



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 2012

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

MODÉLISATION ET ÉTUDE PRÉDICTIVE DES SYSTÈMES

SESSION 2012

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).

Documents à rendre avec la copie :

Document réponse DR1 page 15/16
Document réponse DR2 page 16/16

Dés que le sujet vous est remis, assurez-vous qu'il est complet.
Le sujet comporte les pages numérotées de 1/16 à 16/16.

B.T.S. M.A.V.E.T.P.M.		Session : 2012
Modélisation et étude prédictive des systèmes	Code : MME4ME	Page 1 sur 16

SUJET

L'étude suivante sera consacrée à une machine de forage pour les mines souterraines fabriquée et assemblée en France, les dimensions et les caractéristiques ne correspondent pas exactement à celles de la machine originale.

Les machines de forage doivent répondre aux normes européennes EN 791 : 1995 dont les extraits vous sont fournis sur les documents DT6 et DT7. Les clients américains du constructeurs contestent parfois les résultats des tests effectués en France, le but de l'étude sera donc de vérifier la pertinence des tests.

1. Déplacement de la machine sur une pente

Les caractéristiques de la machine sont fournies document DT1 et la chaîne cinématique document DT2

Ce type de machine est autorisé à travailler sur une pente maximale de 20° et doit pouvoir se déplacer à une vitesse de 2,5 km.h⁻¹.

- 1.1** Exprimer en pourcentage la pente maximale au travail autorisée pour la machine.
- 1.2** La machine étudiée a une masse de 14.10³ kg, calculer son poids.
- 1.3** Calculer l'effort tangentiel aux roues nécessaire pour maintenir la machine dans la pente.
- 1.4** La machine étant en équilibre, en déduire l'effort tangentiel sur une roue.
- 1.5** La machine se déplace dans cette pente à la vitesse constante de 2,5 km.h⁻¹. Calculer la vitesse de rotation des roues.
- 1.6** Le mouvement de rotation est transmis à la roue par une réduction finale représentée DT4. A partir des caractéristiques des pignons constituant le réducteur à train épicycloïdal, montrer que le rapport de transmission de ce réducteur est 1/6.

Rappel de la formule de WILLIS :
$$r = \frac{w_c - w_{ps}}{w_p - w_{ps}} = -\frac{Z_p}{Z_c}$$

- 1.7** À l'aide de DT2, DT3, DT4 et du résultat précédent, déterminer le rapport de réduction global entre la sortie du moteur hydraulique et la roue.
- 1.8** Calculer la vitesse de rotation de l'arbre de sortie du moteur hydraulique (en rad.s⁻¹ et en tr.min⁻¹) lors du déplacement à 2,5 km.h⁻¹.

Pour la suite de l'étude, quels que soient les résultats précédents, on prendra l'effort de traction sur une roue égal à 11800 N et le rapport de réduction global de la chaîne cinématique égal à 1/77,5.

- 1.9** Calculer le couple de traction appliqué à une roue.
- 1.10** À partir de DT3 et DT4, déterminer le rendement global de la chaîne cinématique.
- 1.11** En déduire le couple que doit fournir le moteur hydraulique pour gravir la pente maximale.

B.T.S. M.A.V.E.T.P.M.		Session : 2012
Modélisation et étude prédictive des systèmes	Code : MME4ME	Page 2 sur 16

Pour la suite de l'étude, quels que soient les résultats précédents, on prendra le couple de sortie du moteur hydraulique égal à 460 N.m et la vitesse de rotation du moteur hydraulique égale à 860 tr.min⁻¹. Utiliser également les informations fournies sur DT1 et DT5

- 1.12** Calculer la puissance mécanique que doit fournir le moteur hydraulique à la transmission de la machine.
- 1.13** À partir du résultat précédent et des caractéristiques de la transmission hydrostatique, calculer la puissance que le moteur thermique doit pouvoir fournir.
- 1.14** Conclure en comparant cette valeur aux informations fournies DT10.
- 1.15** Calculer la différence de pression hydraulique nécessaire aux bornes du moteur hydraulique à cylindrée maxi pour gravir la pente à 20°.
- 1.16** En déduire la valeur de la haute pression (HP) dans le circuit. Cette pression est-elle atteignable ? Justifier la réponse.

2. Étude du freinage de la machine

- 2.1** À partir des extraits de la norme EN 791 : 1995 (DT6 et DT7), quels sont les systèmes de freinage devant équiper la machine ?
- 2.2** Tracer en vert, sur le document DR1, le circuit d'alimentation permettant de désactiver le frein de parking.
- 2.3** Quelles sont les conditions pour que ce défreinage soit possible ?
- 2.4** Tracer en rouge, sur le document DR1, le circuit d'alimentation des freins de services. Quels sont les organes qui entrent en action pour pallier à une défaillance de la pompe hydraulique ?
- 2.5** Colorier en vert, sur le document DR2, la ou les chambre(s) alimentée(s) par le circuit correspondant à la désactivation du frein de parking, et en rouge celle(s) correspondant à l'activation du frein de service (voir également DT9).

Le frein, représenté sur le document DT8 est constitué de 4 disques 13 (8 surfaces frottantes). Le serrage est obtenu par deux plateaux 11 tournant l'un par rapport à l'autre et s'écartant grâce à l'action de billes sur des rampes inclinées. L'effort de traction de la tige 10 étant ainsi transformé en rotation relative des plateaux presseurs.

Les disques de friction ont un diamètre intérieur $d = 66$ mm et un diamètre extérieur $D = 162$ mm

Le coefficient d'adhérence entre les disques est $\tan\phi = 0.071$

- 2.6** Calculer le rayon moyen des surfaces frottantes à l'aide de la formule :

$$R_{moy} = \frac{2}{3} * \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2}$$

B.T.S. M.A.V.E.T.P.M.		Session : 2012
Modélisation et étude prédictive des systèmes	Code : MME4ME	Page 3 sur 16

2.7 Pour répondre à la norme EN 791 : 1995 le frein de service doit être capable de fournir un couple de 2655 N.m. Calculer l'effort presseur sur les disques nécessaire à l'obtention de ce couple.

2.8 Une étude statique a permis de déterminer la relation entre l'effort presseur \vec{P} et l'effort de traction \vec{A} engendré par l'actionneur : $\|\vec{P}\| \cdot r \cdot \sin 15^\circ = \|\vec{A}\| \cdot R \cdot \tan 55^\circ$ où r est le rayon de positionnement des billes (r = 50 mm) et R le rayon d'accrochage des biellettes de commandes des plateaux presseurs (R = 120 mm).

En déduire la valeur de l'effort de traction fourni par l'actionneur correspondant au couple de freinage envisagé.

2.9 À partir des caractéristiques dimensionnelles de l'actionneur données DT9, calculer la pression nécessaire pour produire l'effort de traction déterminé précédemment.

2.10 Analyser le résultat obtenu par rapport aux pressions du circuit hydraulique sur DT5.

3. Motorisation de la machine

La machine est motorisée par un moteur Diesel décrit sur le document DT10. Elle est équipée d'un réservoir à gazole d'une contenance de 80 l.

3.1 Calculer la cylindrée unitaire de ce moteur C_u .

3.2 Calculer sa cylindrée totale Cyl.

3.3 Le moteur est réglé suivant les données fournies document DT1. A partir de ses courbes caractéristiques (DT10), déterminer :

- la puissance maxi disponible P_{Max} ,
- la consommation spécifique C_{sp} à puissance maxi,
- le couple moteur C_m à puissance maxi.

3.4 Déterminer la consommation horaire (en $kg\ h^{-1}$ et en lh^{-1}) de ce moteur à puissance maxi.

3.5 Déterminer l'autonomie de la machine à puissance maxi.

Pour la suite de l'étude, quels que soient les résultats précédents on considère une consommation horaire de $12\ kg.h^{-1}$

3.6 Calculer l'énergie apportée par la combustion du gazole Q en une heure de fonctionnement.

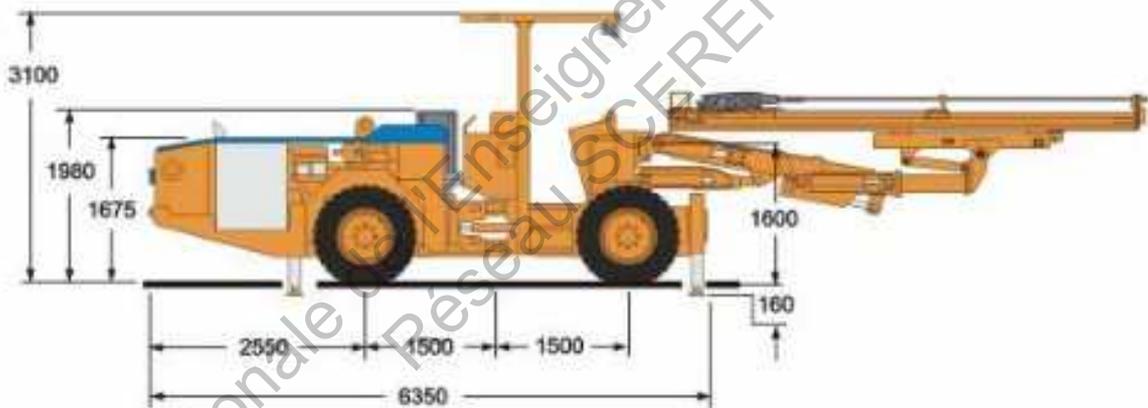
3.7 Calculer le travail horaire fourni par le moteur W.

3.8 Déterminer le rendement de ce moteur.

B.T.S. M.A.V.E.T.P.M.		Session : 2012
Modélisation et étude prédictive des systèmes	Code : MME4ME	Page 4 sur 16

DT 1

PHOTOS de la FOREUSE



Caractéristiques générales

Moteur thermique

- Régime maxi. à vide 2700 tr.min⁻¹
- Régime de puissance maxi. 2600 tr.min⁻¹

Transmission

4 roue motrices

Masse engin

14 000 kg

Diamètre des roues

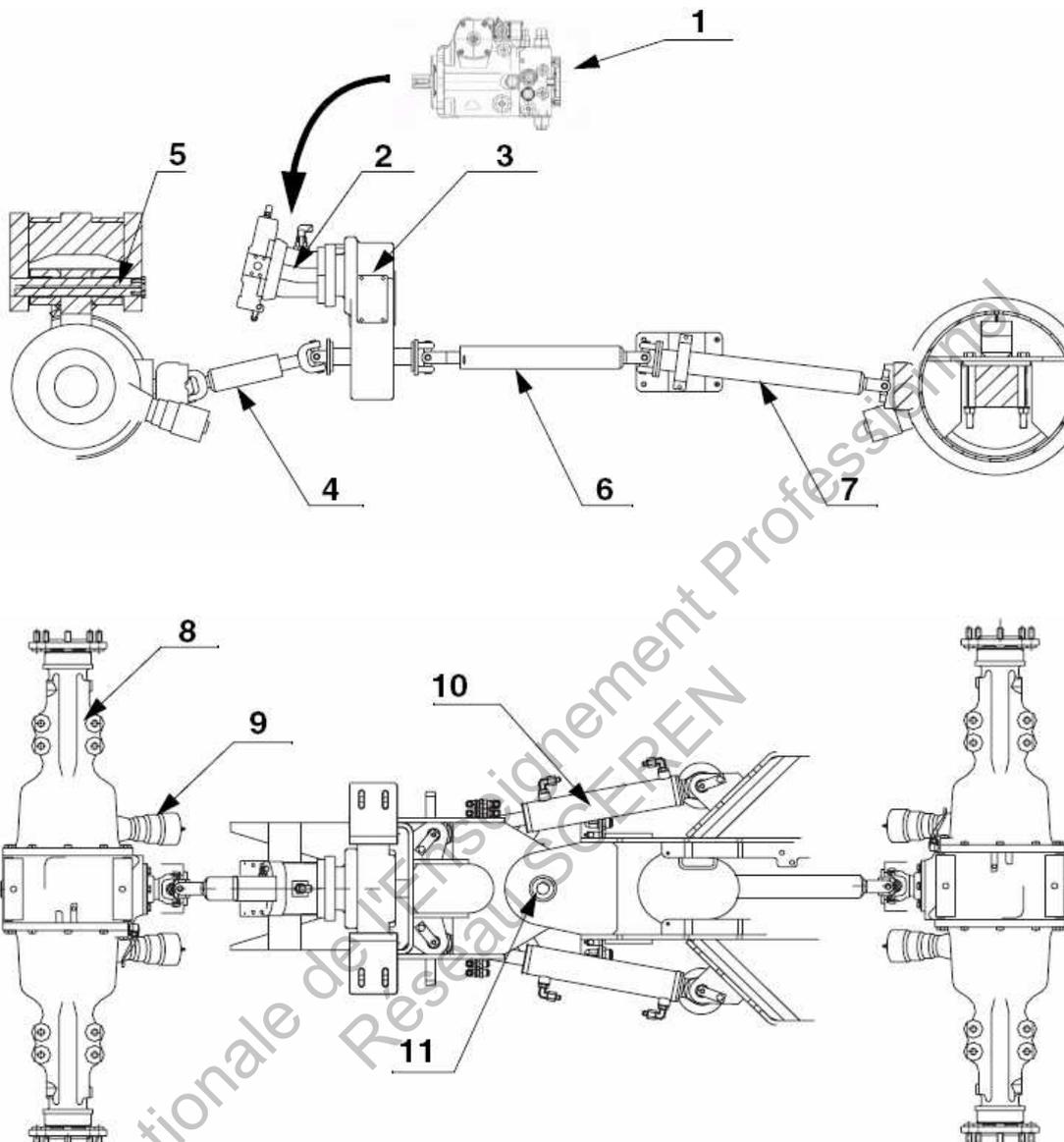
1.2 m

Transmission hydrostatique

- Rendement hydraulique pompe 0.96
- Rendement mécanique pompe 0.94
- Rendement hydraulique moteur 0.96
- Rendement mécanique moteur 0.94

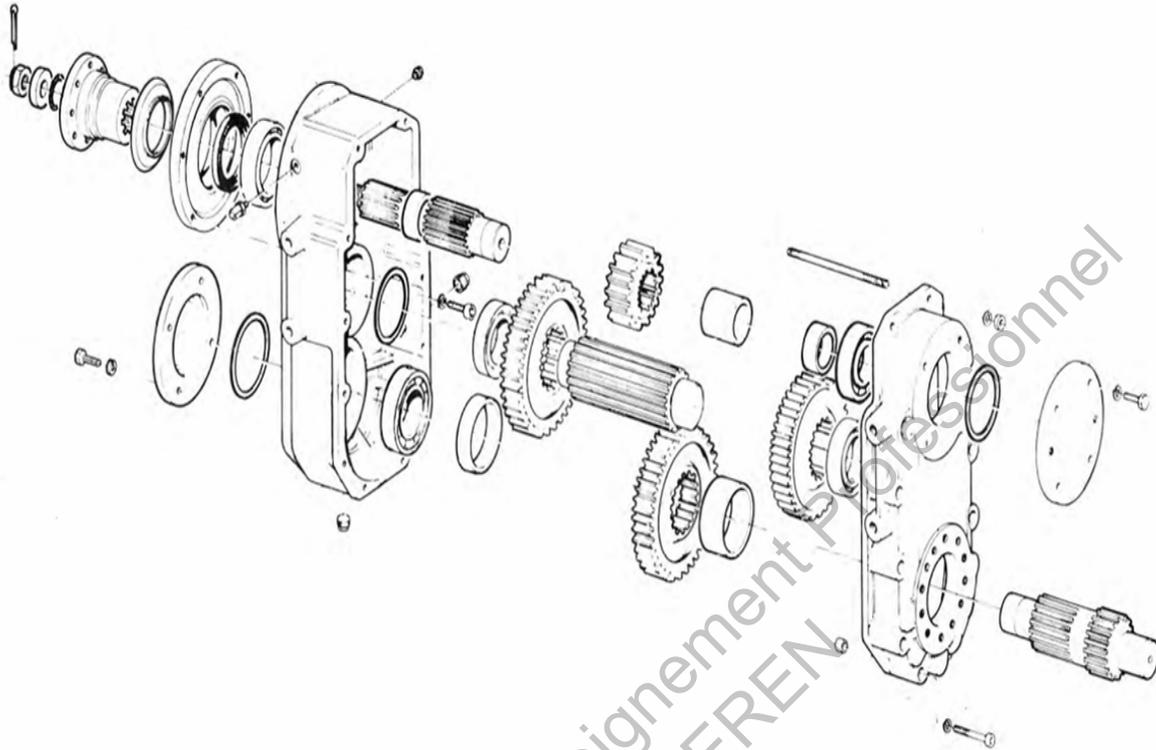
DT 2

Architecture de la transmission

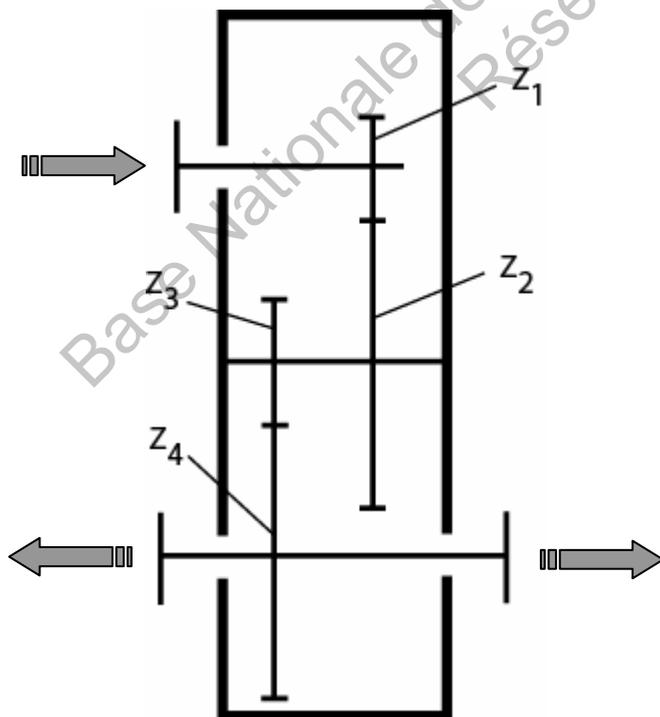


DT 3

Boîte de transfert



Chaîne cinématique de la boîte de transfert



Caractéristiques :

$Z_1 = 23$ dents

$Z_2 = 42$ dents

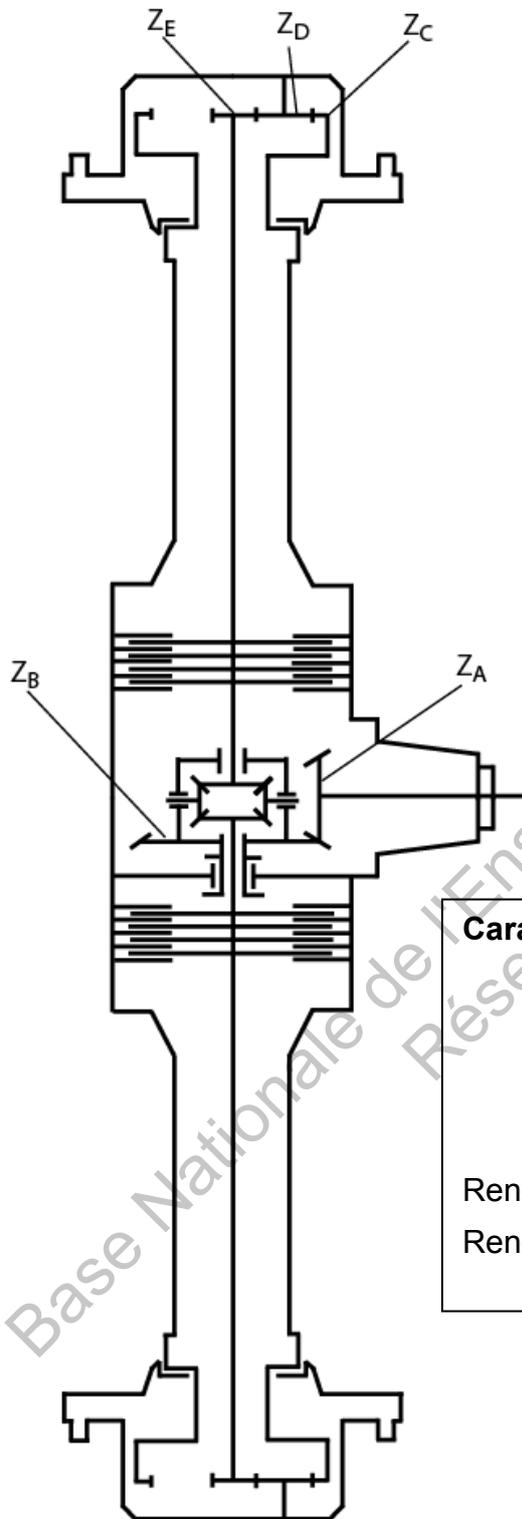
$Z_3 = 21$ dents

$Z_4 = 48$ dents

Rendement $\eta_{bt} = 0.96$

DT 4

Essieu moteur



Caractéristiques :

$Z_A = 11$ dents

$Z_B = 34$ dents

$Z_C = 70$ dents

$Z_D = 27$ dents

$Z_E = 14$ dents

Rendement couple conique $\eta_{cn} = 0.90$

Rendement train épicycloïdal $\eta_{ep} = 0.92$

DT 6

Extrait de la norme EN 791 : 1995

5.6 Freins du porteur

5.6.1 Généralités

Les appareils de forage autopropulsés doivent être capables de ralentir, de s'arrêter et de rester à l'arrêt de façon à assurer la sécurité dans toutes les conditions d'exploitation, de vitesse, de conditions de sol et de pente, telles que définies par le fabricant.

Les systèmes de freinage peuvent comporter des organes communs, cependant en cas de panne de l'un quelconque des organes autre que les pneumatiques, le système de freinage doit être en mesure d'arrêter l'appareil de forage en conformité avec les prescriptions spécifiées pour le système de freinage de secours. Il ne doit pas être possible de débrancher les freins des roues ou des chenilles depuis le poste de l'opérateur.

Quand la manoeuvre du circuit de freinage dépend d'une énergie hydraulique ou pneumatique accumulée et si la source d'alimentation devient inopérante, le système doit être capable d'encaisser au minimum cinq freinages consécutifs. Lors du cinquième freinage, la performance ne doit pas être inférieure à celle définie pour le système de freinage de secours.

Quand le système de freinage utilise un réservoir d'énergie, un manomètre doit être installé dans le champ de vision du conducteur. La pression minimale requise doit être indiquée sur le manomètre au moyen d'un marquage rouge, ou bien un système d'avertissement conforme au paragraphe 6.6 de l'ISO 3450:1985 peut être fourni.

Un appareil de forage, qui dispose d'un système de commande à distance pour les déplacements, doit être conçu de telle sorte que si le conducteur perd le contrôle pour une raison quelconque, la machine s'arrête automatiquement.

Pour les appareils de forage montés sur camion, tracteur ou remorque, les réglementations routières concernant les freins des véhicules s'appliquent.

5.6.2 Prescriptions générales pour les appareils de forage montés sur roues

Les appareils de forage montés sur roues doivent être équipés des dispositifs suivants :

- un système de freinage principal (service) ;
- un système de freinage de secours ;
- un système de frein de parcage (parking).

Les commandes des systèmes de freinage doivent remplir les prescriptions du paragraphe 8.1 de l'ISO 3450:1985.

Les systèmes de freinage pneumatique ou hydraulique doivent être conçus avec un double circuit de telle manière qu'au minimum deux roues situées de part et d'autre du véhicule soient freinées s'il y a une fuite. On doit prévoir des dispositifs pour contrôler l'état d'usure des freins et le niveau du fluide de freinage dans chaque réservoir.

B.T.S. M.A.V.E.T.P.M.		Session : 2012
Modélisation et étude prédictive des systèmes	Code : MME4ME	Page 10 sur 16

DT 7

Extrait de la norme EN 791 : 1995 (suite)

5.6.3 Système de freinage principal pour les appareils de forage montés sur roues

Le système de freinage principal doit fournir une force de freinage, exprimée en newtons, au moins équivalente à 35 % de la masse totale maximale de l'appareil de forage, multipliée par 9,81.

En plus de cette prescription, le système de freinage principal doit être capable de ralentir l'appareil de forage avec une décélération d'au moins 1 m/s^2 sur la pente maximale telle que définie par le fabricant.

Pour les appareils de forage munis d'une transmission hydrostatique, le dispositif de freinage peut être réalisé par l'intermédiaire de la transmission hydrostatique si les prescriptions de performances « de l'efficacité » définies auparavant sont remplies.

Le système de freinage doit être résistant à l'affaiblissement dû à l'échauffement voir C.2.3.

5.6.4 Système de freinage de secours pour les appareils de forage montés sur roues.

Un système de freinage de secours doit être fourni afin d'arrêter l'appareil de forage dans toutes les conditions d'exploitation, de vitesse, de condition de sol et de pente telles que définies par le constructeur au cas où le système de freinage principal serait en panne.

Le système de freinage de secours doit fournir une force de freinage, exprimée en newtons, au moins équivalente à 25 % de la masse totale maximale de l'appareil de forage, multipliée par 9,81.

De plus, le système de freinage de secours doit être capable de ralentir l'appareil de forage avec une décélération d'au moins 1 m/s^2 sur la pente maximale telle que définie par le fabricant. Pour atteindre cette force de freinage, on pourra utiliser en plus le frein de parcage.

Pour les appareils de forage ayant un frein principal hydrostatique, le système de freinage secondaire doit atteindre seul les performances de freinage demandées pour le frein principal.

5.6.5 Système de frein de parcage pour les appareils de forage montés sur roues et sur chenilles

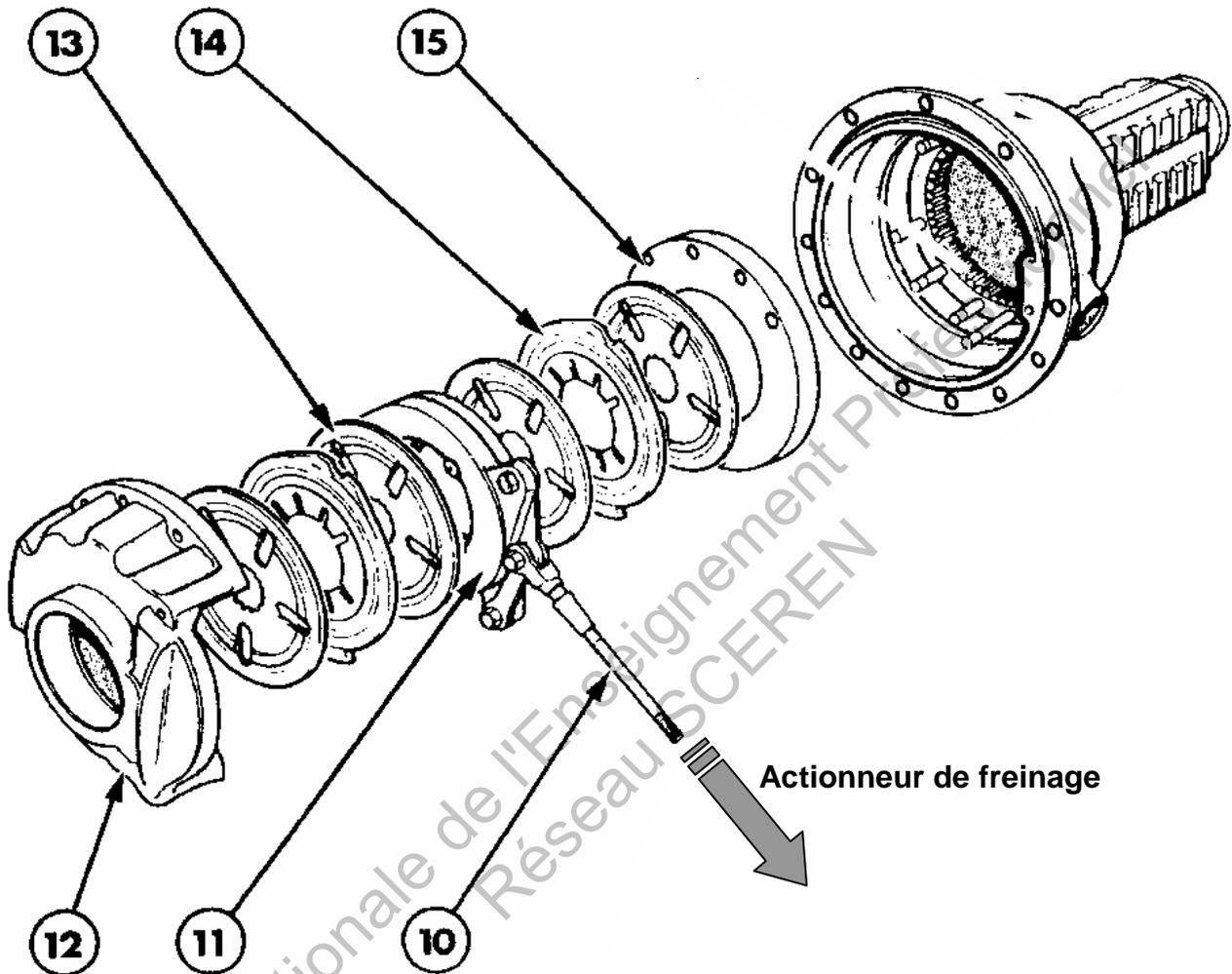
Un système de frein de parcage entièrement mécanique destiné à maintenir les machines en position d'arrêt doit être installé. Le système de frein de parcage doit être du type à verrouillage.

Le système de frein de parcage doit pouvoir retenir l'appareil de forage sur les pentes les plus abruptes sur lesquelles la machine est autorisée à travailler, jusqu'à un maximum de 20° , en conformité avec les spécifications du fabricant, avec un coefficient de sécurité de 1,2.

B.T.S. M.A.V.E.T.P.M.		Session : 2012
Modélisation et étude prédictive des systèmes	Code : MME4ME	Page 11 sur 16

DT 8

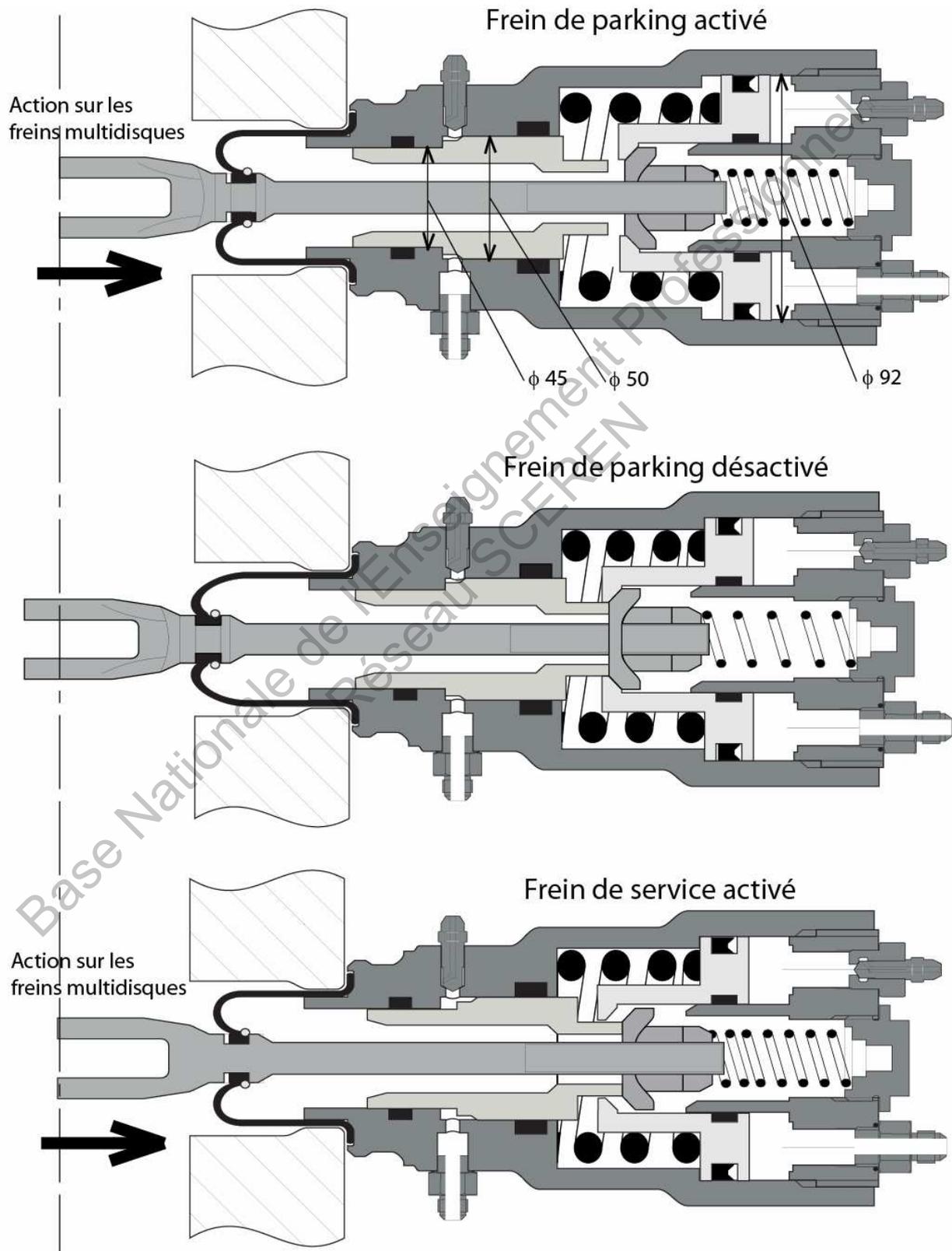
VUE ÉCLATÉE du 1/2 PONT



- 10 Tige de commande
- 11 Plateau de poussée
- 12 Carter
- 13 Disque de friction
- 14 Plateau intermédiaire
- 15 Plateau d'appui

DT 9

Actionneur de freinage



DT 10 MOTEUR

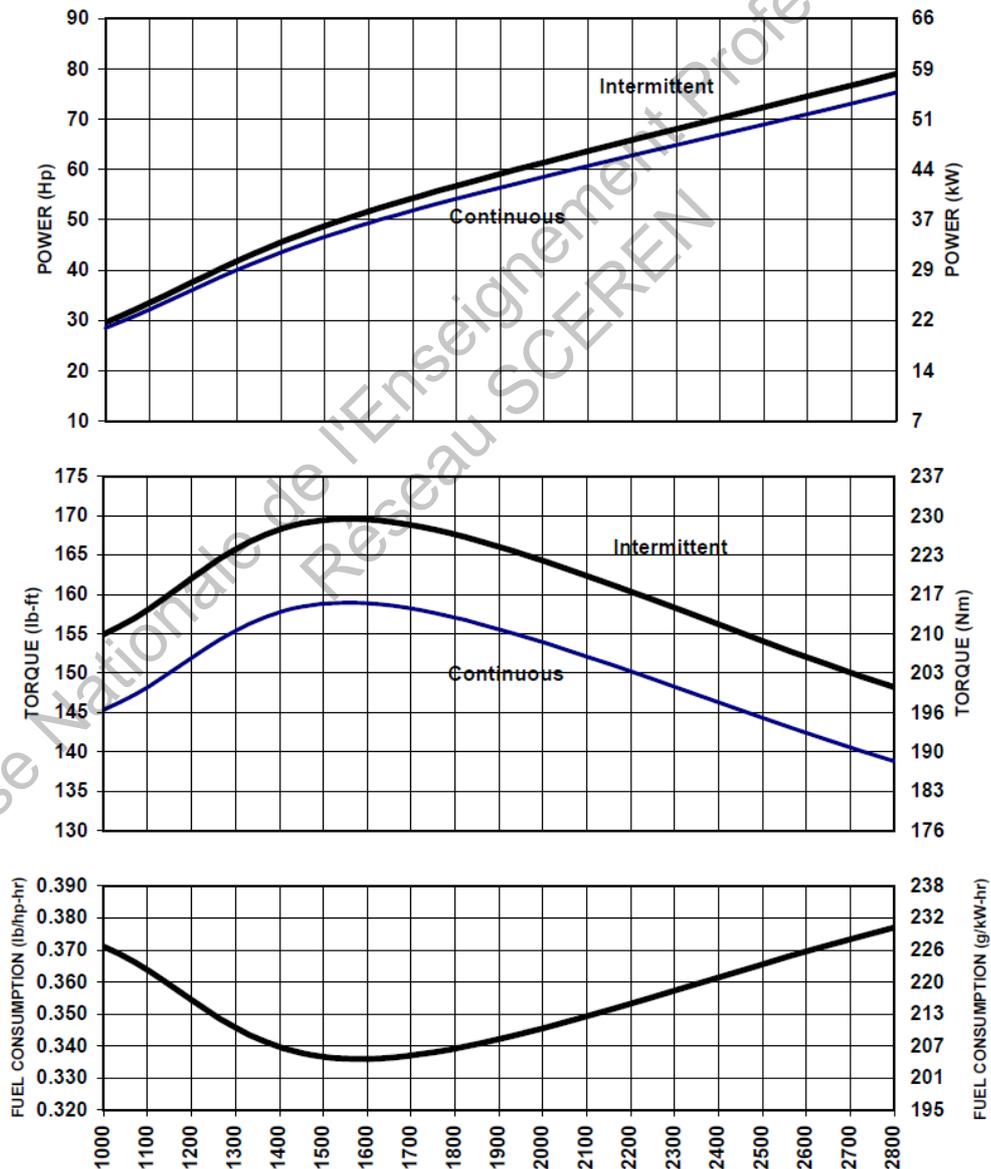


Nombre de cylindres :	4
Diamètre alésage :	94 mm
Course :	112 mm
Taux de compression :	17.5
Alimentation : gazole pci :	42 kJ g ⁻¹
Masse volumique gazole :	850 kg.m ⁻³

Courbes caractéristiques du moteur

ENGINE PERFORMANCE CURVES

ENGINE MODEL	BF4L2011
RATING STANDARD	ISO 3406
RATED INTERMITTENT POWER	79 Hp at 2800 rpm
MAX. TORQUE	169.5 lb-ft at 1600 rpm
EMISSION CERTIFICATION	EPA Tier 1 / COM 1/2



Tolerance: +/- 5% per ISO 3046
Reference conditions: 25 °C (77 °F) 99 kPa (29.31 in. Hg)
Fuel: 40 °C (104 °F) 0.850 ka/l (7.07 lb/gal)

Document: 9997117 (rev. 1)
Date: 01 Aug, 2002
Name: Reda Fam

DR 1

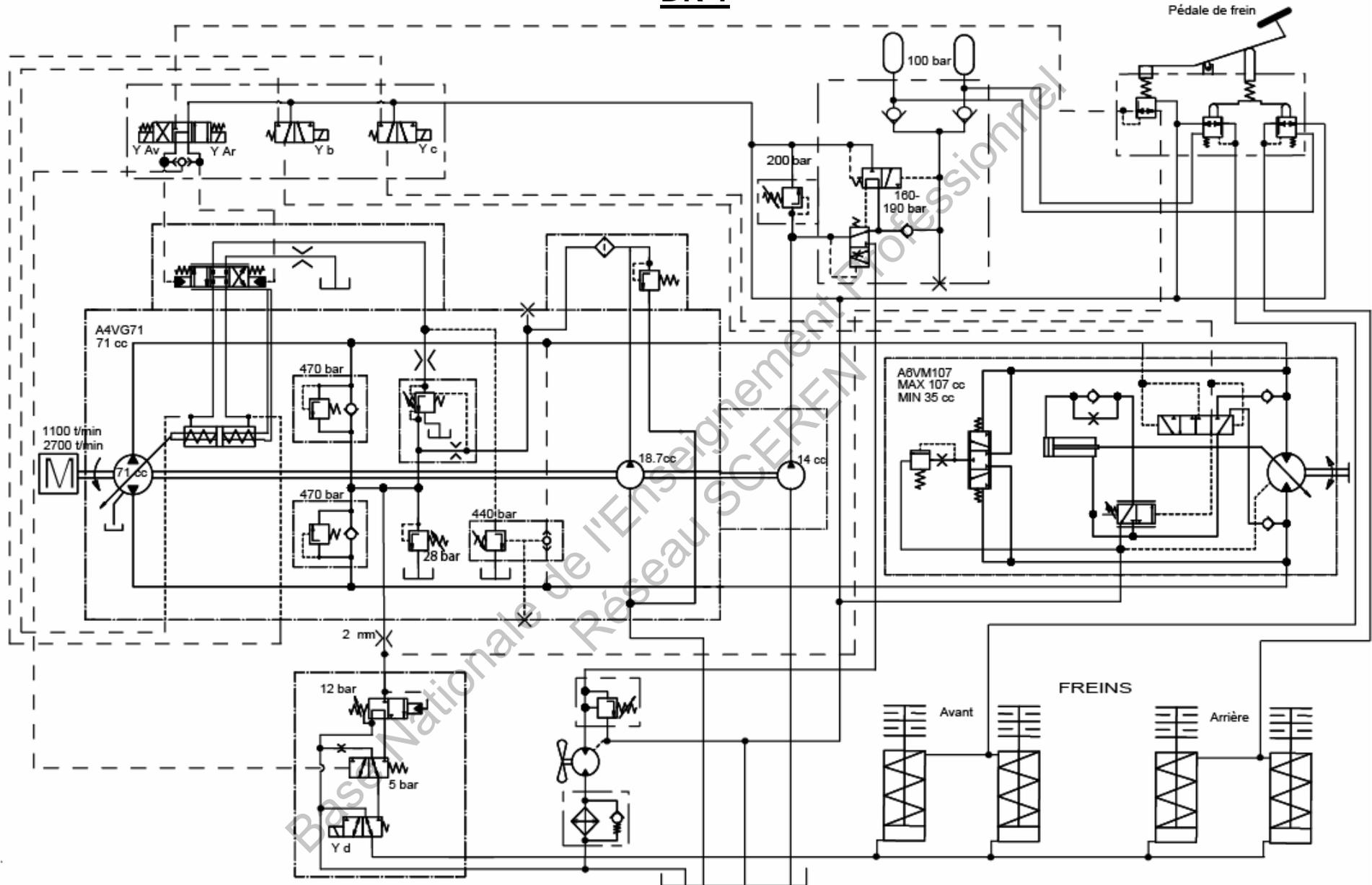


Schéma simplifié du circuit hydraulique de l'engin ne reprenant que les éléments utiles à la compréhension.

DR 2

Actionneur

