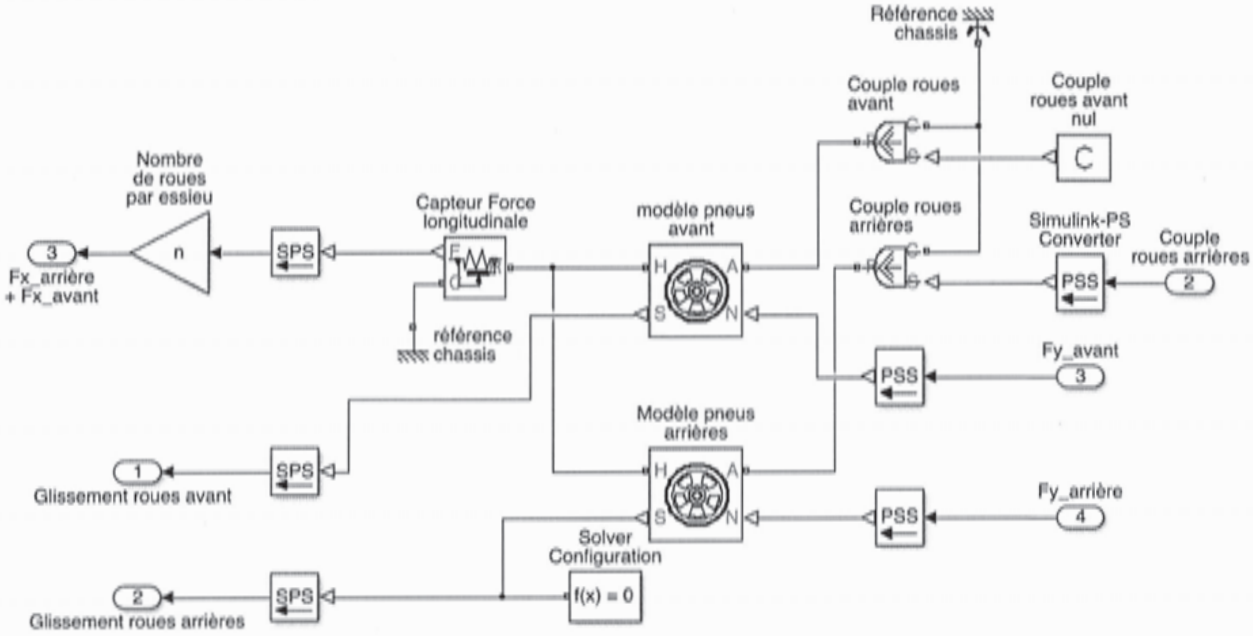


figure 35 Modèle acausal du contact pneu / sol

Question 46 : montrer que l'accélération suivant $(O,\vec{x})$ s'écrit

$$\frac{dV_x}{dt} = \frac{F_x - mg\sin\alpha}{m}$$

avec $F_x = 2(F_{x_avant} + F_{x_arrière})$ où $F_{x_avant} = 0$ dans le cas d'une roue avant non motrice.

5.3.4. Programmation graphique du modèle de simulation

Les actions mécaniques en projection selon $(O,\vec{y})$ s'écrivent

$$F_{y_avant} = \frac{-hmg\sin\alpha - mh\dfrac{dV_x}{dt} + \left(a - \dfrac{c}{2}\right)mg\cos\alpha}{2(a+d)}$$

$$F_{y_arrière} = \frac{hmg\sin\alpha + mh\dfrac{dV_x}{dt} + \left(d + \dfrac{c}{2}\right)mg\cos\alpha}{2(a+d)}$$

Question 47 : à l'aide des opérateurs de programmation représentés à la figure 36, proposer un schéma de simulation pour calculer la vitesse V_x et les forces F_y suivant $(O,\vec{y})$ en fonction des grandeurs d'entrée F_x et α

Tournez la page S.V.P.

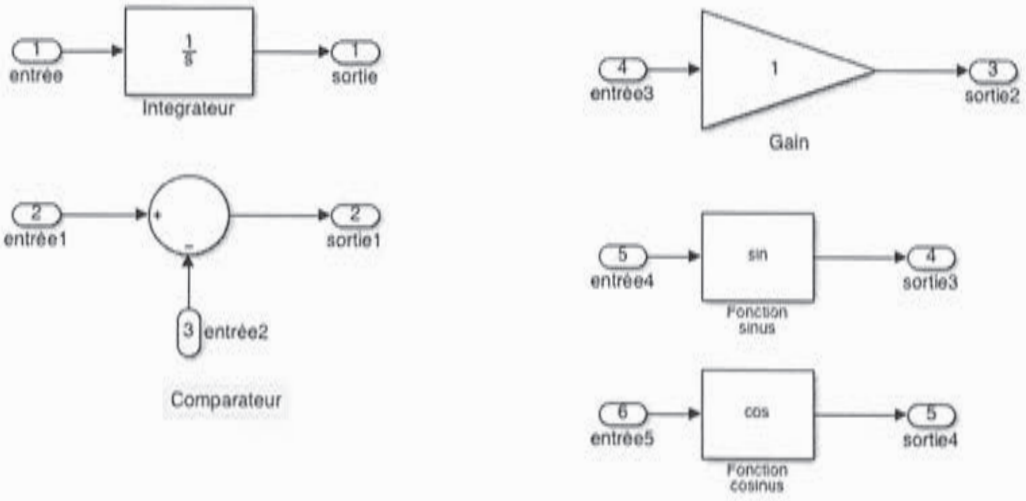
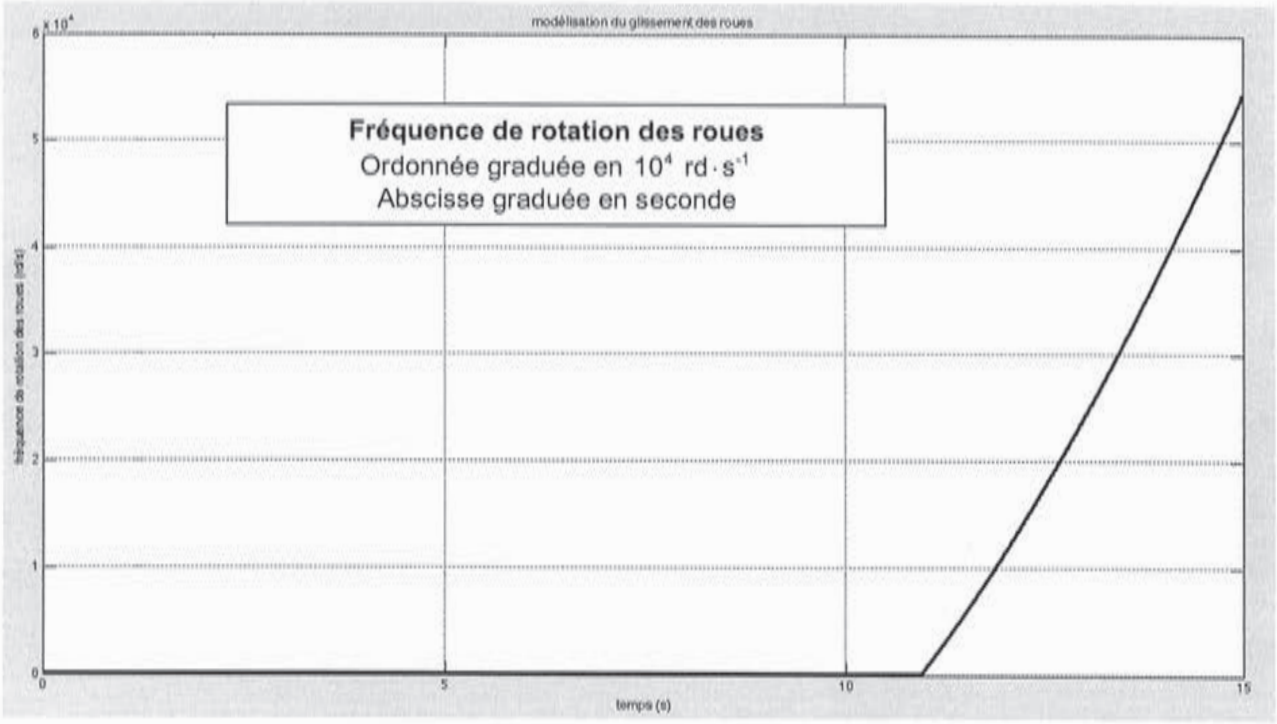


figure 36 Opérateurs de programmation

Question 48 : les résultats de la simulation sont représentés à la figure 37. Le couple est exercé sur la roue arrière équivalente. Commenter la divergence à partir de t>12s. À partir des résultats obtenus question 41, conclure sur le comportement du contact roue-sol.



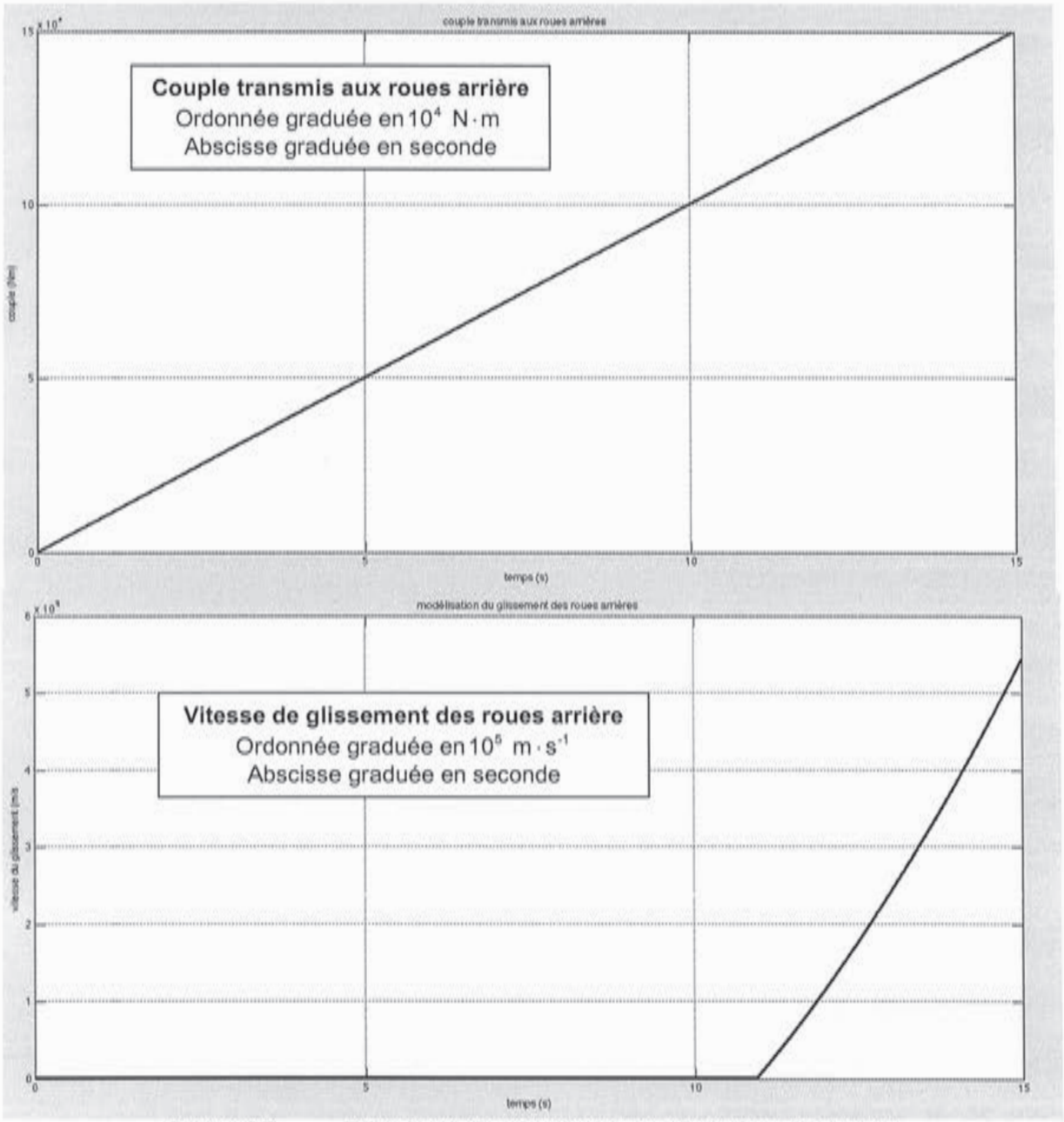


figure 37 Résultats de simulation en fonction du temps

Question 49 : les efforts normaux et tangentiels s'exerçant sur les roues avant et arrière sont représentés à la figure 38. À partir des résultats précédents, vérifier la cohérence des résultats de simulation pour $t = 0$ s et $t = 80$ s.

Tournez la page S.V.P.

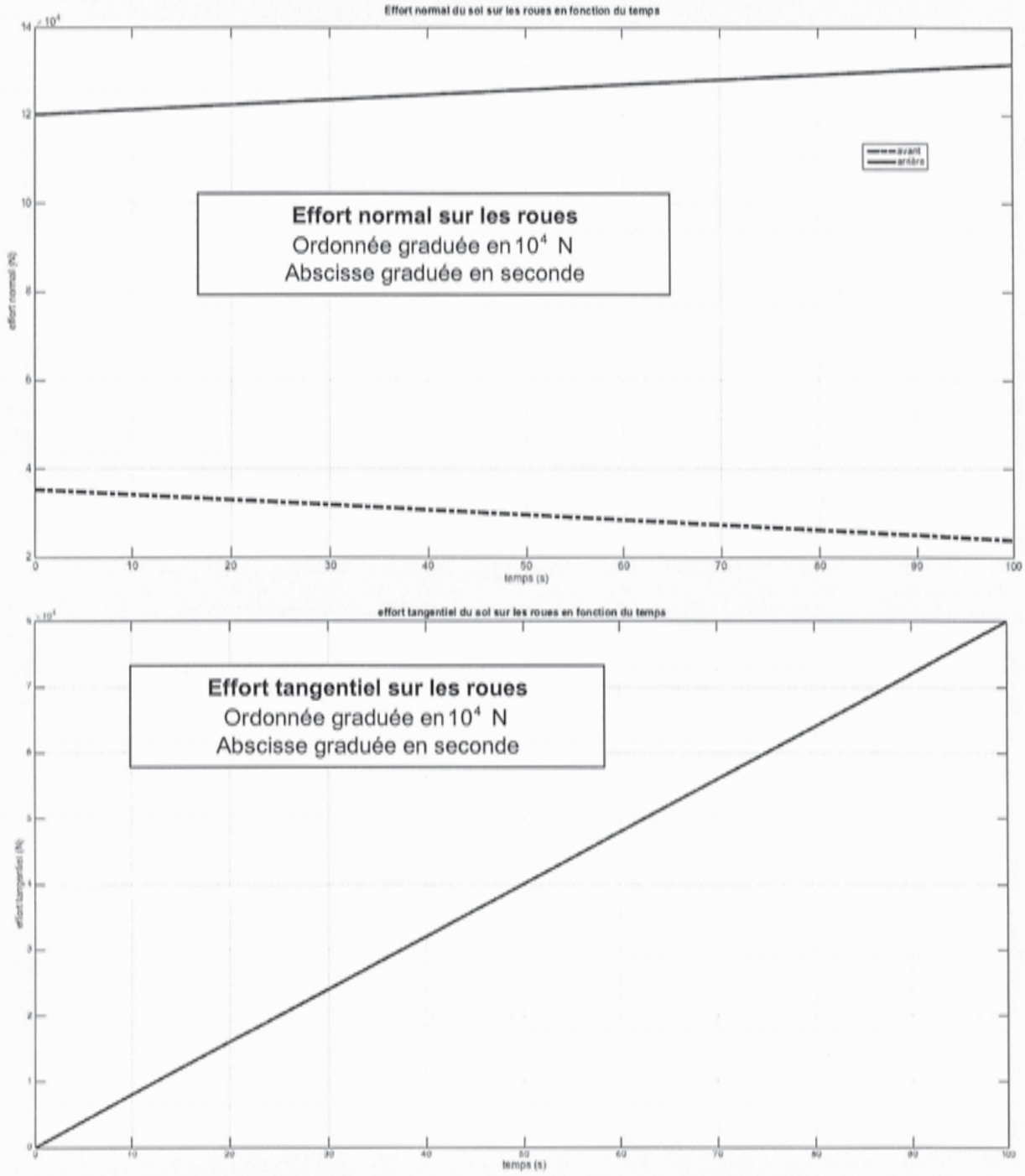


figure 38 Résultats de simulation en fonction du temps

5.3.5. Modèle de comportement de l'engin

En l'absence de glissement et de basculement, on propose le modèle de comportement de la figure 39 où les efforts représentent les variations par rapport à la situation d'équilibre à t=0.

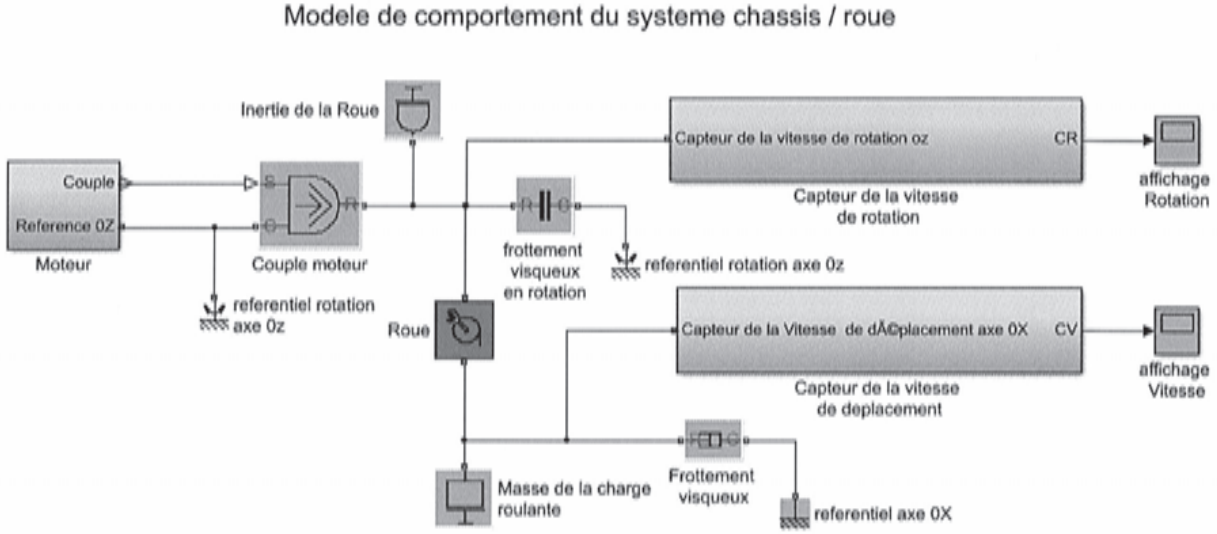


figure 39 Modèle de comportement de l'ensemble châssis-roue

Question 50 : montrer que le modèle de comportement de l'engin ainsi modélisé (relation entre la vitesse de l'engin et la variation du couple exercé aux roues) s'écrit $H(p) = \dfrac{K}{1+\tau p}$.

Expliciter K $(K > 0)$ et τ en fonction des paramètres ci-dessous

- inertie de la roue : $J = 20\ \text{kg}\cdot\text{m}^2$
- facteur de résistance au roulement : $f = 0{,}001\ \text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}\cdot\text{rad}^{-1}$
- rayon de la roue : $R = 0{,}5\ \text{m}$
- masse de l'engin : $m = 32000\ \text{kg}$
- facteur de frottement du déplacement : $f_v = 10\ \text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$

Question 51 : sachant que le couple moteur est contrôlé en boucle fermée, par un correcteur proportionnel de gain K_p, calculer K_p pour obtenir un temps de montée 100 fois plus faible que dans le cas non asservi.

5.3.6. Commande de l'engin de chantier

La commande en couple est munie d'une saturation afin d'éviter le patinage (voir le modèle présenté à la figure 40). Les résultats de la simulation, obtenus à partir du modèle de connaissance, sont indiqués à la figure 41. La fonction échelon est appliquée au système à t = 1 s.

Tournez la page S.V.P.

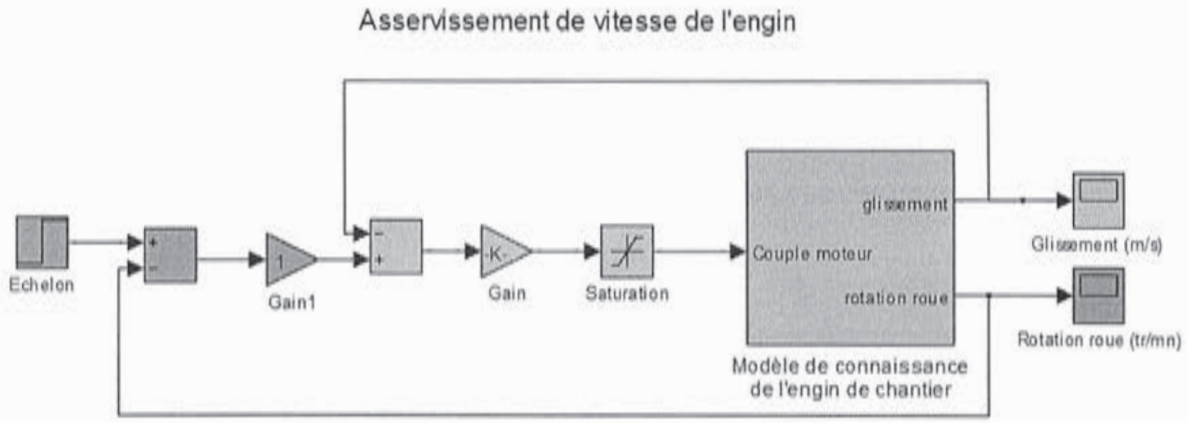
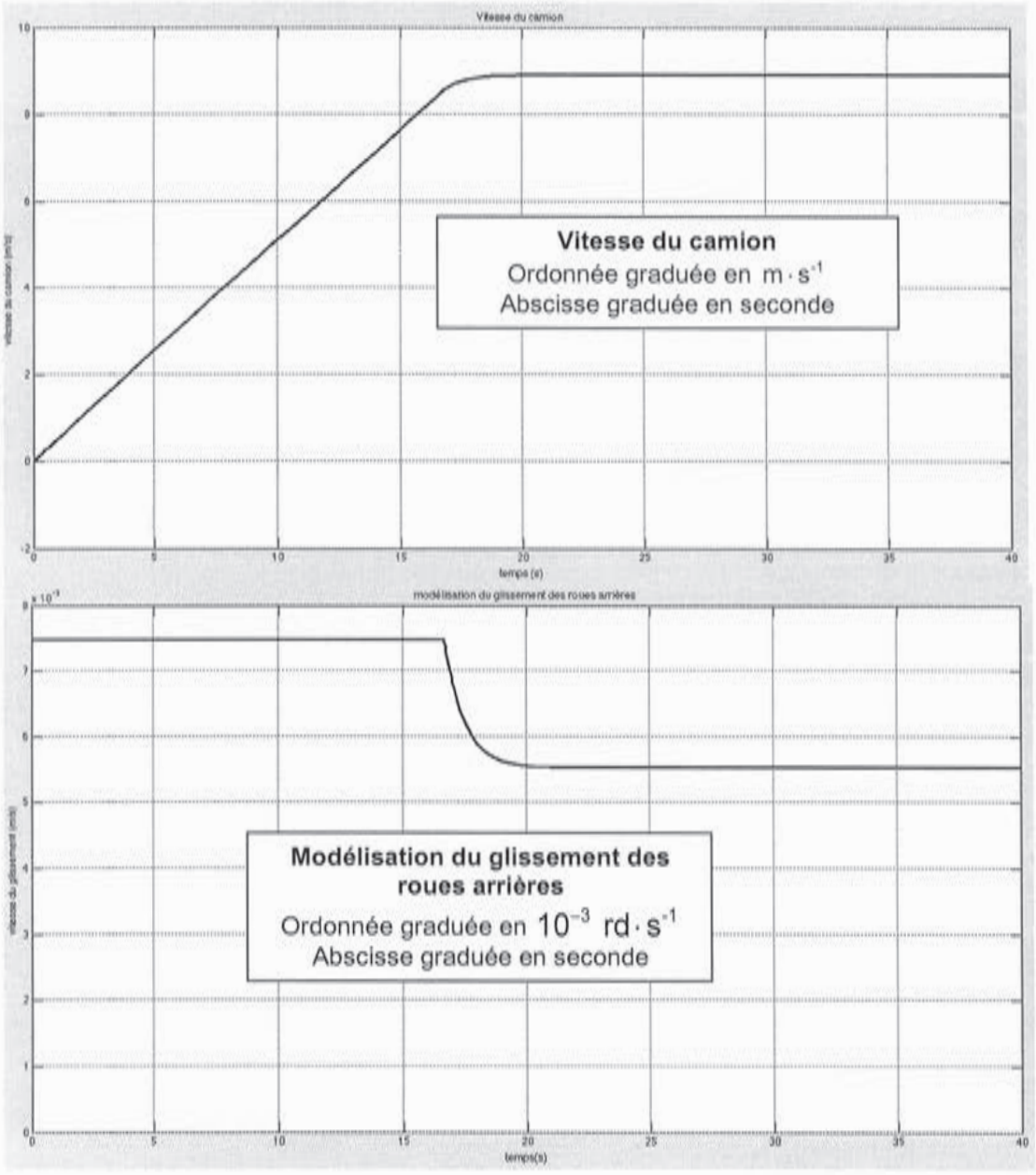


figure 40 Commande de l'engin de chantier



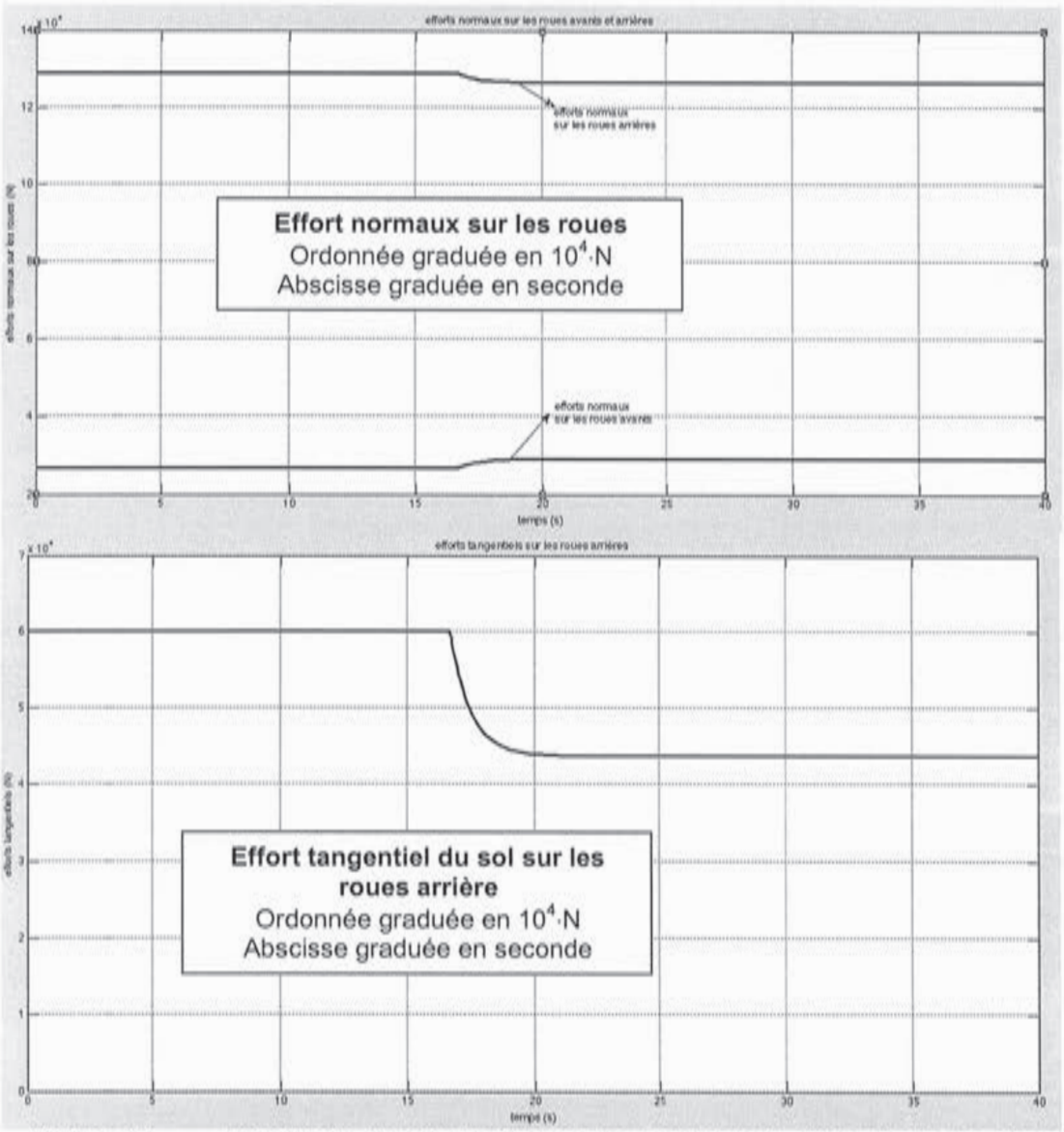


figure 41 Résultats de simulation de la commande d'un engin de chantier en fonction du temps

Question 52 : préciser les valeurs des consignes et commenter les différents phénomènes observés.

6. Conditions de démarrage de l'étape suivante de la construction

La fouille est terminée, les butons maintiennent la paroi moulée et le rabattement de la nappe est toujours activé.

Question 53 : pour réaliser la dalle de fond de fouille, justifier la nécessité de continuer le rabattement de la nappe et donner les conditions nécessaires pour interrompre le pompage de l'eau.

DOCUMENTS TECHNIQUES

Tournez la page S.V.P.

Document technique DT1 - Hydraulique

Éléments théoriques de calcul des circuits hydrauliques

- on appelle *charge* d'un écoulement la quantité $H = \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + z$;
- les *pertes de charges singulières* dues à la présence de variations de sections dans le circuit peuvent se mettre sous la forme $\Delta H_s = \sum \zeta \frac{v^2}{2g}$;
- les *pertes de charges régulières* dues aux frottements visqueux dans le circuit peuvent se mettre sous la forme $\Delta H_r = \sum \frac{\lambda L}{D} \frac{v^2}{2g}$;
- le *théorème de Bernoulli généralisé*, entre deux points A et B d'un circuit hydraulique dans lequel le fluide va de A vers B, s'écrit :

$$H_A = H_B + \Delta H_r + \Delta H_s \pm H_{machine}$$

  - signe - pour une machine fournissant de l'énergie au fluide ;
  - signe + pour une machine absorbant de l'énergie du fluide.

Nombre de Reynolds

Le nombre adimensionnel de Reynolds caractérise le type d'écoulement (laminaire, turbulent). Il est défini par

$$\mathrm{Re} = \frac{Vd}{\nu}$$

- V : vitesse d'écoulement des particules fluides dans la canalisation ;
- d : dimension caractéristique de l'écoulement (par exemple, diamètre de la canalisation) ;
- ν : viscosité cinématique du fluide caractérisant les frottements visqueux ; la viscosité cinématique de l'eau à 20°C est $\nu = 10^{-6}\ \mathrm{m^2 \cdot s^{-1}}$.

Pertes de charges

Facteurs de pertes de charges singulières ζ

coude	crépine	filtre	restriction	élargissement	vanne	jonction	clapet
0,3	4	5	0,3	0,17	0,4	0,5	2

tableau 5

Facteur de pertes de charges régulières λ

$Re < 2000$	$\lambda = \frac{64}{Re}$
$Re \geq 2000$	Conduite lisse $\lambda = 0{,}3164\sqrt[4]{Re}$
	Conduite rugueuse $\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2\log\frac{\varepsilon}{3{,}71 \cdot d}$, ε rugosité de la conduite, d diamètre de la conduite

tableau 6

Rugosité moyenne de la ligne $\varepsilon = 0{,}05$ mm

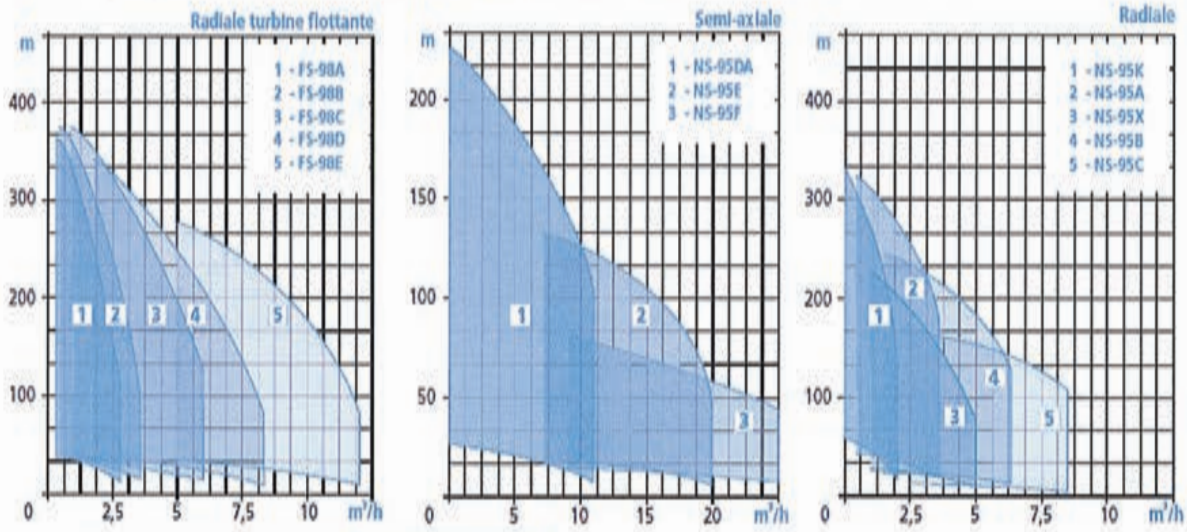
Gamme de pompes proposées pour l'exhaure

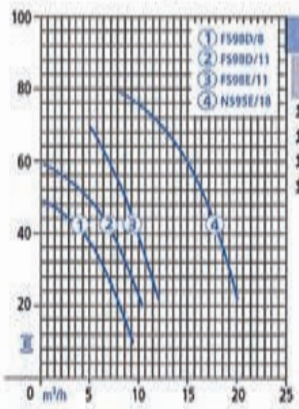
TELSTAR

SOLUTIONS DE POMPAGE

Hydro 4" (ø 100 mm)

Moteurs à bain d'huile d'une puissance de 0.37 kW à 7.5 kW. Turbine polycarbonate et fibre de verre. Diffuseurs noryl avec fibre de verre. Chemise acier inoxydable 304. Refoulement 1"1/4 (modèles FS-98A, B et C et NS-95K, A, X, B, C) et 2" (modèles FS-98D et E, et NS-95DA, E et F). Diamètre solides admissibles de 3 mm pour la série FS et 2 mm pour la série NS. Température maximale de fonctionnement 35°C.





HYDRO 4" Ø pompe 97 mm

Réf.	Désignation	Puissance kW	Intensité A	Ø refoul.	Poids kg	L cm	Prix € HT jour calendaire
1704	FS98D/8 - 4SD8/7	0,75	2,1	2"	15	91	15,80
1704	FS98D/11 - 4SD8/13	1,1	4	2"	20	128	18,00
1704	FS98E/11 - 4SD10/12	2,2	5,9	2"	21	125	20,60
1704	NS95E/18 - 4SD15/15	4	10,5	2"	37	207	23,60

Pompes équipées de 20 ml de câble électrique et d'un coffret (comprenant une protection électrique ampèremétrique et manque d'eau, 20 ml de câble électrode et une électrode).

Prix à la location

Tournez la page S.V.P.

Document technique DT2 - Rappel sur le modèle du contact roue/sol

Modèle de l'action mécanique du sol sur la roue motrice

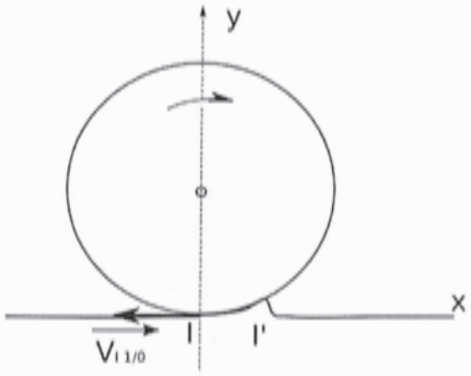


figure 42 Représentation schématique du contact roue sol.

Trois phénomènes de frottement peuvent se produire :

- le frottement d'adhérence ;
- le frottement de glissement ;
- la résistance au roulement.

Le phénomène de frottement introduit une puissance dissipée négative. Le modèle dynamique des actions mécaniques du sol sur les roues sera représenté par le torseur ci-dessous :

$$\text{Contact en } I : T_{0\to1} = \left\{\vec{F}_{0\to1}, \vec{M}_{I\ 0\to1}\right\}_I = \begin{cases} X\,\vec{x} + Y\,\vec{y} \\ N\,\vec{z} \end{cases}_I$$

La résultante $\vec{F}_{0\to1}$ est donc dans le plan défini $\left(I, -\frac{\vec{V}_{I\in1/0}}{\left\|\vec{V}_{I\in1/0}\right\|} = \vec{x}, \vec{n}_{PTC} = \vec{y}\right)$ où :

$\vec{V}_{I\in1/0}$ est la vitesse de glissement en I appartenant à la roue 1 par rapport au sol 0.

$\vec{n}_{PTC}$ est la normale au plan tangent du contact roue/sol.

Le phénomène de frottement introduit une puissance dissipée négative, d'où $\vec{F}_{0\to1}$ s'oppose au mouvement $\vec{F}_{0\to1} \cdot \vec{V}_{I\in1/0} \leq 0$, et si glissement de la roue par rapport au sol $\vec{V}_{I\in1/0} \cdot \vec{x} < 0$.

Modèle du frottement d'adhérence pour une roue motrice

$\vec{V}_{I\in 1/0} = \vec{0}$ (1)

$\vec{F}_{0\to 1} \cdot \vec{V}_{I\in 1/0} \leq 0$ (2)

$\tan\varphi = \left|\frac{X_{01}}{Y_{01}}\right| \leq \tan\varphi_a = f_a$ (3)

Les relations (2) et (3) donnent dans le cas de la figure 1 :

$\frac{X_{01}}{Y_{01}} \leq \tan\varphi_a = f_a$ (2.3)

À la limite de l'adhérence (ou du glissement), la relation (3) devient :

$\tan\varphi = \left|\frac{X_{01}}{Y_{01}}\right| = \tan\varphi_a = f_a$ (3)

Avec $\tan\varphi_a = f_a$ est appelé facteur de frottement d'adhérence. Il dépend de la nature des matériaux en contact et de l'état des surfaces en contact. Il est indépendant de la surface en contact.

La détermination de f_a se fait par des essais, et la science pour déterminer ce coefficient est appelée la tribologie.

Modèle du frottement de glissement pour une roue motrice

$\vec{V}_{I\in 1/0} \cdot \vec{x} < 0$ (1)

$\vec{F}_{0\to 1} \cdot \vec{V}_{I\in 1/0} \leq 0$ (2)

$\tan\varphi = \left|\frac{X_{01}}{Y_{01}}\right| = \tan\varphi_g = f_g$ (3)

Les relations (2) et (3) donnent dans le cas de la figure 1 :

$\frac{X_{01}}{Y_{01}} = \tan\varphi_g = f_g$ (2.3)

Avec $\tan\varphi_g = f_g$ est appelé coefficient de frottement de glissement. Il dépend de la nature des matériaux en contact et de l'état des surfaces en contact. Il est indépendant de l'aire de la surface de contact.

La détermination de $\tan\varphi_g = f_g$ se fait par des essais.

Tournez la page S.V.P.

Modèle de résistance au roulement pour une roue motrice

En mécanique du solide indéformable (le sol reste également indéformable) la représentation schématique devient :

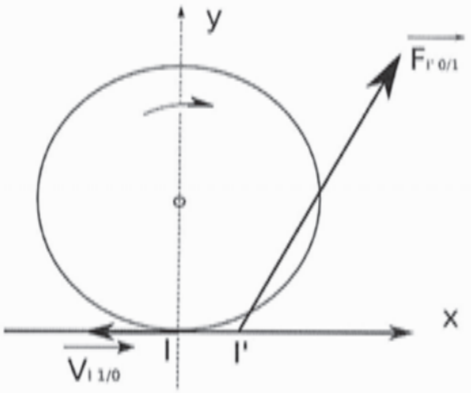


figure 43 Présentation graphique de l'action mécanique du sol sur la roue.

Le torseur qui modélise l'action de contact roue/sol $T_{0\to1}=\left\{\vec{F}_{0\to1},\vec{M}_{I\ 0\to1}\right\}_I=\begin{cases}X\,\vec{x}+Y\,\vec{y}\\ N\,\vec{z}\end{cases}_I$

est un glisseur : $\vec{F}_{0\to1}\cdot\vec{M}_{I\ 0\to1}=0$ et $\vec{F}_{0\to1}\neq\vec{0}$. Il existe donc un point I' $(\overrightarrow{II'}=\delta\vec{x})$ tel que $\vec{M}_{I'\ 0\to1}=\vec{0}$ d'où $\vec{M}_{I\ 0\to1}=\vec{M}_{I'\ 0\to1}+\overrightarrow{II'}\wedge\vec{F}_{0\to1}$ projeté suivant $\vec{z}$ donne $N_{01}=\delta Y_{01}$

Définition : δ est appelé coefficient de frottement de roulement dont les unités sont en mètre. Il dépend de la nature des matériaux en contact et de l'état des surfaces en contact et est évalué empiriquement.

Équation traduisant le frottement de roulement : $N_{01}=\delta Y_{01}$.
Attention : le signe peut changer en fonction de l'orientation de la base idéale associée au contact (sens de $\vec{x}$).

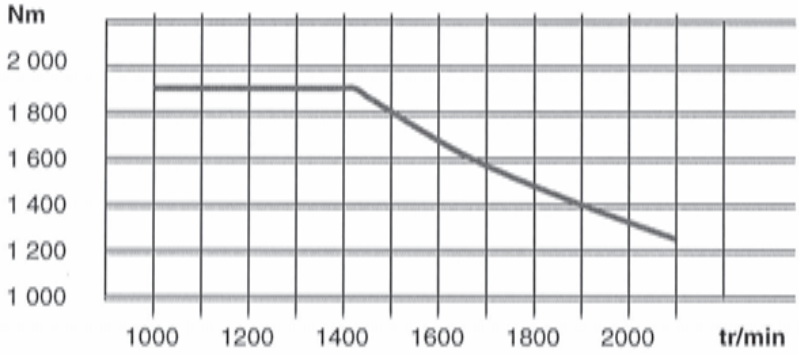
Document technique DT3 - Caractéristiques mécaniques du Camion MAN

Camion MAN TGS 32.360/400/440 8X4 BB équipé d'une benne ronde

Le camion est équipé d'une benne VINCENT de masse 3 400 kg d'un volume utile 13,8 m^3.

Caractéristique du moteur Euro 4 MAN D2066LF37 « Common Rail »

Couple moteur pour EURO 4



Rendement

Du moteur aux roues arrière, le rendement est de 0,85.

Rapport de pont

Le rapport de pont est de r_{pont}=3,08.

Boîte de vitesses Type ZF 16 S 222 (DD)

Prise directe à 16 rapports AV et 2 AR (16,41-1,00) avec changement de gamme et diviseur (Overdrive avec essieux de réduction de moyeu)

	Lente : L	Rapide : H
Rapport de vitesse avant	$r_{1^{re}L}$=16,41	$r_{1^{re}H}$=13,80
	$r_{2^{e}L}$=11.28	$r_{2^{e}H}$=9,49
	$r_{3^{e}L}$=7,76	$r_{3^{e}H}$=6,53
	$r_{4^{e}L}$=5,43	$r_{4^{e}H}$=4,57
	$r_{5^{e}L}$=3,59	$r_{5^{e}H}$=3,02
	$r_{6^{e}L}$=2,47	$r_{6^{e}H}$=2,08
	$r_{7^{e}L}$=1,70	$r_{7^{e}H}$=1,43
	$r_{8^{e}L}$=1,19	$r_{8^{e}H}$=1,00
Rapport de vitesse arrière	$r_{AR\,L}$=15,36	$r_{AR\,H}$=12,92