



SERVICES CULTURE ÉDITIONS
RESSOURCES POUR
L'ÉDUCATION NATIONALE

**Ce document a été numérisé par le CRDP de Bordeaux pour la
Base Nationale des Sujets d'Examens de l'enseignement professionnel.**

Campagne 2013

BTS MAINTENANCE ET APRÈS-VENTE DES ENGIN DE TRAVAUX PUBLICS ET DE MANUTENTION

MODÉLISATION ET ÉTUDE PRÉDICTIVE DES SYSTÈMES

SESSION 2013

—
Durée : 6 heures
Coefficient : 2
—

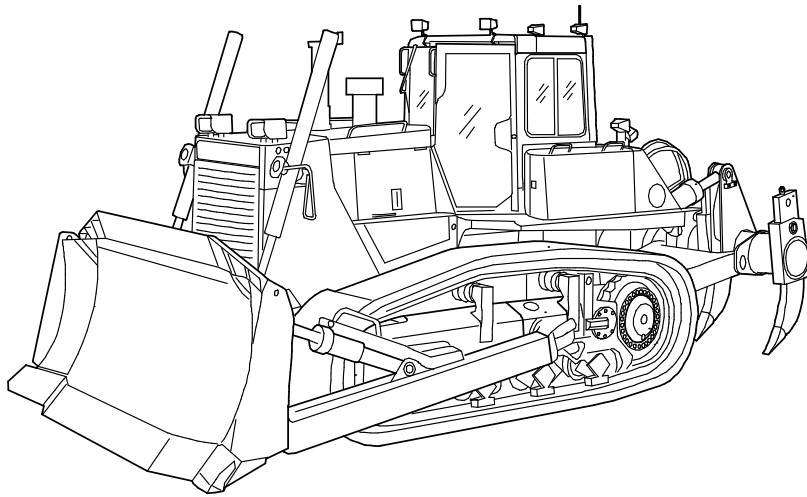
Matériel autorisé :

Toutes les calculatrices de poche y compris les calculatrices programmables, alphanumériques ou à écran graphique à condition que leur fonctionnement soit autonome et qu'il ne soit pas fait usage d'imprimante (circulaire N°99-186,16/11/1999).

Tout autre matériel est interdit.

Dès que le sujet vous est remis, assurez-vous qu'il est complet.
Le sujet se compose de 21 pages numérotées de 1/21 à 21/21.

B.T.S. M.A.V.E.T.P.M.		Session : 2013
Modélisation et étude prédictive des systèmes	MME4ME	Page 1 sur 21



Le sujet se compose de trois dossiers :

Le travail demandé : pages 3/21 à 8/21
 Les documents techniques : pages 9/21 à 18/21
 Les documents réponses : pages 19/21 à 21/21

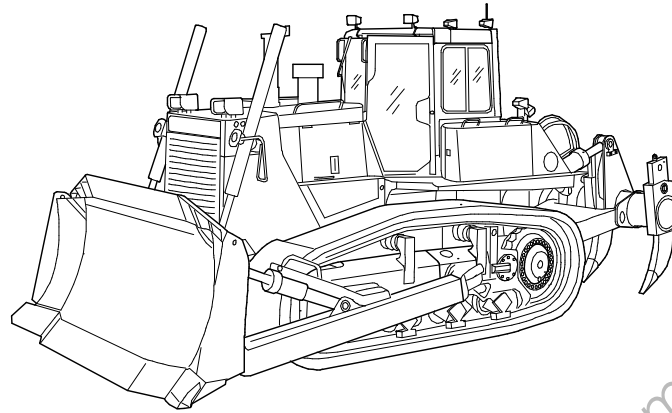
Recommandations :

- Toutes les parties sont indépendantes.
- Répondre sur feuille de copie sauf aux questions pour lesquelles vous disposez d'un document réponse.
- Le soin apporté à la présentation sera pris en compte pour la notation finale.
- **Tous les documents réponses, même vierges, sont à remettre en fin d'épreuve.**

Temps indicatif :

Partie	Durée
1	30 min
2A	30 min
2B	1 h
2C	1 h
3	1 h
4	20 min
5A	40 min
5B	45 min
5C	15 min

MODÉLISATION ET ÉTUDE PRÉDICTIVE DES SYSTÈMES



TRAVAIL DEMANDÉ

Base Nationale des Sujets d'Examens de l'enseignement professionnel
Réseau SCERUN

B.T.S. M.A.V.E.T.P.M.		Session : 2013
Modélisation et étude prédictive des systèmes	MME4ME	Page 3 sur 21

SUJET

Le sujet vise à prédire le comportement de l'engin et plus particulièrement de la direction différentielle lorsque l'engin produit un effort de traction de 340 kN pour vaincre la résistance du sol sur le ripper.

Le sujet est constitué de cinq parties totalement indépendantes, toutefois il est préférable de les traiter dans l'ordre du sujet afin de comprendre la cohérence de l'ensemble. Dans chacune des parties la plupart des questions sont indépendantes.

1 EFFORT DE TRACTION DISPONIBLE :

Dans cette partie on se propose de déterminer le rapport de transmission du buteur le mieux adapté pour fournir un effort de traction ou de poussée de 340 kN. Pour cela se référer aux caractéristiques du buteur fournies sur la page 11.

- 1.1 Donner l'effort de traction maximum que l'engin peut produire.
- 1.2 On se place dans la situation où l'engin doit fournir un effort de traction ou de poussée de 340 kN pour vaincre la résistance du sol.
 - 1.2.1 Déterminer la vitesse de déplacement de l'engin pour chacun des trois rapports engagés (F1 ; F2 ; F3).
 - 1.2.2 Calculer la puissance mécanique fournie par l'engin pour les trois rapports engagés (F1 ; F2 ; F3).
 - 1.2.3 Calculer le rendement de la transmission de l'engin pour chacun des trois rapports engagés (F1 ; F2 ; F3).
 - 1.2.4 Analyser les résultats obtenus et formuler des propositions pour optimiser l'utilisation de l'engin.
- 1.3 Quel est l'élément de transmission qui est à l'origine de l'essentiel de la perte de puissance? Que devient la puissance perdue ?

2 ÉTUDE CINÉMATIQUE DE LA DIRECTION DIFFÉRENTIELLE :

Dans cette partie l'étude va porter sur la cinématique de la direction différentielle afin de déterminer son comportement en ligne droite et lors d'un virage.

On suppose que les deux chenilles se déplacent sans glisser par rapport au sol.

Dans cette partie, s'appuyer sur les documents techniques pages 12 à 17.

A. Analyse cinématique :

- 2.1 Pour une vitesse de déplacement en ligne droite de 2 km/h, déterminer la fréquence de rotation (tr/min) des barbotins (roues dentées de chenilles) qui ont un diamètre utile de 1 mètre.
- 2.2 Pour une vitesse de déplacement $V_1 = 2$ km/h en trajectoire courbe vers la droite de rayon 10 m, déterminer graphiquement sur **DR1** la vitesse tangentielle sur les deux chenilles V_G et V_D . En déduire la fréquence de rotation du barbotin gauche NSg.

B. Équations cinématiques :

Pour traiter cette partie, se reporter au schéma cinématique page 15 :

- 2.3 Montrer que $\frac{\omega_{26g}}{\omega_{mh}} = 0,45$ et que $\frac{\omega_{26d}}{\omega_{mh}} = -0,45$. Conclure sur ces deux résultats obtenus.
- 2.4 Montrer que $\frac{\omega_{Sg}}{\omega_{19g}} = 0,19$. En déduire $\frac{\omega_{Sd}}{\omega_{19d}}$.
- 2.5 Montrer que $\frac{\omega_{Sg}}{\omega_{22g}} = \frac{\omega_{Sd}}{\omega_{22d}} = -0,0435$.
- 2.6 A partir des équations ci-dessus et des équations supplémentaires décrivant le reste de la cinématique de la direction différentielle, montrer que :

$$\omega_{Sg} = 0,0193 * \omega_{BV} - 0,0044 * \omega_{mh} \text{ et } \omega_{Sd} = 0,0193 * \omega_{BV} + 0,0044 * \omega_{mh}$$

Equations supplémentaires :

$$\omega_{22g} = 0,777 * \omega_c + 0,222 * \omega_{26g} \text{ et } \frac{\omega_c}{\omega_{BV}} = -0,57 \text{ (le signe - est ajouté ici pour obtenir des vitesses de rotation positives en sortie de boîte de vitesses).}$$

C. Analyse de situations :

- 2.7 En analysant les deux équations trouvées à la question précédente, indiquer la valeur de la fréquence de rotation du moteur hydraulique pour obtenir un déplacement en ligne droite.
- 2.8 Quel est le mouvement du buteur si le moteur hydraulique tourne, alors que la fréquence de rotation de la boîte de vitesses est nulle ? Justifier.
- 2.9 Pour une fréquence de rotation des barbotins NSg = NSd = 10 tr/min, déterminer la fréquence de rotation de la sortie de boîte de vitesse (NBV).

2.10 Déterminer la fréquence de rotation du moteur hydraulique à partir des relations fournies à la question 2.6 et dans l'hypothèse où :

- la fréquence de rotation en sortie de boîte de vitesse est de $NBV = 520$ tr/min,
- la trajectoire de déplacement est de rayon $R = 12$ m, elle nécessite une fréquence de rotation du barbotin gauche $NSg = 11,5$ tr/min.

2.11 En fonction de la réponse obtenue à la question précédente, en déduire la fréquence du barbotin droit NSd .

3 ACTIONS MÉCANIQUES DANS LA DIRECTION DIFFÉRENTIELLE :

Cette partie vise à étudier les forces et les couples qui sont transmis par la direction différentielle.

Hypothèses pour cette partie :

- les liaisons sont parfaites ;
- les rendements mécaniques sont de 100% ;
- les poids et les inerties des pièces en rotation sont négligés.

L'étude portera sur deux situations de travail :

- déplacement en ligne droite avec la charge dans l'axe de poussée du buteur. L'effort tangentiel sur les deux roues dentées des chenilles sont identiques et ont pour valeur 170 kN ;
- le buteur change de trajectoire suivant un rayon de 12 m, la charge ne s'exerce pas dans l'axe de poussée, les efforts tangentiels sur les deux roues dentées des chenilles ne sont pas identiques. L'effort tangentiel sur la chenille gauche est de 300 kN et celui sur la chenille droite de 40 kN.

Rappel des relations cinématiques de la partie précédente :

$$\frac{\omega_{22g}}{\omega_{22d}} = \frac{\omega_{Sd}}{\omega_{Sg}} = -0,0435 \text{ et } \frac{\omega_c}{\omega_{BV}} = -0,57$$

3.1 Le barbotin gauche dont le diamètre est de 1 mètre subit un effort tangentiel de 170 kN. Montrer que le couple sur le pignon 22g est voisin de - 3700 N.m

3.2 En vous aidant du document réponse **DR2** et du schéma cinématique page 15, montrer que l'effort du porte satellite sur chaque satellite $F_{ps/s}$ vaut 13 700 N.

3.3 Sur le document réponse **DR2** :

- figure 1, compléter les actions mécaniques qui agissent sur les satellites 38 ;
- figure 2, représenter les actions mécaniques qui agissent sur la couronne 91 ;
- figure 3, représenter les actions mécaniques qui agissent sur le planétaire 26.

3.4 Calculer le couple sur la couronne 91 et montrer que le couple en sortie de boîte de vitesses est de 1645 N.m.

3.5 En se plaçant dans la situation où le couple des deux pignons 26 dents (droite et gauche) sont identiques et ont pour valeur - 820 N.m. Montrer que le couple appliqué sur le moteur hydraulique est nul.

3.6 En se plaçant dans la situation d'un changement de trajectoire de rayon 12 m alors que la charge provoque un couple sur le pignon 26g de -1400 N.m et - 200 N.m sur le pignon 26d, déterminer le couple à transmettre par le moteur hydraulique.

B.T.S. M.A.V.E.T.P.M.		Session : 2013
Modélisation et étude prédictive des systèmes	MME4ME	Page 6 sur 21

4 RÉPARTITION DES PUISSANCES EN VIRAGE :

Dans cette partie on se propose d'analyser la répartition de puissance au travers de la direction différentielle. Pour cela on se place dans le cas d'un changement de direction dont la trajectoire a un rayon de 12 m. L'effort tangentiel sur la chenille gauche étant de 300 kN et celui sur la chenille droite de 40 kN. Dans le même temps la vitesse de déplacement de la chenille gauche $V_g = 0.6$ m/s et la vitesse de la chenille droite $V_d = 0.45$ m/s. Pour obtenir cette trajectoire de 12 m de rayon, le moteur hydraulique a une fréquence de rotation de 330 tr/min et il doit transmettre un couple de 550 Nm.

- 4.1 Calculer la puissance totale nécessaire pour entraîner les chenilles.
- 4.2 Calculer la puissance que doit fournir le moteur hydraulique.
- 4.3 En déduire la puissance fournie par la boîte de vitesses.

5 ÉTUDE DU COMPORTEMENT DU CIRCUIT HYDRAULIQUE :

Les études précédentes nous ont permis de déterminer la fréquence de rotation du moteur hydraulique de direction pour le déplacement de l'engin en ligne droite et en virage. Le circuit hydraulique de direction est alimenté par la pompe hydraulique principale dont la cylindrée varie automatiquement entre 2 et 190 cm³/tr en fonction du besoin du circuit, le moteur thermique est au régime de puissance maxi. Par la suite, nous considérerons que la « PC valve » n'est pas active.

Pour traiter cette partie, utiliser les données fournies page 11 et le schéma hydraulique partiel (direction uniquement) page 18.

A. Analyse en ligne droite :

Dans cette situation le buteur déplace une charge centrée suivant son axe. Le conducteur n'agit pas sur la commande de changement de direction, le moteur hydraulique de direction ne tourne pas et il ne transmet pas de couple.

- 5.1 Donner le rôle dans le circuit des éléments dont les pressions sont réglées à 2.5 Mpa ; 4.1 Mpa ; 37 Mpa et 40 Mpa

B. Analyse en virage :

Afin que le buteur suive la trajectoire d'un rayon de courbure de 12 m, la fréquence de rotation du moteur hydraulique est de 330 tr/min et le couple qu'il doit transmettre de 550 N.m.

- 5.2 Montrer que la différence de pression nécessaire sur le moteur hydraulique pour vaincre le couple résistant de 550 Nm est voisine de 250 bar.
- 5.3 Calculer le débit nécessaire pour alimenter le moteur hydraulique pour obtenir le rayon de braquage de 12 m.
- 5.4 À partir de l'analyse du schéma hydraulique indiquer quel est le débit de la pompe hydraulique principale et quel est le système qui permet à la pompe d'adapter son débit au besoin.

C. Analyse de la dérive de trajectoire :

Lorsque le bouteur est en ligne droite et que la charge est désaxée, le bouteur dévie de sa trajectoire vers le côté où la charge s'exerce (dans ce cas le couple résistant sur les deux chenilles est différent). Pour conserver la trajectoire droite, le conducteur est obligé de compenser en agissant sur le levier de direction.

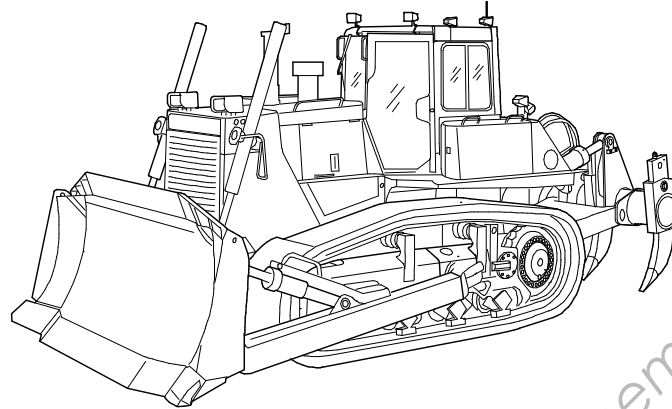
5.5 En analysant le circuit hydraulique, expliquer pourquoi cette dérive est possible.

5.6 Proposer des solutions hydrauliques pour éviter cet inconvénient.

Base Nationale des Sujets d'Examens de l'enseignement professionnel
Réseau SCEREN

B.T.S. M.A.V.E.T.P.M.		Session : 2013
Modélisation et étude prédictive des systèmes	MME4ME	Page 8 sur 21

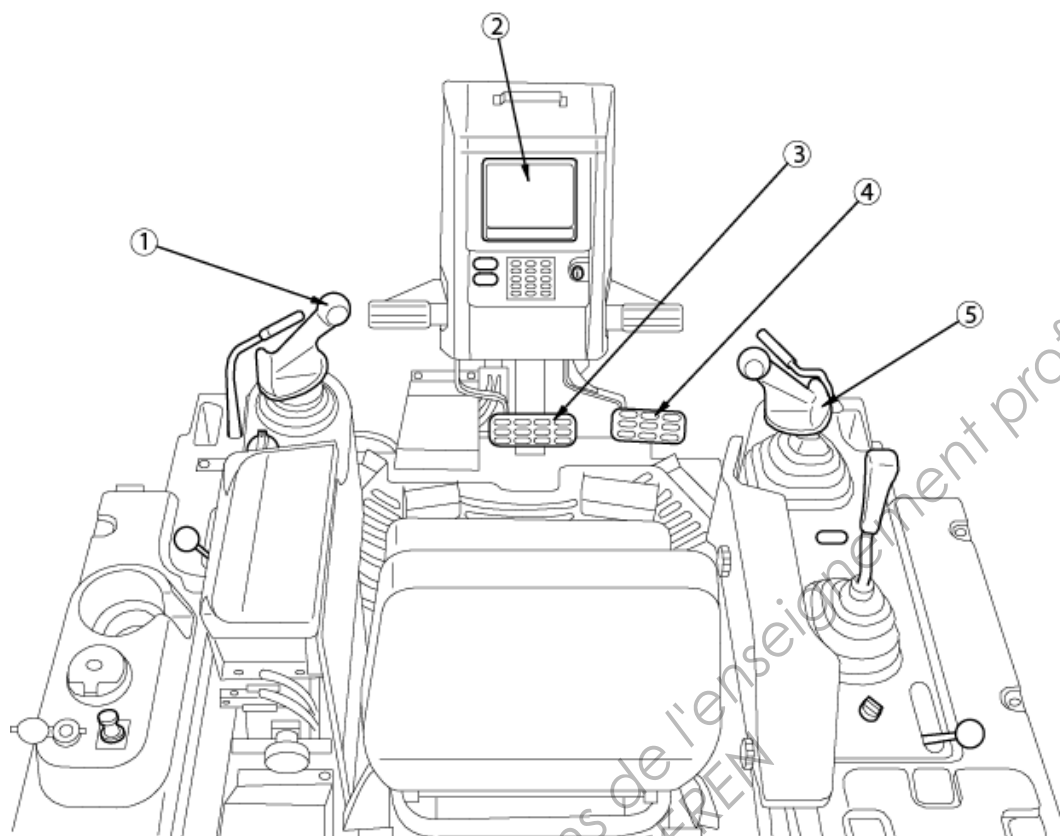
MODÉLISATION ET ÉTUDE PRÉDICTIVE DES SYSTÈMES



DOCUMENTS TECHNIQUES

Base Nationale des Sujets d'Examens de l'enseignement professionnel
Réseau SCERL

CONDUITE DE L'ENGIN



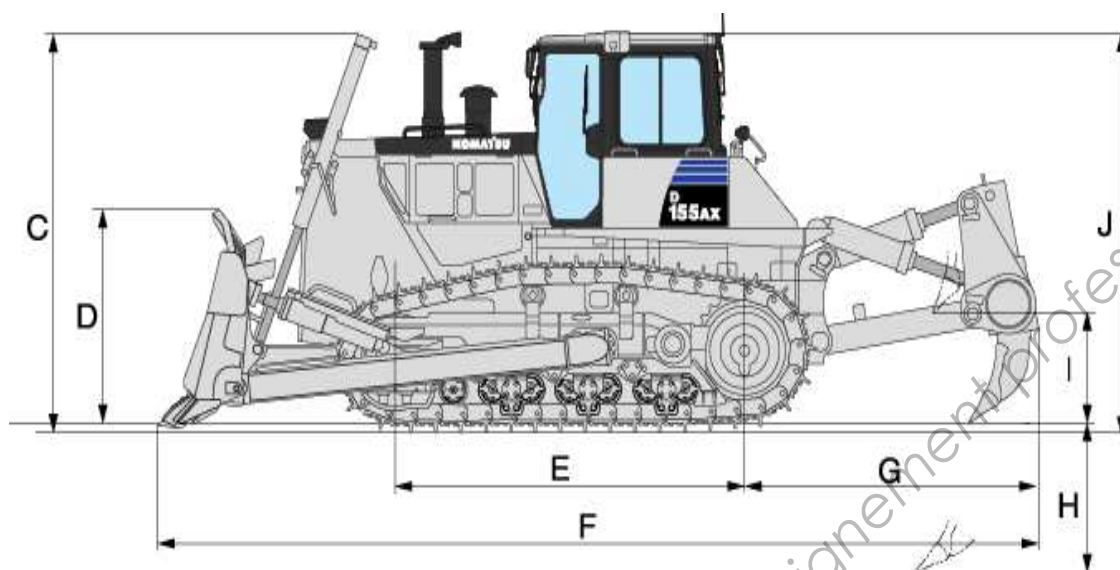
- (1) Levier de direction, de sens de marche et de changement de vitesse
- (2) Écran de contrôle
- (3) Pédale de décélération
- (4) Pédale de frein
- (5) Levier de commande de lame

Le levier de déplacement (1) à commande électronique permet le contrôle précis de la machine. Les vitesses se changent par des boutons poussoirs placés sur le levier et le changement de direction s'effectue en l'inclinant proportionnellement à la trajectoire souhaitée. Les informations venant du levier, vitesse et direction souhaitées, sont transmises au calculateur qui contrôle la boîte de vitesse power shift et la direction différentielle. Lorsque la machine tourne, la chenille extérieure se déplace plus rapidement que la chenille intérieure tout en transmettant le couple sur les deux chenilles. La différence de vitesse des chenilles est obtenue en modifiant la fréquence de rotation du moteur hydraulique qui est intégré dans la direction différentielle.

Aux vitesses lentes toute l'amplitude de direction est disponible pour un contrôle précis de la direction. Cela permet de tourner en différenciant la vitesse des chenilles et même lorsque la machine se trouve à l'arrêt, par contre-rotation.

La gamme de directions est réduite proportionnellement au fur et à mesure que la vitesse de déplacement du boteur augmente. Ce système permet d'assurer la sécurité des virages en rendant impossibles les tournants courts et peu sûrs à vitesse élevée.

CARACTERISTIQUES DU BOUTEUR



DIMENSIONS

A	4.060 mm	F	8.225 mm
B	2.140 mm	G	2.745 mm
C	3.385 mm	H	1.240 mm
D	1.850 mm	I	950 mm
E	3.275 mm	J	3.395 mm

Poids opérationnel de l'engin 39.500 daN

Moteur

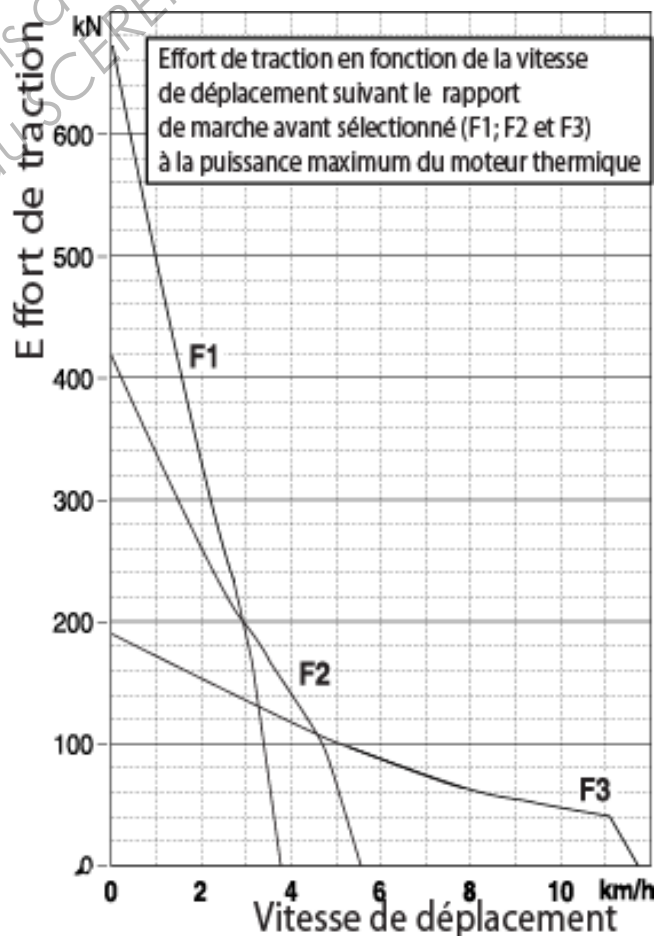
Cylindrée 15,24 lit
 Alésage x course 140 x 165
 Nombre de cylindres 6
 ISO 9249 (puissance moteur nette) 264 kW
 Régime à la puissance max. 1.900 tr/min
 Avec échangeur de température quatre temps, turbocompresseur, Injection directe 'Common Rail'
 Refroidissement par eau

Transmission

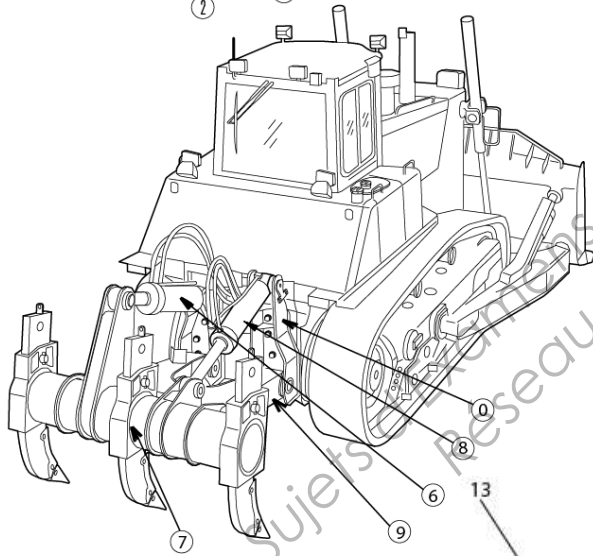
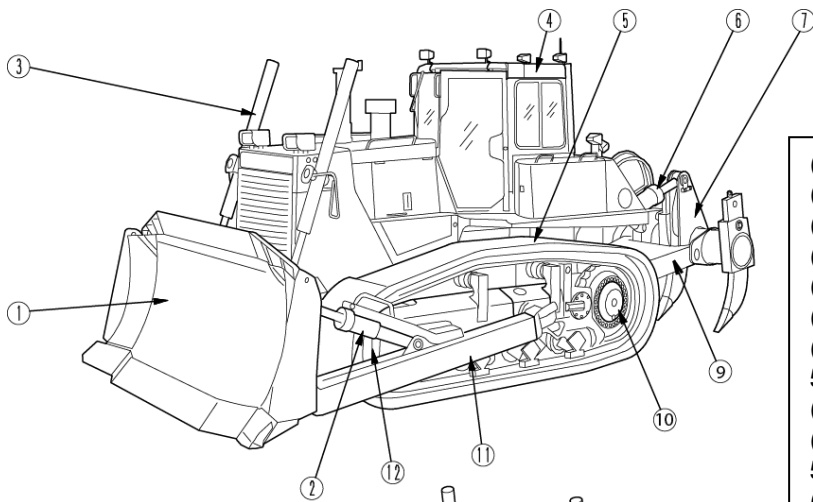
Convertisseur de couple 3 éléments, mono étage,
 Boîte de vitesse 3 rapports avant et arrière à réduction planétaire et changement de rapport par embrayages multi disques à bain d'huile commandés par une gestion électronique

Système hydraulique

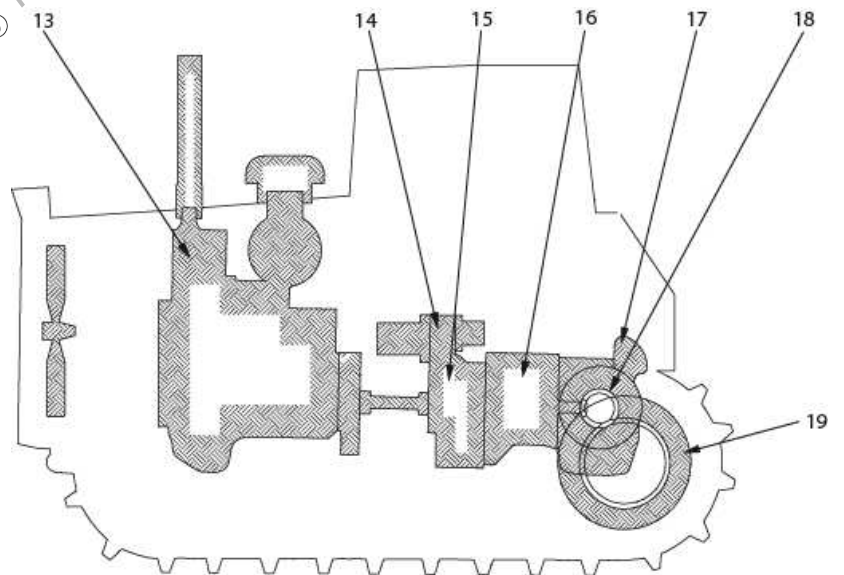
Cylindrée pompe principale 190 cm³/tr
 Cylindrée pompe refroidissement 45 cm³/tr
 Cylindrée moteur de direction 141 cm³/tr
 Vérin levage ripper 180/100-565
 Vérin inclinaison ripper 200/110-605
 Pressions (voir sur schémas pages 17 et 23)



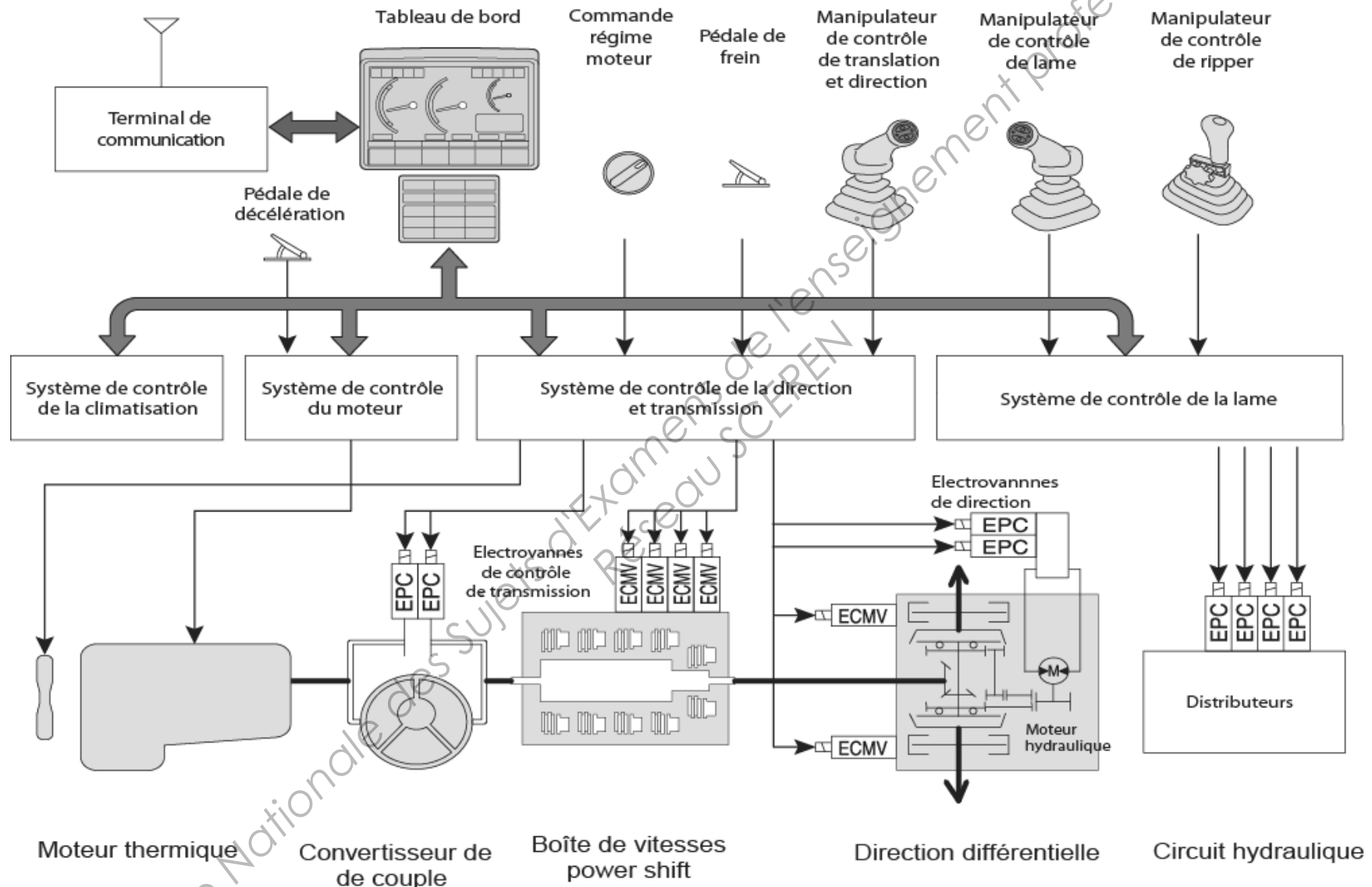
DESCRIPTION DE L'ENGIN



- | | |
|------|--|
| (0) | Châssis |
| (1) | Lame |
| (2) | Vérin |
| (3) | Vérin de levage de la lame |
| (4) | Cabine |
| (5) | Patin de chenille |
| (6) | Vérin d'inclinaison du ripper (200/110-565) |
| (7) | Bâti du ripper à dents multiples |
| (8) | Vérin de levage du ripper (180/100-565) |
| (9) | Poutre de traction du ripper |
| (10) | Barbotin |
| (11) | Châssis de lame |
| (12) | Galet tendeur |
| (13) | Moteur thermique |
| (14) | Pompes hydrauliques |
| (15) | Convertisseur de couple |
| (16) | Boîte de vitesses power shift |
| (17) | Moteur hydraulique de direction différentielle |
| (18) | Direction différentielle |
| (19) | Réduction finale et barbotin |



Gestion et organisation de la chaîne cinématique



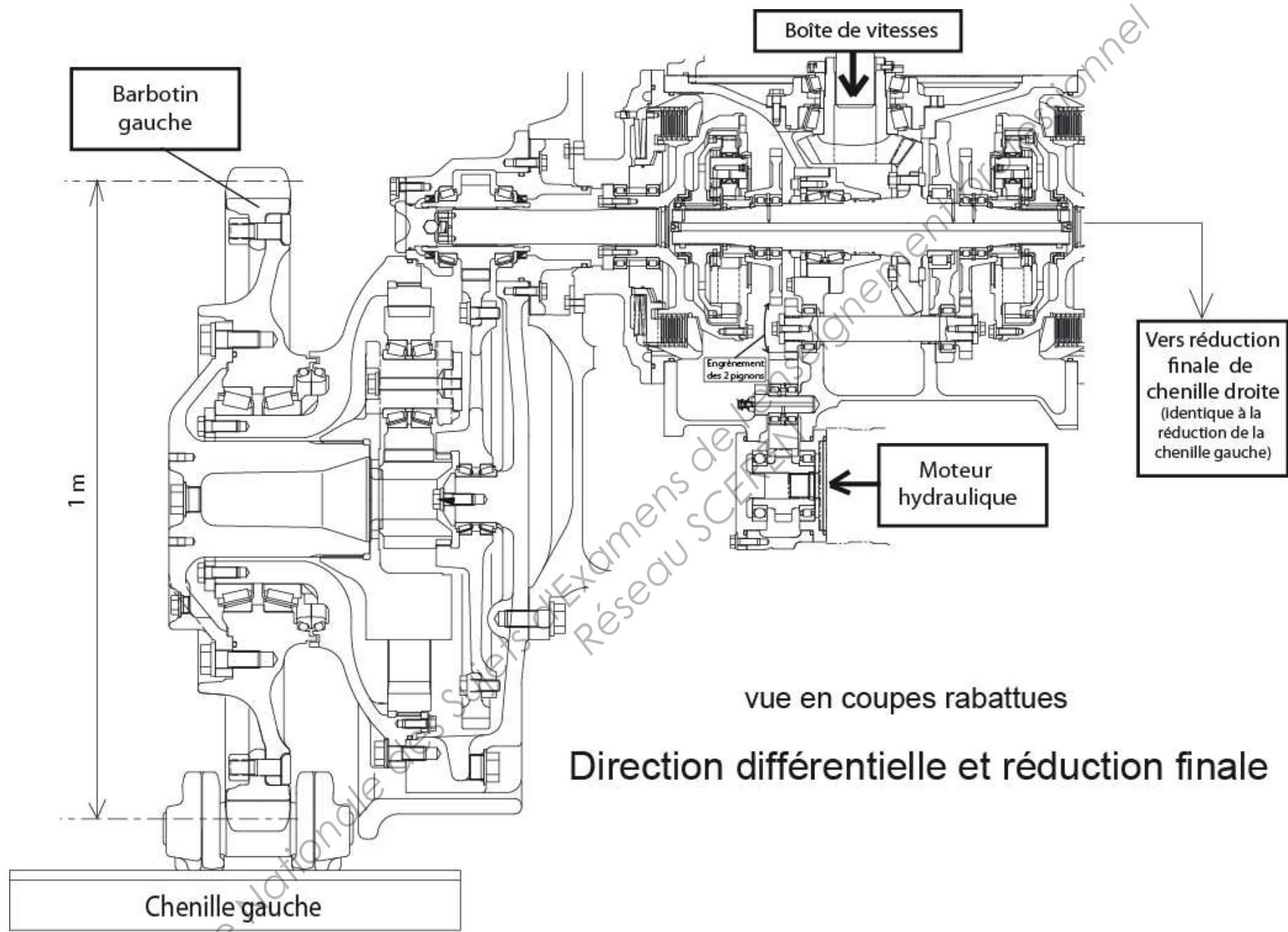
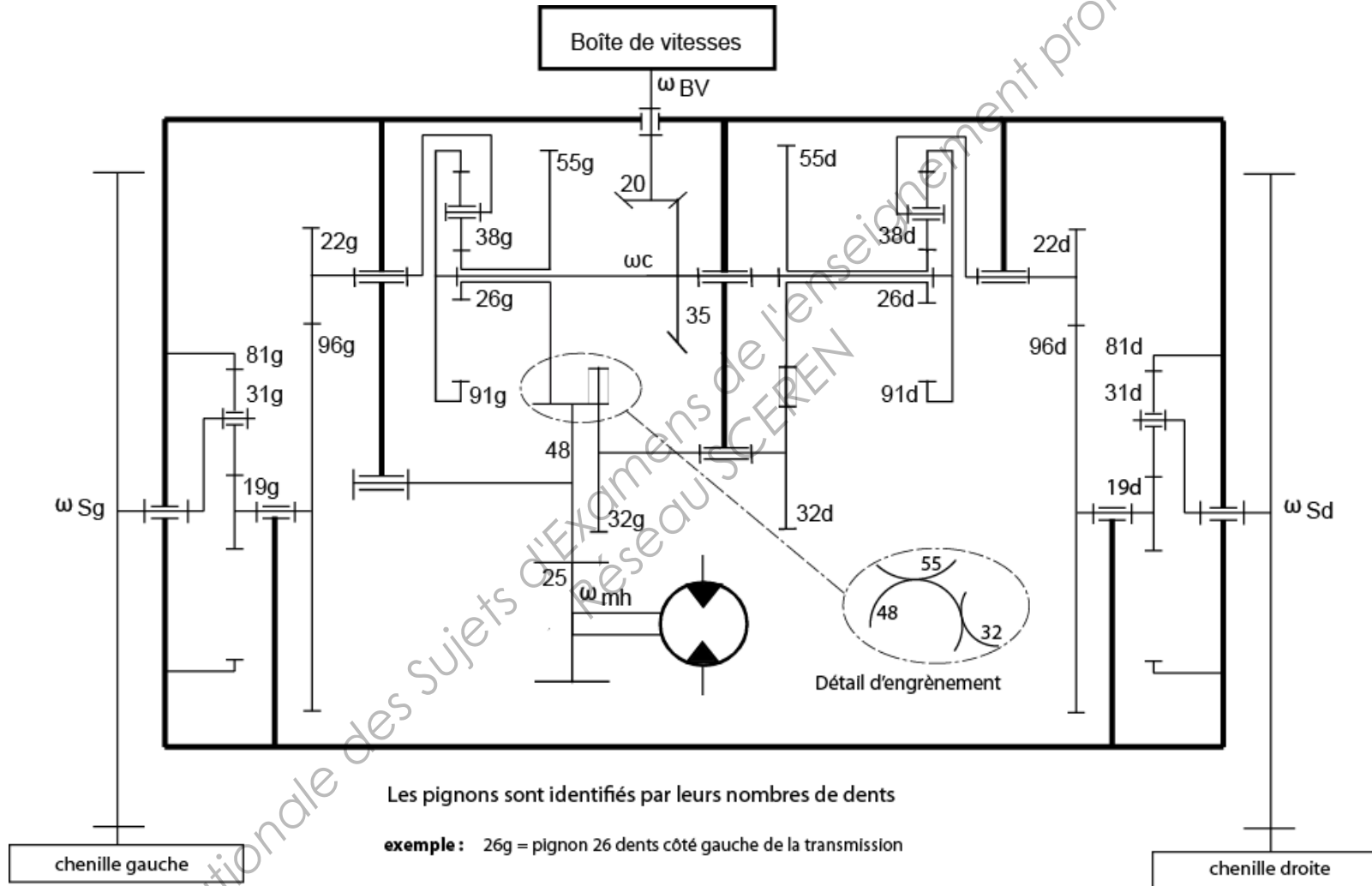
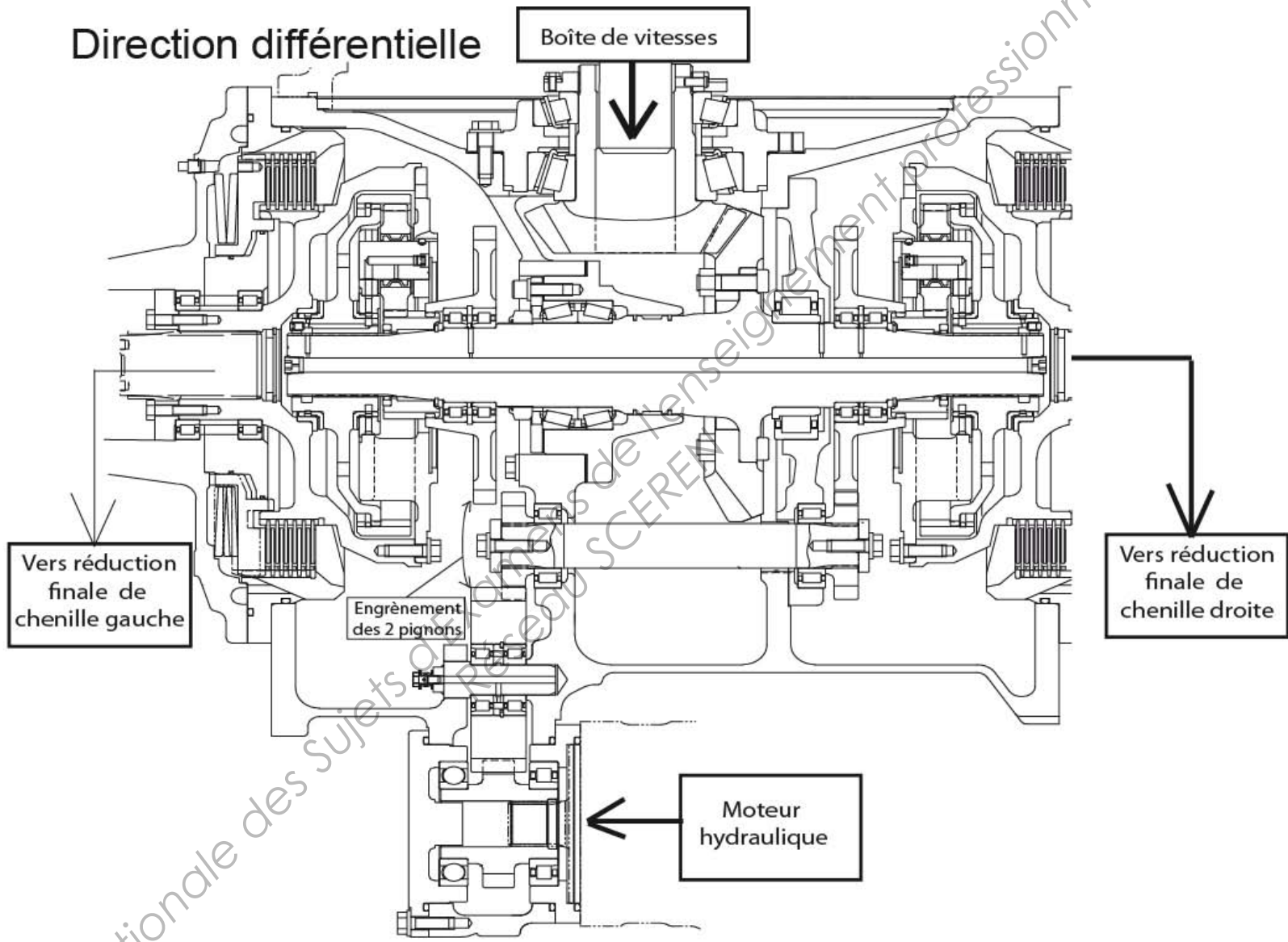


SCHÉMA DIRECTION DIFFÉRENTIELLE AVEC RÉDUCTIONS FINALES





Réduction finale

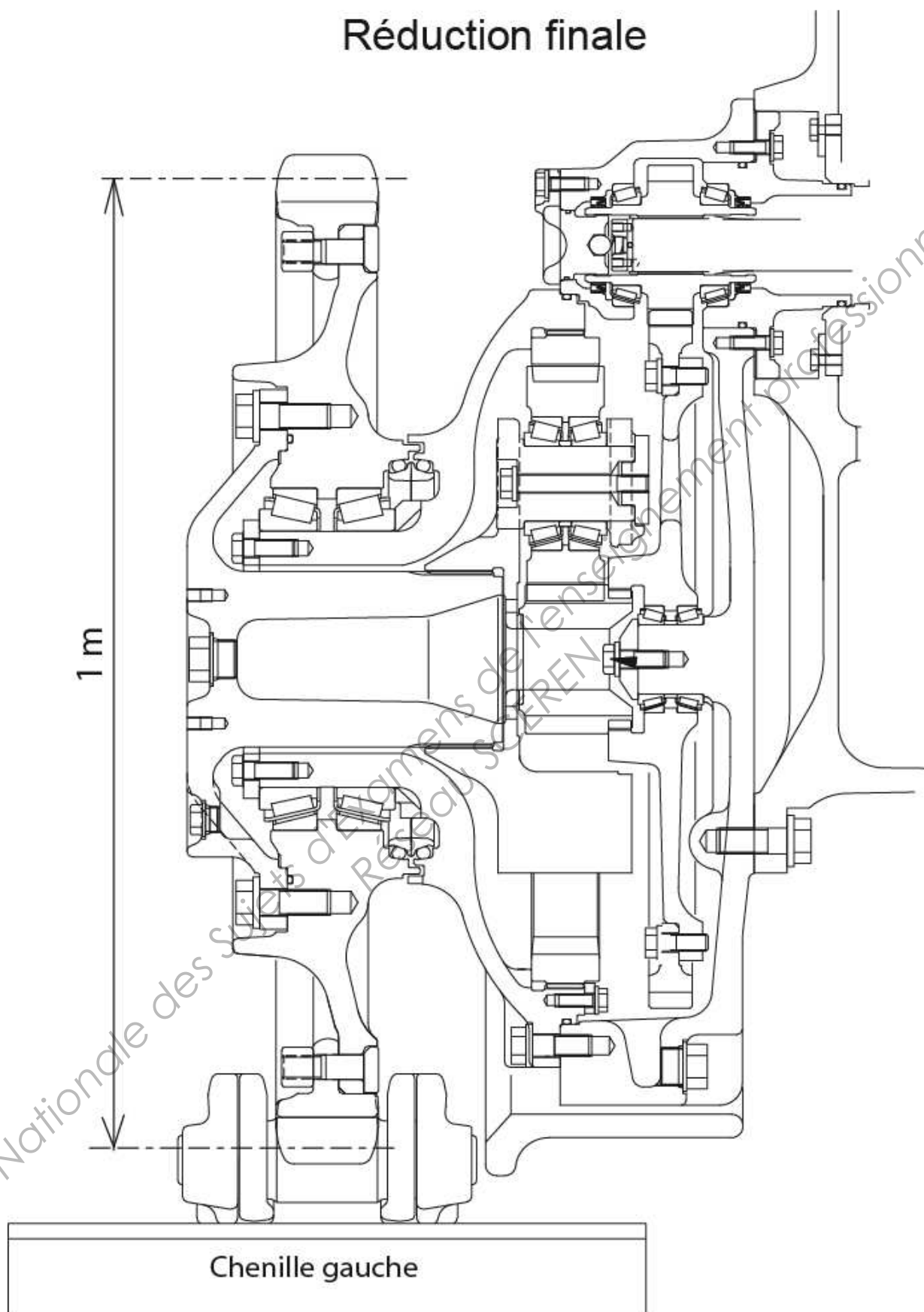
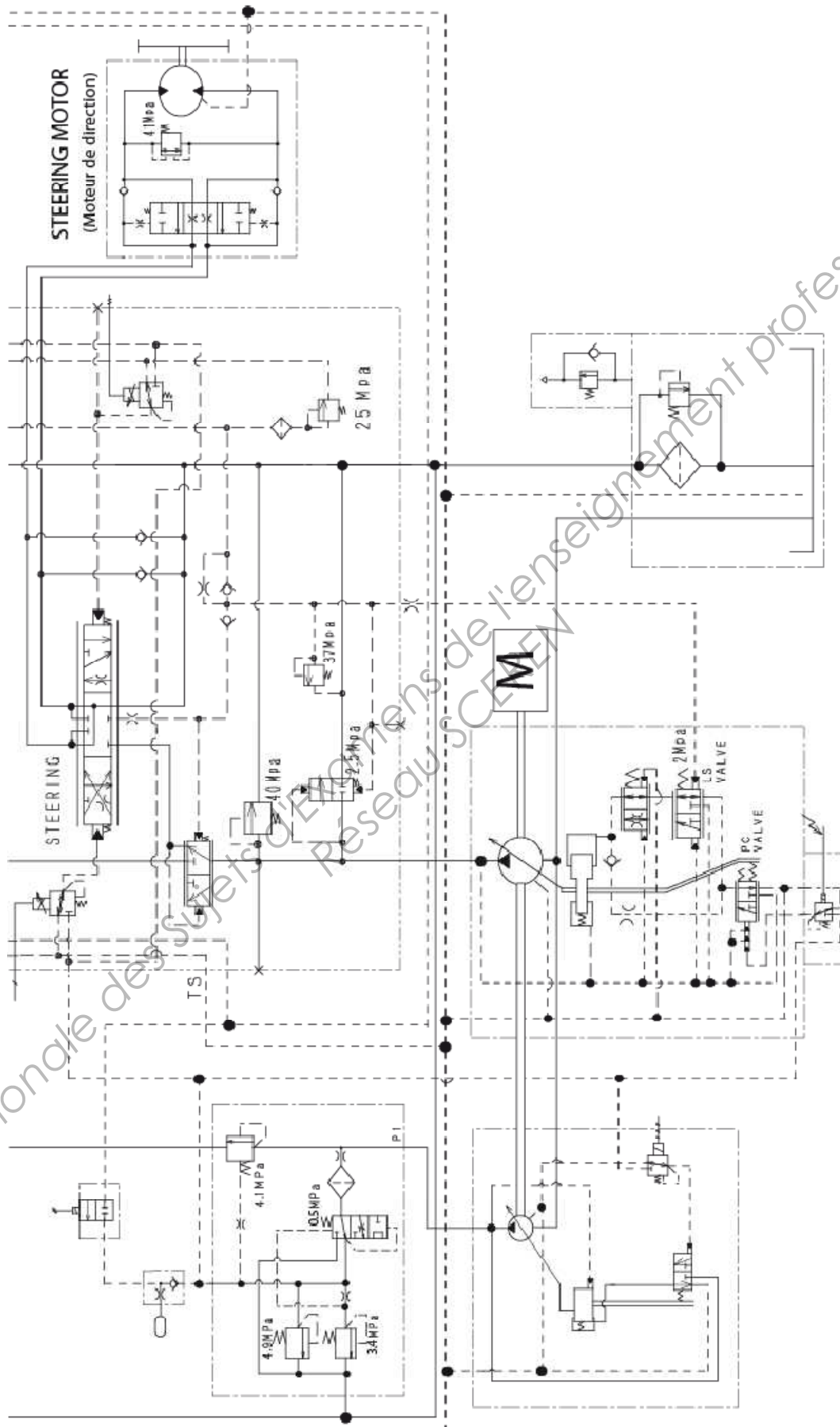
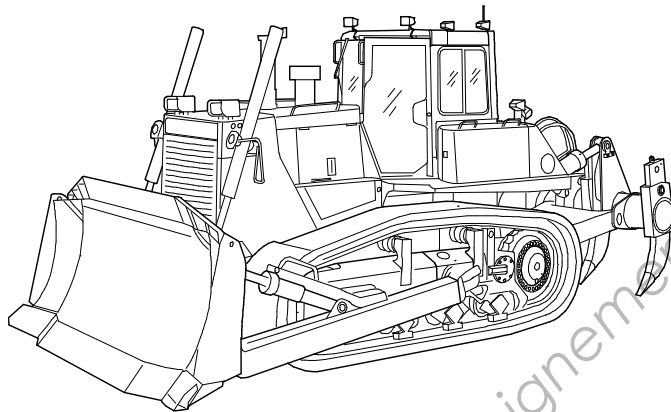


SCHÉMA HYDRAULIQUE PARTIEL (DIRECTION UNIQUEMENT)



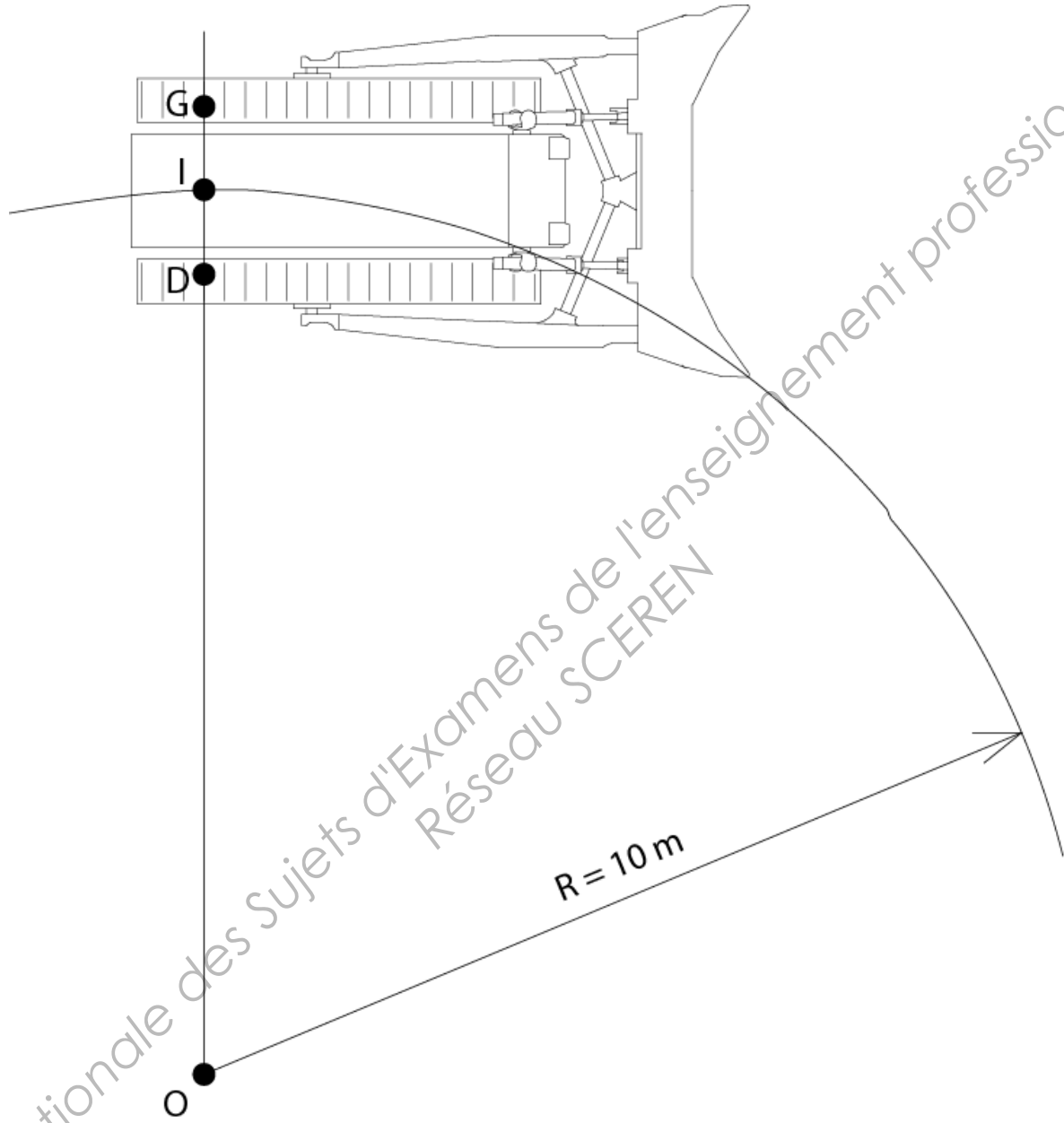
MODÉLISATION ET ÉTUDE PRÉDICTIVE DES SYSTÈMES



DOCUMENTS RÉPONSES

DR 1

Échelle libre.



Base Nationale des Sujets d'Examens de l'enseignement professionnel
Réseau SCEREN

DR 2

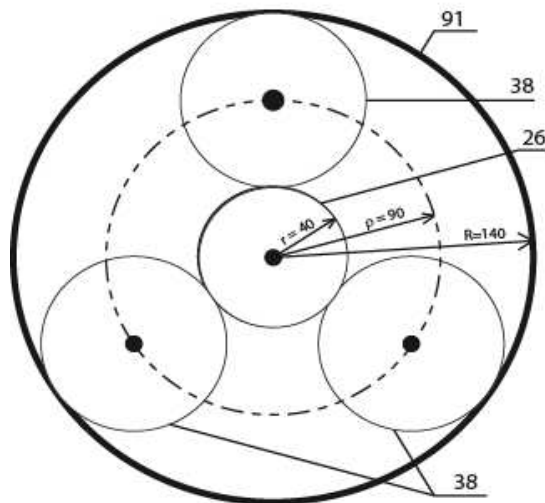


Figure 2

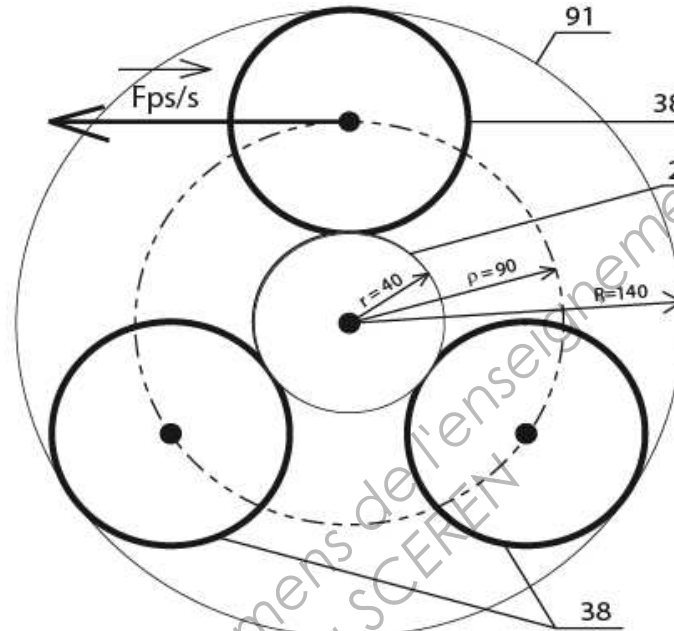


Figure 1

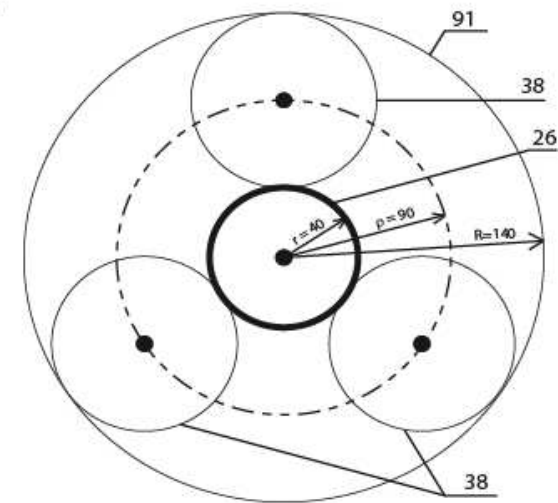


Figure 3

Hypothèses:

les actions mécaniques se situent dans le plan de symétrie des éléments en rotation représentés sur les figures 1, 2 et 3

- les pièces représentées en gras sont les pièces isolées ; les autres pièces sont représentées uniquement dans un souci de compréhension ;
- les liaisons sont parfaites ;
- l'action mécanique du porte satellite est répartie uniformément sur les trois satellites.