

SESSION 2020

**CAPLP
CONCOURS EXTERNE
ET CAFEP**

Section : GÉNIE MÉCANIQUE

Option : CONSTRUCTION

ANALYSE D'UN PROBLÈME TECHNIQUE

Durée : 4 heures

Calculatrice électronique de poche - y compris calculatrice programmable, alphanumérique ou à écran graphique – à fonctionnement autonome, non imprimante, autorisée conformément à la circulaire n° 99-186 du 16 novembre 1999.

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

Il est demandé au candidat d'utiliser des feuilles de copie distinctes pour chacune des parties traitées et d'insérer les documents réponses, complétés ou non, dans les copies relatives à la partie considérée. Le candidat pourra apporter tous les compléments qu'il souhaite sur ces mêmes copies. L'ensemble sera alors placé dans une copie servant de « chemise » pour toute la composition.

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.

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 externe du CAPLP de l'enseignement public :

Concours	Section/option	Epreuve	Matière
EFE	4100J	101	7397

► Concours externe du CAFEP/CAPLP de l'enseignement privé :

Concours	Section/option	Epreuve	Matière
EFF	4100J	101	7397

Bloc frein compact ferroviaire

1. Problématiques du freinage ferroviaire : sécurité et compacité

1.1. Contextualisation d'un train de marchandise

Aujourd'hui le transport ferroviaire de marchandise est encore peu utilisé. On compte 33 milliards de t.km (tonne kilomètre) pour le ferroviaire en 2017 contre 307 milliards de t.km pour le transport routier, (source INSEE).

L'impact en émission de CO₂ du train à traction électrique reste très inférieur à celui du transport routier. L'avantage essentiel du train reste sa faible résistance à l'avancement, lié au contact acier/acier des roues sur les rails. En contrepartie, la gestion de la motricité et du freinage doit être élaborée en raison du faible coefficient de frottement de ce couple de matériau.

Le sujet porte sur le bloc de freinage BFC, conçu et fabriqué par la société Faiveley.

L'unité de commande du système de freinage est située sur une locomotive BB36000 produite par ALSTOM.

Les attendus du système de freinage sont les suivants :

- continu : le freinage de chaque wagon se pilote depuis un seul point du train ;
- automatique : déclenchement automatique si rupture de rame.

Le cahier des charges nous impose de vérifier les capacités de sécurité et de compacité de chaque bloc frein, objet de l'étude.

Pour cette étude, on s'intéresse à un train de marchandise défini comme suit :

- une motrice de 88t, longueur 19 m
 - quinze wagons de 99t, longueur 18m
- Chaque wagon dispose de deux bogies, portés par deux essieux.

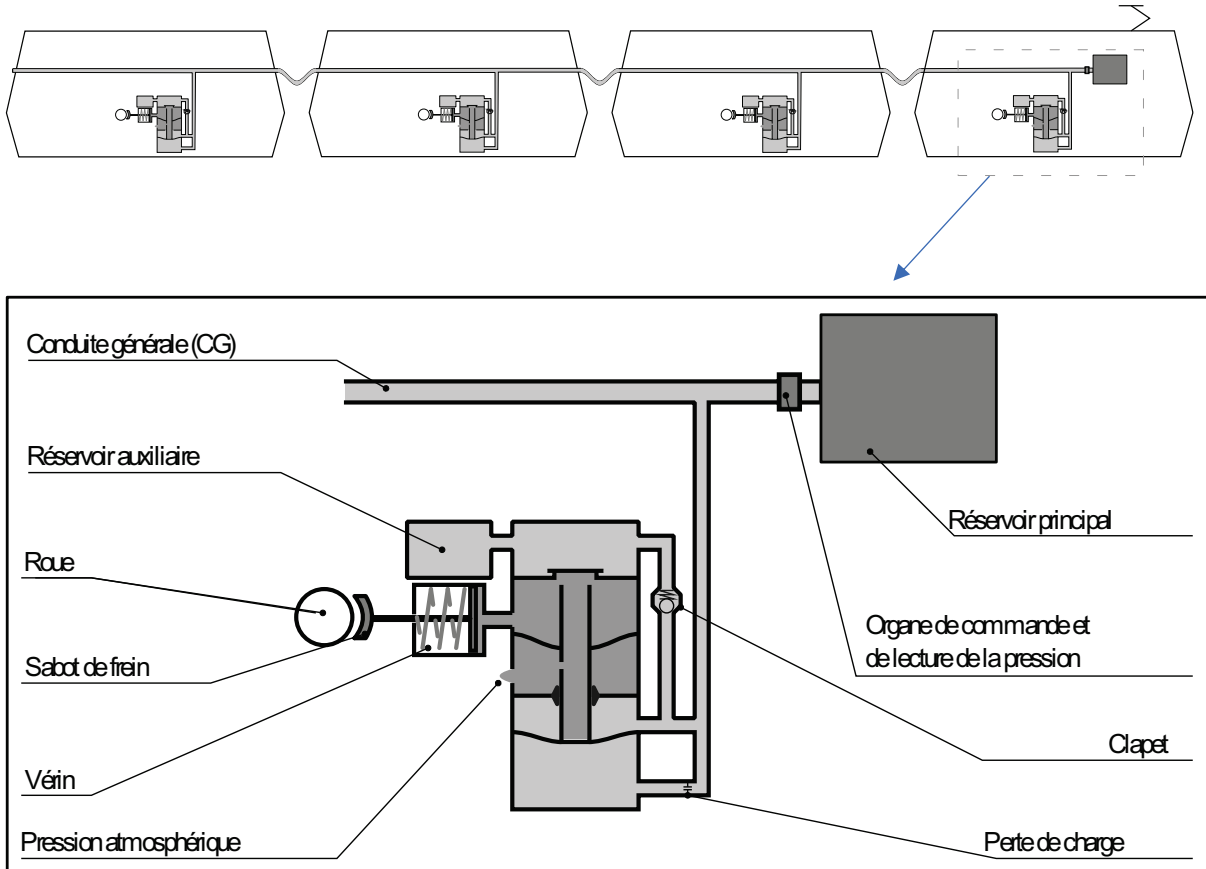


L'étude proposera plusieurs modélisations, d'un degré de complexité croissant.

1.2. Principe du frein à commande pneumatique

Une conduite d'air, nommée conduite générale, parcourt le train sur toute sa longueur. En l'absence de consigne de freinage, la conduite générale est gonflée à 5 bars, ce qui permet de remplir des réservoirs auxiliaires sur chaque wagon. Lorsque le conducteur du train désire freiner, il commande une baisse de pression dans la conduite générale, ce qui déclenche le freinage. On note qu'ainsi une rupture d'attelage a pour effet de mettre la conduite générale à la pression atmosphérique et de déclencher automatiquement le freinage.

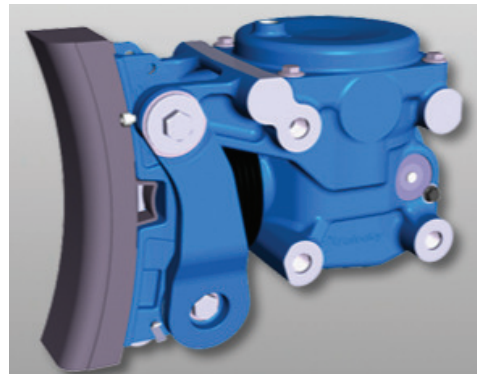
Schéma de principe :



1.3. Présentation du Frein à sabot BFC

La société Faiveley, équipementier ferroviaire, a développé un frein à sabot compact. Ce frein utilise une transformation à came (DT 10) pour proposer un effort important tout en adoptant un piston de taille réduite.

Ce frein est présenté sur les documents DT1, DT6, DT8, DT9.



1.4. Mise en situation par l'utilisation des diagrammes.

- Question 1.** A partir de la description SysML (DT1, DT2.1, DT2.2, DT3) compléter la chaîne « Information-Energie » du DR1.
- Question 2.** Pour chaque flux détaillé dans le diagramme de bloc interne du frein (IBD frein), indiquer le nom des grandeurs qui le compose ainsi que leurs unités (SI).
- Question 3.** A partir de l'IBD (DT3), compter le nombre d'éléments intervenant dans le fonctionnement du système de freinage embarqué sur le train.

2. Approche globale du freinage

On souhaite valider différents modèles de connaissance associés au freinage d'une rame.

2.1. Etude simplifiée du freinage d'une rame complète à partir du modèle de DAVIS

Le train définit dans la problématique circule en ligne droite, sur une portion de voie horizontale.

On notera dans cette étude :

m : masse totale du train

F_t : force de traction de la locomotive

R : résistance à l'avancement du train

T : force de freinage

V : vitesse du train

V_0 : vitesse initiale du train

\dot{V} : accélération du train

$\tan \varphi$: le facteur de frottement roue / rail, supposé constant ($\tan \varphi = 0,08$)

ε : la consigne de freinage ($0 < \varepsilon < 1$) définie telle que $T = \varepsilon \cdot \tan \varphi \cdot m \cdot g$

On propose dans un premier temps de quantifier la résistance à l'avancement en utilisant le modèle de Davis, spécifiquement élaboré pour le transport ferroviaire. (document ressource 1)

Question 4. A partir de l'expression de R donnée, calculer les termes A, B, C et R pour une vitesse de 80 km.h^{-1} .

On suppose le train est en phase de freinage. L'action de l'ensemble des freins est modélisée par un glisseur constant d'axe parallèle à \vec{x} .

Question 5. En utilisant le principe fondamental de la dynamique, déterminer l'équation du mouvement du train en phase de freinage.

Une résolution numérique (DR2) a permis de trouver la loi d'évolution de la vitesse en fonction du temps et d'accéder aux distances d'arrêt pour diverses forces de freinage et vitesses initiales.

Question 6. Déterminer, la distance d'arrêt pour un train ayant une vitesse initiale de 80 km.h^{-1} et pour une consigne de freinage $\varepsilon = 1$.

Question 7. Résoudre l'équation du mouvement trouvée en question 5 en négligeant le terme « R » et déterminer la distance d'arrêt « d » en fonction de V_0 , m et T .

Question 8. Calculer les distances d'arrêt pour $V_0 = 80 \text{ km.h}^{-1}$ et pour une consigne de freinage $\varepsilon = 1$.

Question 9. Refaire l'application numérique pour les consignes de freinage suivantes :

$$\varepsilon \cdot \tan \varphi = 0,01 ; 0,02 ; 0,04 ; 0,06$$

Question 10. Reporter ces valeurs sous forme d'une courbe sur l'abaque du DR2.

Question 11. Conclure sur l'hypothèse énoncée en question 7.

2.2. Approche élaborée à partir d'un modèle de connaissance

2.2.1. Locomotive seule

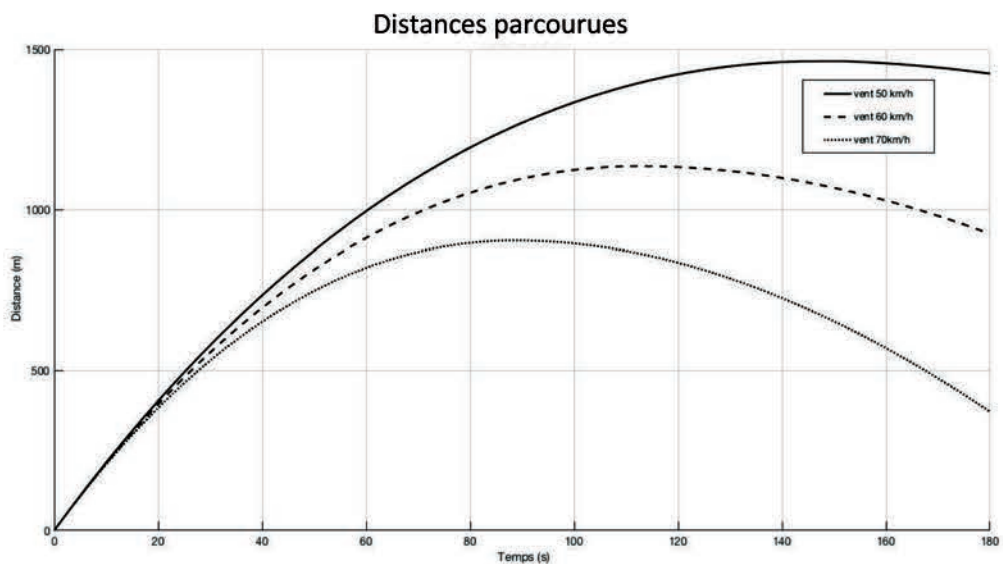
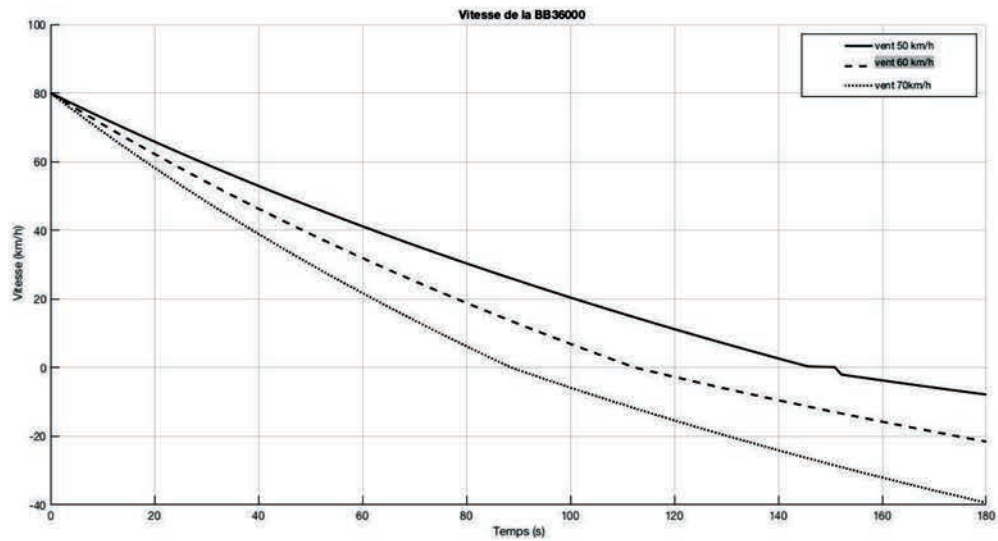
Le premier modèle porte sur le freinage d'une locomotive BB36000 seule, soumise aux actions aérodynamiques uniquement.

On propose les graphes de distances parcourues ainsi que ceux des vitesses en fonction du temps pour une action du vent sur la face avant de la locomotive.

La vitesse initiale de la locomotive est de 80 km.h^{-1} et l'action du vent a été simulée pour 3 vitesses.

$V_{\text{vent}} = 70, 60, 50 \text{ km.h}^{-1}$.

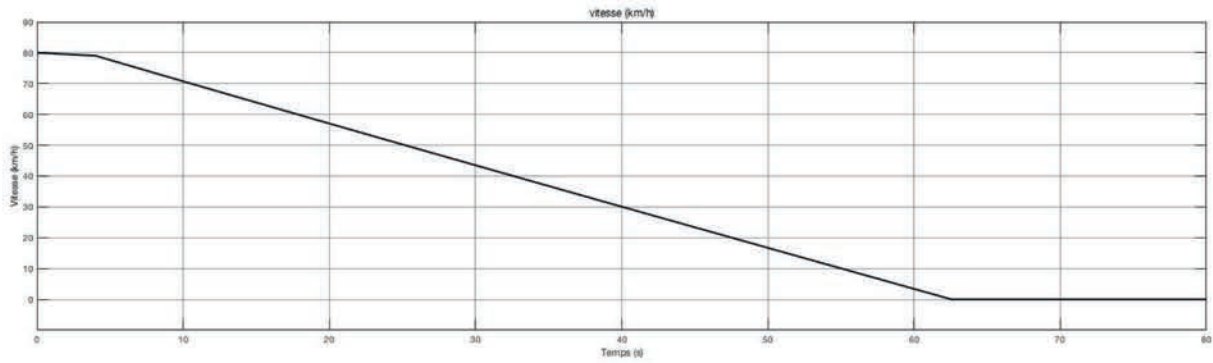
Question 12. Sur les deux graphes fournis ci-après, déterminer les durées ainsi que les distances parcourues par la locomotive jusqu'à l'arrêt. Comment identifie-t-on l'arrêt sur le graphe des distances parcourues.



Question 13. Est-il judicieux de considérer un modèle sans l'action du vent ?

On simule le freinage constant de la locomotive jusqu'à l'arrêt sous l'action du frein et de l'air ambiant. L'action du frein débute à $t=4$ s.

Question 14. A partir du graphe proposé, donner la durée et la distance de freinage pour $V_{\text{vent}}=0 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, terrain plat et une vitesse initiale de $80 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$.

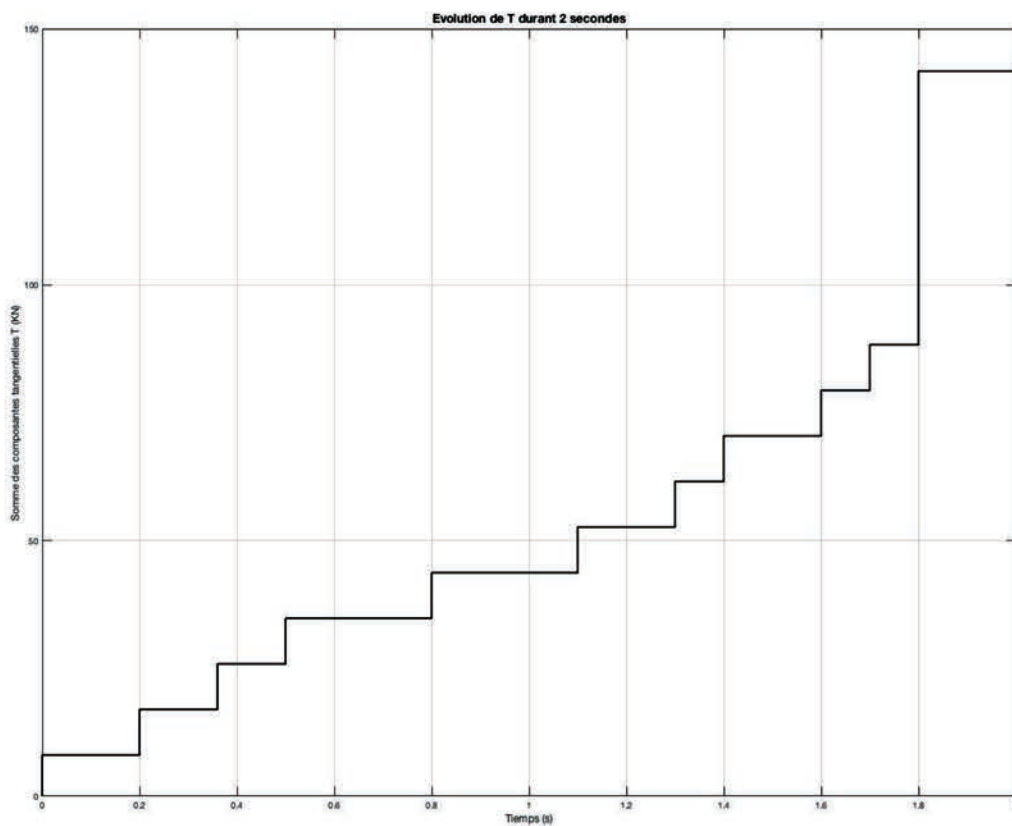


2.2.2. Locomotive et 15 wagons

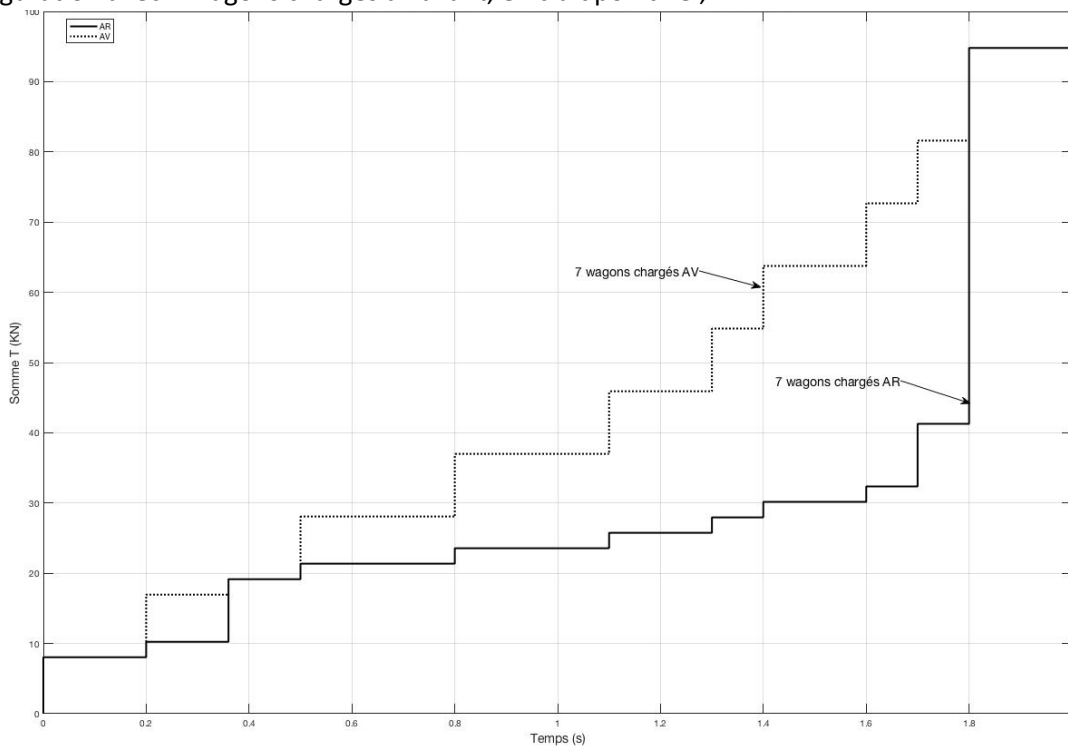


Question 15. A partir du graphe de la propagation de la variation de pression dans la conduite générale (document ressource 4), relever, pour une dépression de deux bars (soit 200000 Pa), le temps au bout duquel le relais de commande enclenche le freinage du dernier wagon.

Question 16. Dans le cas où tous les wagons sont chargés à leur maximum de fret et à partir du graphe d'évolution « Evolution de T durant 2 secondes » ci-dessous, calculer la valeur de la décélération maximale du train.



On donne le graphe ci-dessous comparant deux situations distinctes sur le même chargement de fret :
 Configuration avec 7 wagons chargés à l'arrière, en trait plein ;
 Configuration avec 7 wagons chargés à l'avant, en trait pointillé ;



Question 17. En justifiant votre réponse, indiquer quelle configuration provoquera la distance d'arrêt la plus courte.

Question 18. Dans le cas d'un wagon vide (masse à vide : 15 t) quel phénomène risque de se produire si la pression de commande est la même que pour un wagon chargé (99 t). Quel système peut être mis en place ?

L'arrêt au bout du freinage provoque un à-coup sur la rame. Il est nécessaire de prévoir une variation d'accélération afin de réduire ces chocs.

On appelle « jerk », le taux de variation de l'accélération. On appelle « snap » le taux de variation du « jerk ». Sur le document ressource 2, on indique Tj et Ts qui expriment les durées du « jerk » et du « snap ».

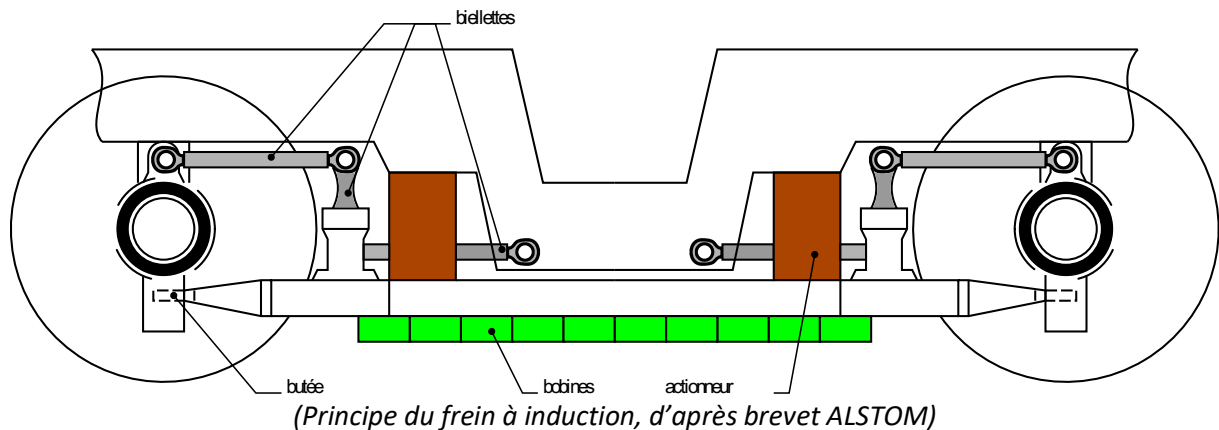
Question 19. A partir du graphe des vitesses du document ressource 2, indiquer par un calcul simple la valeur de l'espace parcouru pour l'arrêt. Comparer les espaces parcourus par les trois configurations. Quel est l'intérêt de maîtriser les variations d'accélération ?

2.3. Freiner indépendamment du contact roue-rail : étude du frein à courant de Foucault sur un train rapide

Les limites du contact roue / rail mettent en évidence l'intérêt d'une solution de freinage sans contact. Principe de fonctionnement du frein à courant de Foucault :

Un ensemble de bobinages, guidé par un jeu de biellettes, est approché du rail par un groupe d'actionneurs. Les bobines, excitées par un courant, génèrent ensuite un champ magnétique qui traverse le rail, induisant un courant dans celui-ci. Il en résulte un effort entre le rail et les bobines, ainsi qu'un échauffement du rail.

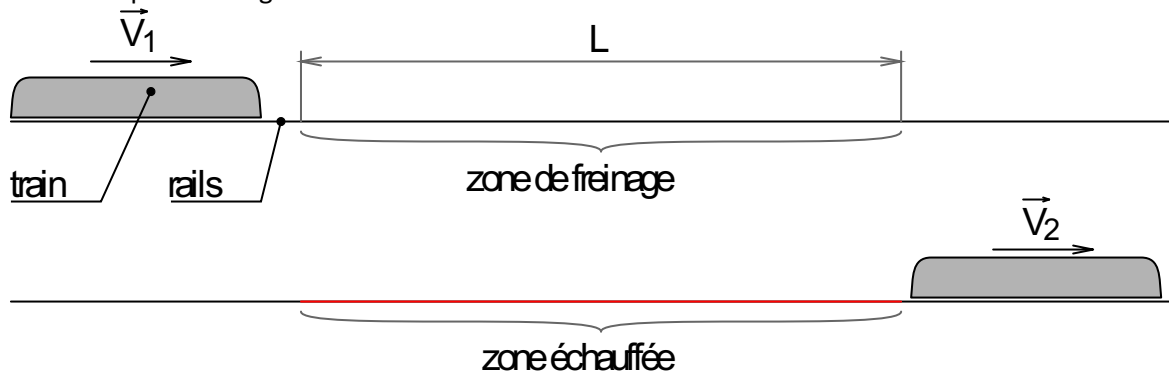
L'effort des bobines sur les rails permet de freiner le train, sans toutefois pouvoir le mener à l'arrêt. L'échauffement des rails est un phénomène gênant car il engendre une dilatation et une contrainte dans les rails.



L'objectif de cette partie est de quantifier la sollicitation de compression dans les rails due à l'échauffement.

2.3.1. Hypothèses de l'étude

Avant et après freinage :



L'ensemble de l'énergie cinétique absorbée est converti en chaleur dans le rail.

Le rail s'échauffe uniformément dans la zone où l'on freine et ne s'échauffe pas en dehors de cette zone.

On suppose que la contrainte de compression dans le rail est nulle avant le passage du train.

Le train est assimilé à une masse ponctuelle en translation.

2.3.2. Données

Vitesse d'entrée dans la zone de freinage : $V_1=220 \text{ km.h}^{-1}$

Vitesse de sortie de la zone de freinage : $V_2=60 \text{ km.h}^{-1}$

Longueur de la zone de freinage : $L=2 \text{ km}$

Masse du train : $m=1573.10^3 \text{ kg}$

Section d'un rail : 7764 mm^2

Module d'élasticité des rails : $E=210 \text{ GPa}$

Coefficient de dilatation thermique de l'acier : $\alpha=12.10^{-6} \text{ K}^{-1}$

Chaleur spécifique massique de l'acier $C_{\text{acier}}=500 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$

Masse volumique de l'acier : $\rho_{\text{acier}}=7700 \text{ kg.m}^{-3}$

2.3.3. Détermination de la contrainte dans les rails

Question 20. Calculer la variation d'énergie cinétique du train durant son évolution de la vitesse V_1 à la vitesse V_2 .

Question 21. Calculer l'échauffement du rail dans la zone échauffée.

La chaleur à fournir pour un échauffement ΔT d'un matériau vaut :

$$Q = m \cdot C \cdot \Delta T \text{ où :}$$

m : masse du solide échauffé en kg

C : chaleur massique

Q : chaleur apportée en J

ΔT : échauffement en K

La déformation sous l'effet d'un échauffement est donnée par la relation : $\varepsilon = \alpha \cdot \Delta T$

Question 22. En utilisant la loi de Hooke, calculer la contrainte engendrée par l'échauffement.

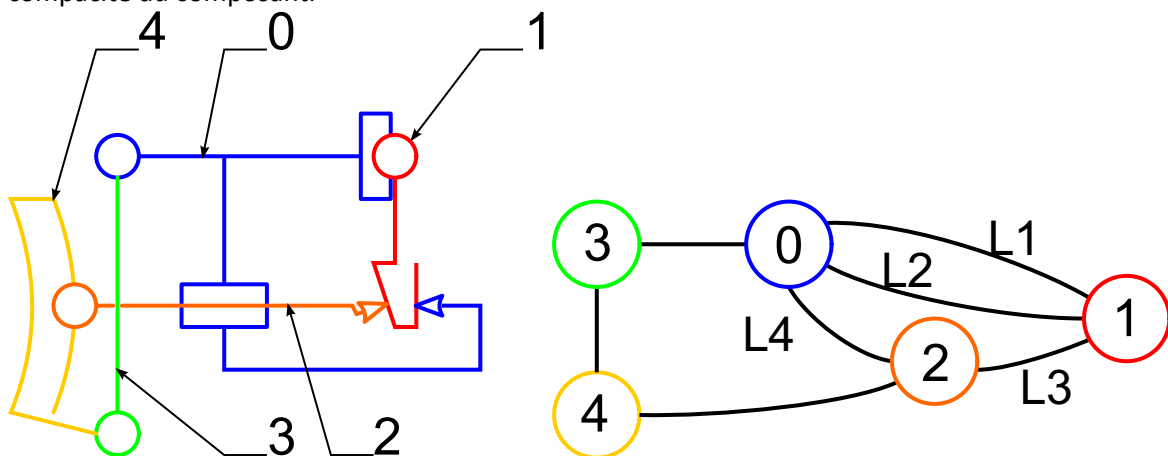
Question 23. Conclure sur l'utilisation de ce mode de freinage si plusieurs trains venaient à l'utiliser consécutivement sur une même portion de voie.

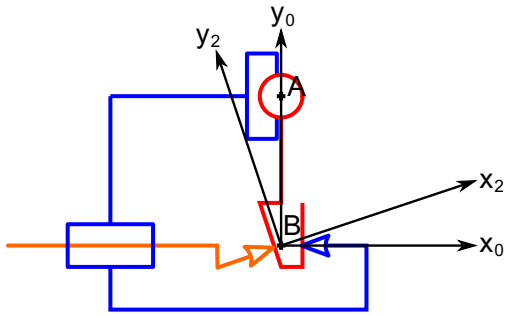
3. Vérification des éléments du cahier des charges

3.1. Validation de la solution piston-came

3.1.1. Validation du guidage :

Le guidage en translation du piston utilise une solution particulière qui est au cœur du gain de compacité du composant.





Paramétrage :

$$\overrightarrow{AB} = -a\overrightarrow{y_0}$$

$$(\overrightarrow{x_0}, \overrightarrow{x_2}) = \alpha$$

Solution technique	Modèle	Localisation	Dénomination
Centrage court du piston dans son alésage	Sphère cylindre	A	L1
Galets de reprise d'effort	Linéaire rectiligne	B	L2
Galets de transmission d'effort	Linéaire rectiligne	B	L3
Centrage long	Pivot glissant	B	L4

Le dessin de définition du piston (DT10) indique que le piston existe en de nombreuses versions. Sur chacune on observe que les rampes présentent deux pentes, définies par les angles α et β .

Question 24. Sachant que le freinage s'effectue toujours sur la pente d'angle α , quel est le rôle de la pente d'angle β ?

Dans les questions qui suivent on adoptera la notation imposée pour les diverses composantes de vitesse angulaire et linéaire.

A titre d'exemple pour le torseur cinématique de 2 par rapport à 1 de la liaison L3 :

$$\{V_{2/1}\} = \begin{Bmatrix} \omega_{x21} & 0 \\ 0 & V_{y21} \\ \omega_{z21} & V_{z21} \end{Bmatrix}_{B, \overrightarrow{x_2}, \overrightarrow{y_2}, \overrightarrow{z_2}} = \begin{Bmatrix} \omega_{x21} \cdot \cos\alpha & -V_{y21} \cdot \sin\alpha \\ \omega_{x21} \cdot \sin\alpha & V_{y21} \cdot \cos\alpha \\ \omega_{z21} & V_{z21} \end{Bmatrix}_{B, \overrightarrow{x_0}, \overrightarrow{y_0}, \overrightarrow{z_0}} = \{V_{L3}\}$$

Etude du cycle 0-3-4-2

Question 25. En utilisant la loi de composition des vitesses angulaires, montrer que la vitesse de rotation de 2 par rapport à 0 est nulle.

Etude des cycles 0-2-1

Question 26. Déterminer en B le torseur cinématique de 1 par rapport à 0 noté $\{V_{L3 L4}\}$ équivalent aux liaisons L3 et L4.

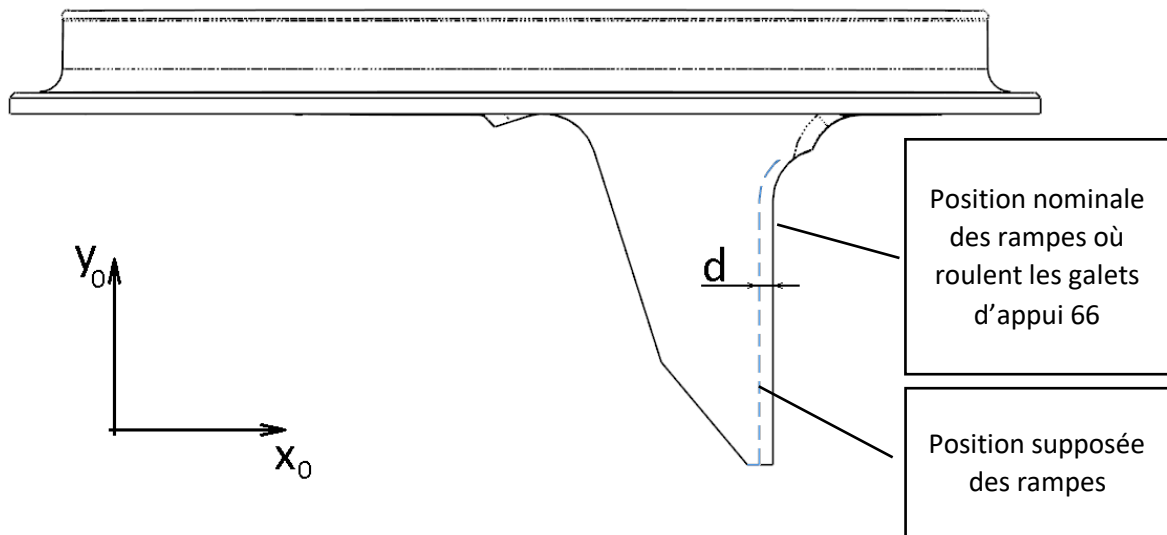
Question 27. Déterminer en B le torseur cinématique de 1 par rapport à 0 noté $\{V_{L1 L2 L3 L4}\}$ équivalent aux liaisons L1, L2, L3 et L4.

Question 28. En utilisant la propriété du cycle 0-3-4-2 vu précédemment, en déduire la liaison équivalente piston 1 / corps 0.

Question 29. Le guidage du piston est-il isostatique ?

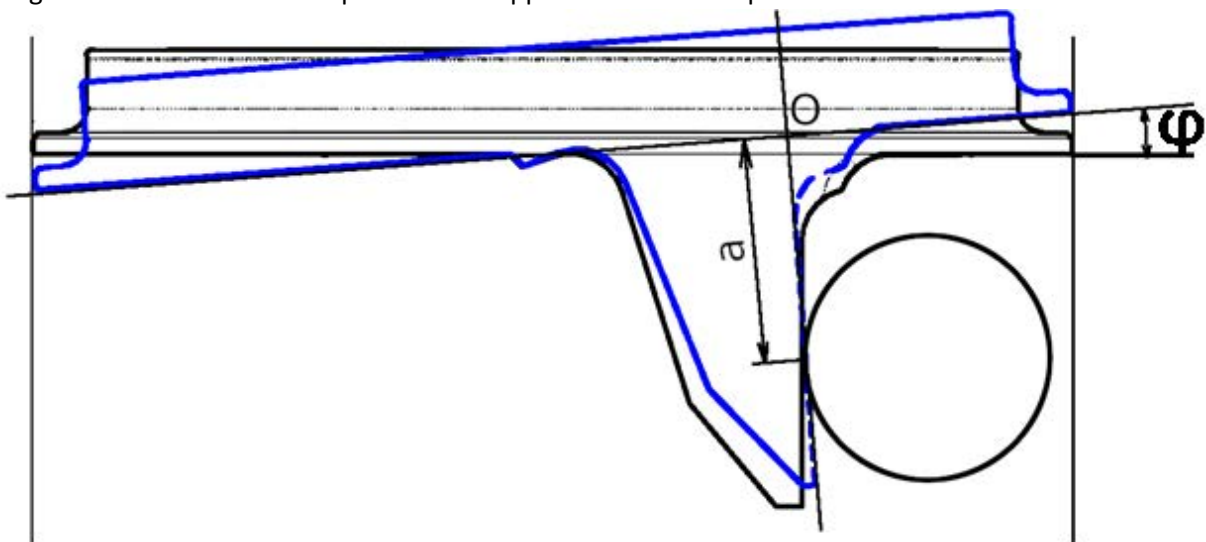
3.1.2. Influence d'un défaut de la came

Le piston dispose de deux paires de rampes, nominalement superposables, sur lesquelles roulent quatre galets. On s'intéresse ici à un défaut possible des rampes sur lesquelles roulent les deux galets d'appui 66 et à ce que cela engendre comme défaut d'orientation du piston. On estime que pour garantir un fonctionnement correct et une usure normale du joint 74, l'angle entre l'axe du piston 31 et l'axe du cylindre 44 ne doit pas dépasser 1° .



Hypothèses d'étude :

La géométrie du piston est parfaite, à l'exception des rampes d'appui pour les galets 66. Ces deux rampes sont décalées d'une distance d dans la direction x_0 , comme indiquée sur le schéma ci-dessus. La géométrie des autres composants est supposée sans défaut pour le calcul.



Question 30. En supposant d petit, exprimer l'angle de rotation φ du piston en fonction de a et d .

Question 31. A partir du dessin de définition du piston **DT 10**, indiquer dans quelle plage de valeur varie la cote a , ainsi que la valeur de d maximum admise.

Question 32. En déduire la plage de valeur dans laquelle varie φ .

Question 33. Conclure vis-à-vis des spécifications de bon fonctionnement du joint d'étanchéité.

3.1.3. Validation du contact rampe - galet

Question 34. On suppose le frein alimenté à 385 kPa, comme indiqué sur le plan d'ensemble (DT6). En appliquant le principe fondamental de la statique au piston, en résultante sur l'axe x , déterminer l'effort que les deux galets 66 exercent sur les rampes.

- Question 35.** A partir du Document ressource 1, déterminer la pression de contact galet-rampe. Pour le calcul, on prendra :
- les modules de Young : $E_{\text{fonte}} = 174 \text{ GPa}$; $E_{\text{acier}} = 210 \text{ GPa}$;
 - la largeur de contact : $l=12 \text{ mm}$;
 - le rayon du galet : $r_{\text{galet}} = 20 \text{ mm}$;
- Question 36.** Indiquer la désignation normalisée du matériau du piston et expliciter cette dernière.
- Question 37.** En déduire, à partir du document ressource 3, la dureté Vickers (HV).
- Question 38.** Il est préconisé une dureté de 56 HRC pour supporter la pression de contact calculée précédemment. Expliquer comment parvenir à ce niveau de dureté. On détaillera très sommairement le (ou les) procédé(s) de durcissement proposé(s).

3.2. Mise en place d'une simulation par éléments finis pour vérifier un coefficient de sécurité

On rappelle que le principe de Barré de Saint Venant, appliqué en résistance des matériaux, s'applique également en simulation par éléments finis : les résultats en contrainte de la simulation ne sont valables que loin des points d'applications des chargements et liaisons. Cependant, on peut obtenir des résultats corrects si les chargements sont mis en place de façon réaliste : loi de répartition fidèle à la réalité, choix de liaisons avec une raideur finie, etc.

On souhaite valider, à l'aide d'une simulation par éléments finis, la résistance de l'ensemble sabot-bielle-corps lorsque le frein est sollicité à son effort maximum. On considèrera que la solution est validée si elle respecte un coefficient de sécurité de 3, sachant que les matériaux sont les suivants :

Corps : EN GJL 300

Bielle et sabot : EN GJS 400-15

Le questionnement dans cette partie porte sur la limitation du temps de calcul et l'interprétation des résultats au regard du modèle mis en place.

La simulation est mise en œuvre en deux temps : simplification du modèle, puis renseignement des informations de matériaux, chargement, liaisons, conditions de contact.

3.2.1. Simplification du modèle.

- A. On propose d'étudier une moitié du problème, la géométrie et les chargements étant symétriques par rapport à un plan vertical. On coupe donc le modèle par son plan de symétrie.

Question 39. Dans la simulation, la surface plane coupée par la symétrie (GS1 sur le DT4) ne peut être laissée libre. Il faut lui imposer un déplacement qui soit cohérent avec la symétrie du problème. Quelle liaison cinématique (parmi celles normalisées ISO) correspond au déplacement à imposer ?

- B. On allège encore la simulation en supprimant des composants : le couvercle 232 de diamètre intérieur 205 mm, les quatre vis 69 qui le maintiennent et le cylindre 44.

Question 40. Calculer la valeur de l'effort sur chacune des vis 69 à pour une pression de 375 kPa. Est-il pertinent de supprimer les quatre vis, au regard des efforts qu'elles génèrent.

- C. On remplace des composants par l'action mécanique équivalente : le piston 31, la tige 916, les galets de reprise d'effort 66 et leurs axes 343. Tous sont remplacés par des forces.

Question 41. Sur les surfaces S4, GS5, GS6, indiquer sur quelles composantes (X, Y, ou Z, voir DT1 et DT4) on devra appliquer des forces.

D. On simplifie les deux articulations bielle-corps et bielle-sabot (S3 et S5 sur DT4), en supprimant les vis, paliers, joints et en mettant à leur place une articulation parfaite, sans jeu ni précharge.

Question 42. A partir du le DT9, en coupe A-A, indiquer quelle condition géométrique entre les alésages devra garantir le logiciel.

3.2.2. Renseignement des matériaux, liaisons, conditions de contact.

A. Matériaux :

Question 43. Le choix du matériau (fonte, acier S235 ou E340) a-t-il une influence sur les contraintes calculées ? Justifier.

B. Liaisons :

On fixe le corps dans la simulation à l'aide d'une liaison type encastrement, appliquée aux trous taraudés (GS7) prévus pour la fixation du frein.

Pour le sabot, un contact cylindrique de raideur infinie remplace la garniture appuyée sur la roue.

Une contrainte de type symétrie est appliquée aux surfaces coupées par la symétrie.

C. Chargements :

Les efforts remplaçant la tige et le piston sont mis en place.

Un effort sur l'axe Y est appliqué au sabot : il représente la force tangentielle générée par le frottement.

La pression qui s'exerce sur le corps via la chemise 44 est négligée.

D. Conditions de contact :

L'axe de l'articulation bielle-corps est caractérisé sur le logiciel par un connecteur d'axe : il simule un axe de raideur infinie, sans jeu et disposant d'arrêts axiaux.

Entre la bielle et le sabot, trois options de contact entre pièces sont disponibles :

- Solidaire : les pièces en contact sont considérées soudées là où elles se touchent ;
- Pas de pénétration : les pièces en contact peuvent glisser l'une sur l'autre mais pas s'interpénétrer ;
- Libre : les pièces en contact peuvent s'interpénétrer librement.

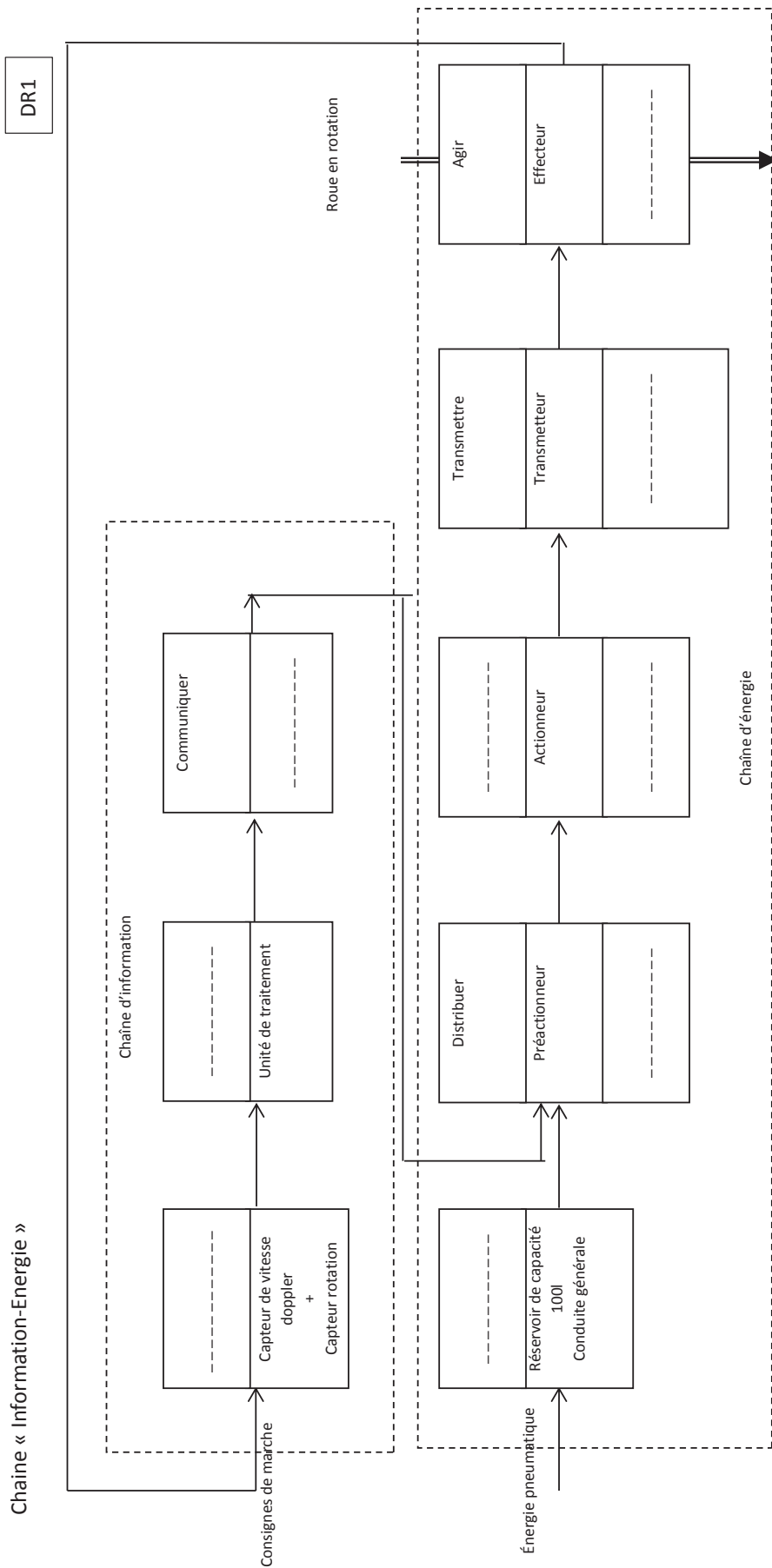
Question 44. Quelle option choisir pour le contact bielle-sabot ?

3.2.3. Analyse des résultats :

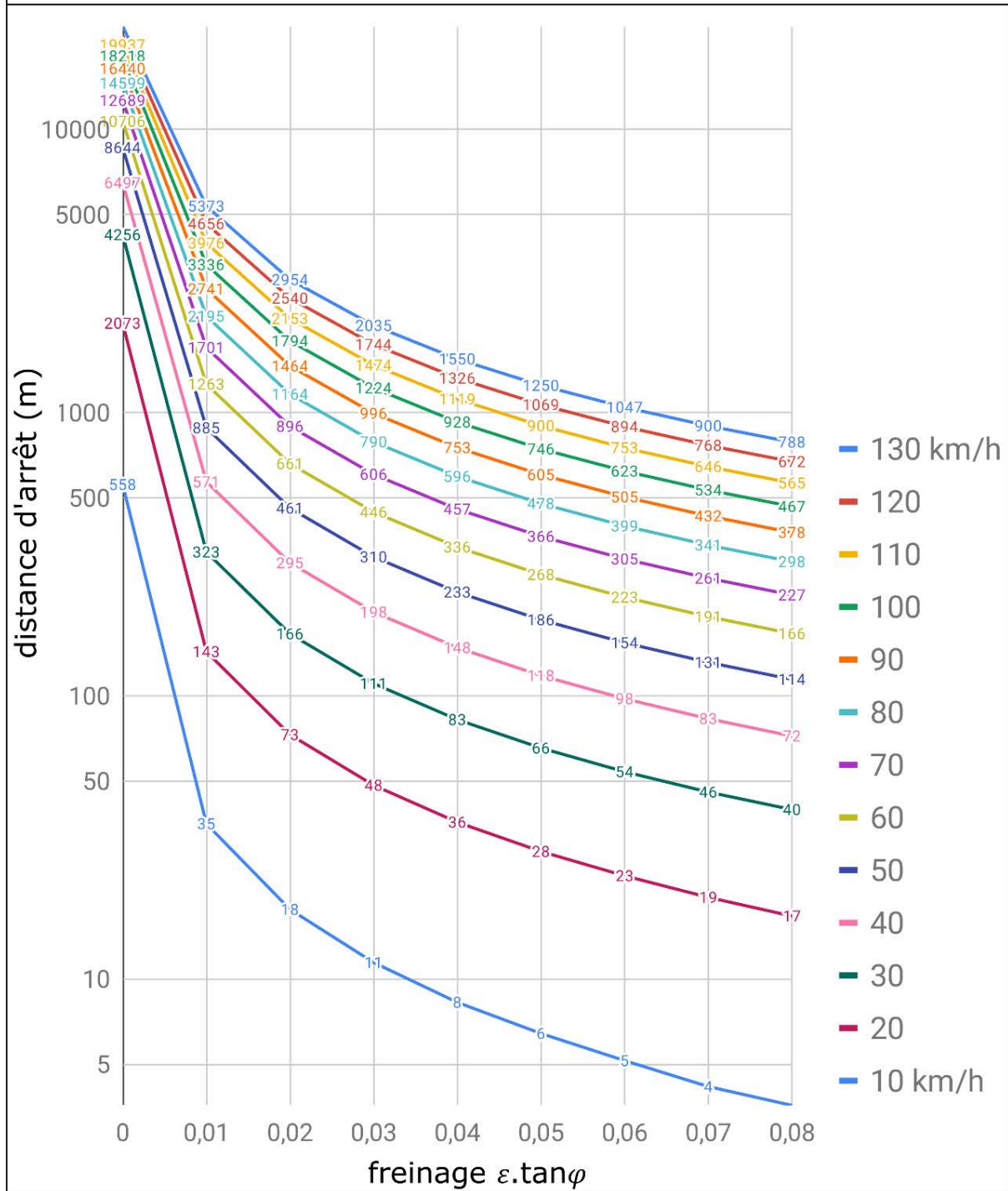
Les résultats en contrainte de la simulation sont fournis sur le DT5.

Question 45. Pour chaque nœud identifié sur le DT5.1 ainsi que pour les deux articulations présentées dans la coupe (DT5.2), compléter le tableau en DR3 revenant sur les hypothèses de départ.

NE RIEN ECRIRE DANS CE CADRE



Distances d'arrêt en fonction du freinage, pour diverses vitesses initiales



Numéro de nœud	Loin des chargement / liaisons ?(oui/non)	Contrainte faible devant Re/s (oui/non)	Cocher si validation	Proposition en cas de non validation
1				
2				
3				
4				
5				

Articulation	Contrainte faible devant Re/s (oui/non)	Cocher si validation	Proposition en cas de non validation
Bielle-corps			
Bielle-sabot			

Légende :
 Re limite élastique
 s : coefficient de sécurité

Modèle de Davis

$$R = A + BV + CV^2$$

Où :

- « R » est la résistance à l'avancement, en Newton.
- « A » est un terme constant, en N : prend en compte la résistance au roulement et le frottement sec au niveau des tous les éléments mobiles en contact (flancs de roues, paliers, etc.) ;
- « B » est un terme proportionnel à la vitesse, en $N \cdot m^{-1} \cdot s$: prend en compte les phénomènes oscillatoires et visqueux ;
- « C » est un terme proportionnel au carré de la vitesse, en $N \cdot m^{-2} \cdot s^2$: prend en compte les effets aérodynamiques.

Calcul des différents termes :

$$A = 6,4 \text{ N par tonne (locomotive) ou } 8 \text{ N par tonne (wagons de marchandises) ;}$$

$$B = 0,18 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s par tonne ;}$$

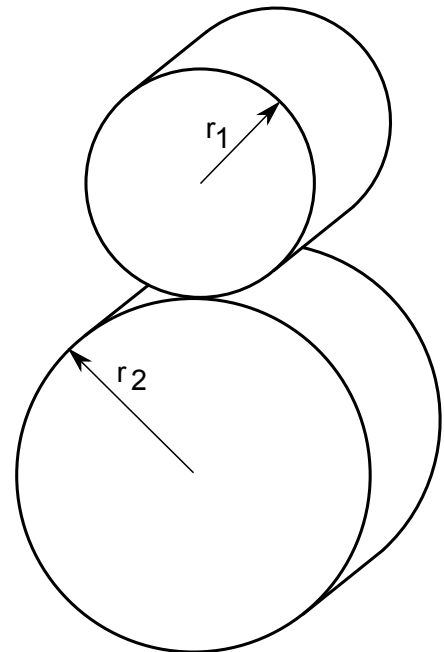
$$C = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot (C1 + C2 \cdot L) ;$$

Où :

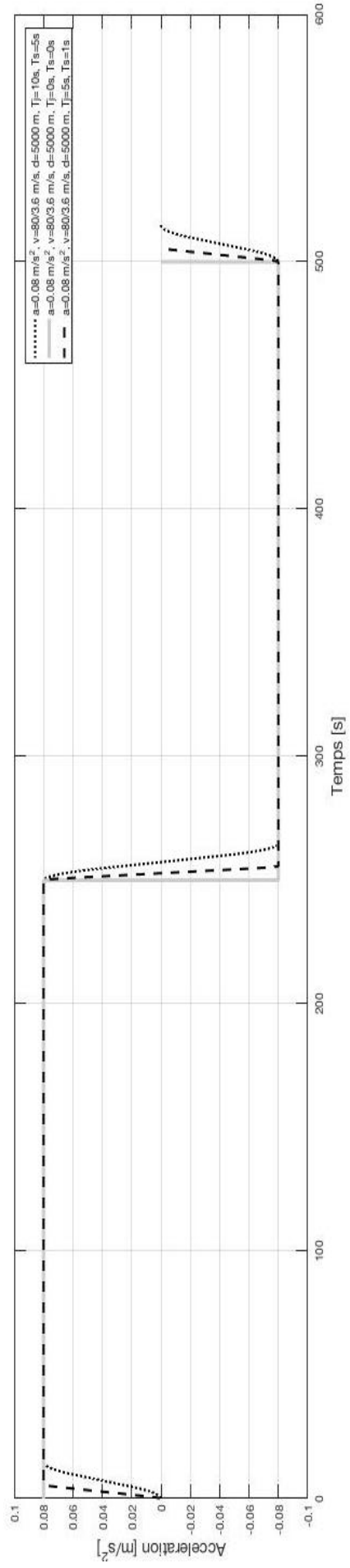
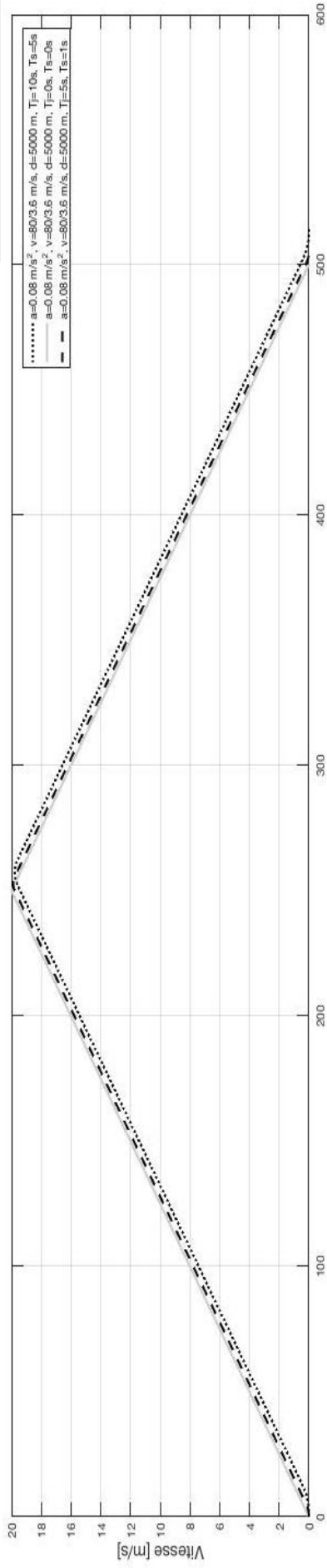
- $\rho = 1,22 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ est la masse volumique de l'air (15°C, niveau de la mer) ;
- $C1 = 8,2 \text{ N} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$ caractérise le frottement aérodynamique engendré par les extrémités de la rame ;
- L (en m) est la longueur de la rame ;
- $C2 = 0,133 \text{ N} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{s}^2$ caractérise les frottements aérodynamiques engendrés le long de la rame.

Pression de Hertz (cas d'un contact linéique)

- La pression de contact maximale : $p_{max} = 0,418 \sqrt{\frac{\|\vec{F}\| \cdot E}{r_r \cdot l}}$
- La largeur du contact : l
- le rayon de courbure relatif r_r : $\frac{1}{r_r} = \frac{1}{r_1} \pm \frac{1}{r_2}$
 - signe + pour une tangence extérieure ;
 - signe - pour une tangence intérieure ;
- le module d'élasticité E équivalent : $E = \frac{1}{2}(E_1 + E_2)$



Document Resource 2



Pour les fontes à graphite sphéroïdal (GS)

Guide de choix	Température de fonctionnement (°C)	Usinabilité	Résistance à l'usure	Attitude trempe superficielle indication ou faible	Durcissement superficiel par nitruration	Soudabilité
EN GJS 350.22.LT	<500	très bonne	faible	faible	bon	Uniquement avec des électrodes spéciales
EN GJS 400.18.LT	<500	très bonne	faible	faible	bon	
EN GJS 400.15	<500	très bonne	faible	faible	bon	
EN GJS 450.10	<500	bonne	faible	faible	bon	
EN GJS 600.7	<500	bonne	bonne	bonne	bon	
EN GJS 600.3	<500	bonne	bonne	bonne	bon	
EN GJS 700.2	<500	moyenne	très bonne	très bonne	très bon	
EN GJS 800.2	<500	moyenne	très bonne	très bonne	très bon	
EN GJS 450.18	<500	bonne	faible	faible	bon	
EN GJS 500.14	<500	bonne	faible	faible	bon	
EN GJS 600.10	<500	bonne	faible	faible	bon	

Nuance à haute résistance

EN GJS 800.10	<200	moyenne	très bonne	Ni durcissable ni soudable		
EN GJS 1050.6	<200	moyenne	très bonne			
EN GJS 1200.3	<200	difficile	très bonne			

Nuance alliées

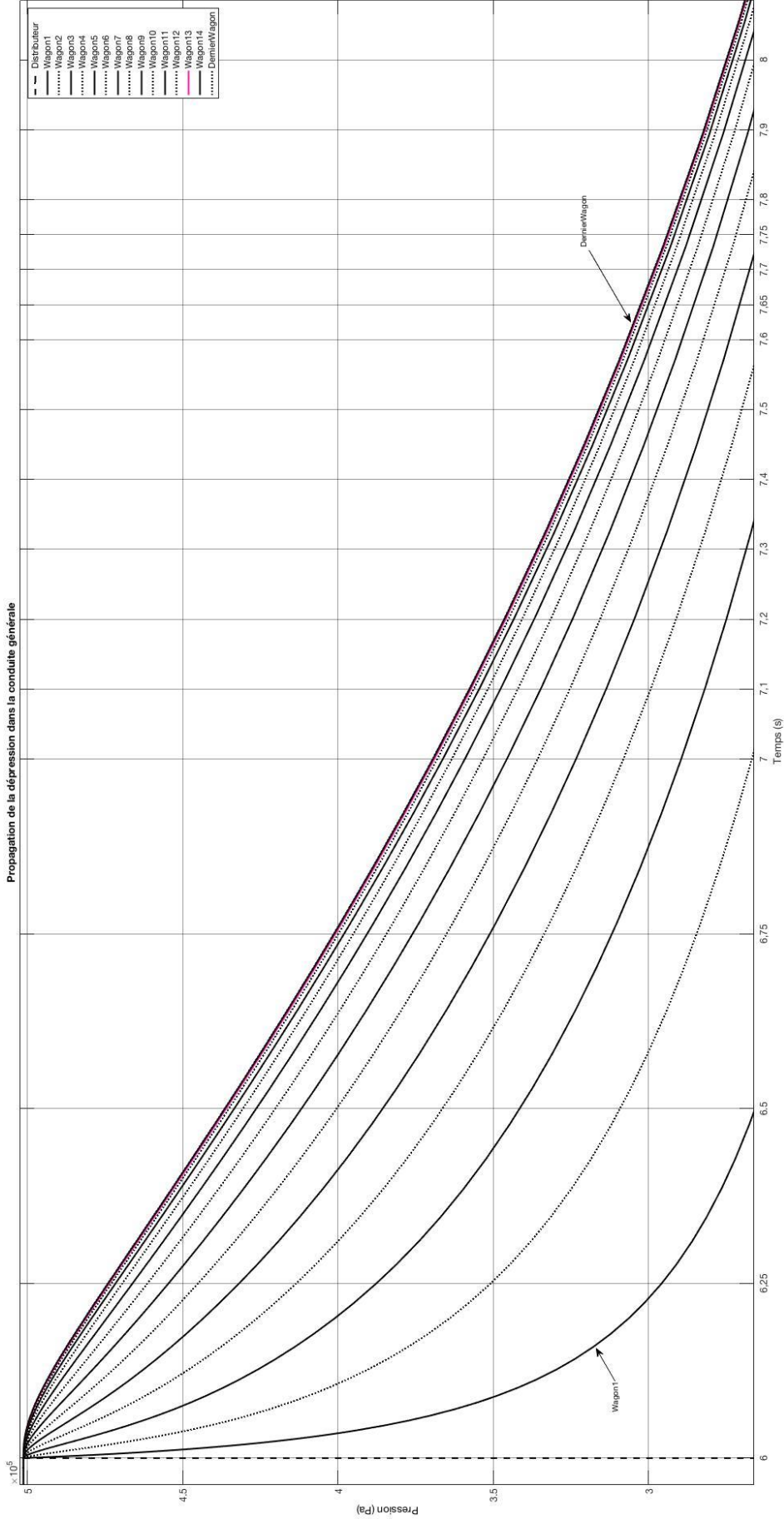
EN GJS SiMo4-6	<700	moyenne	bonne	-	-	Uniquement avec des électrodes spéciales
EN GJS SiMo45-10	<700	moyenne	bonne	-	-	
EN G.JSA.XNiSiCr35-5-2	<900	bonne	moyenne	-	-	

Pour les fontes à graphite lamellaire (GL)

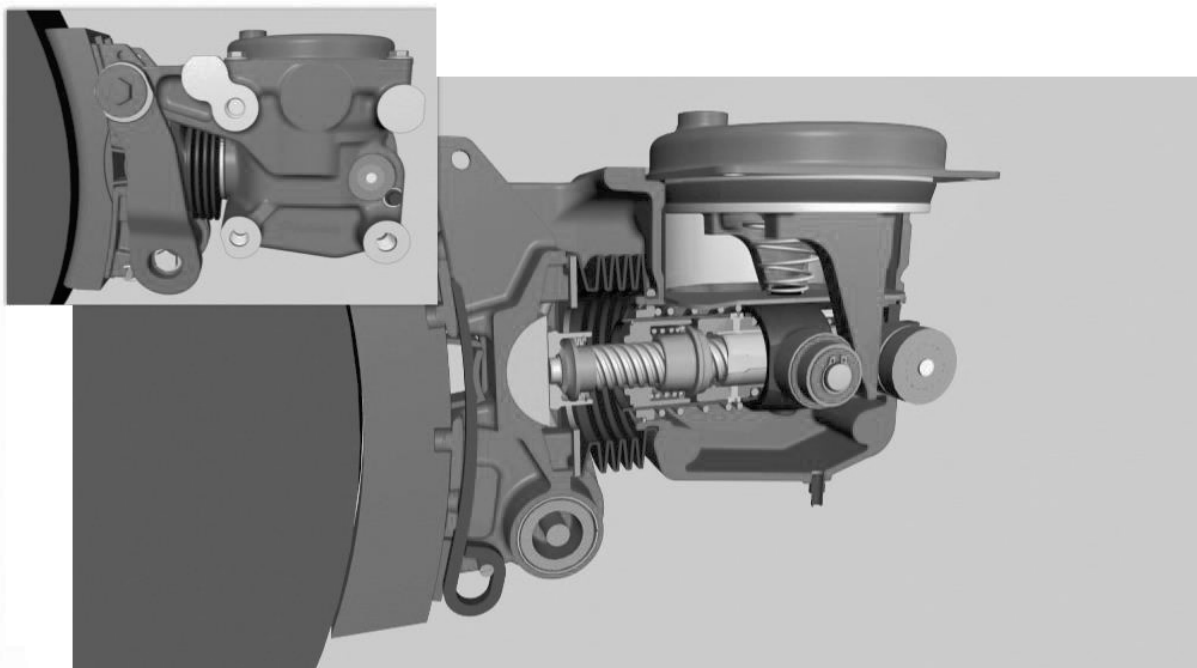
Propriétés d'emploi	Usinabilité	Capacité d'amortissement	Résistance à l'usure	Trempe superficielle à la flamme ou par induction	Durcissement superficiel par nitruration	Soudabilité
EN - G.J.L. 150	très bonne	très bonne	moyenne	inadaptée	bon	Soudable sous réserve avec électrodes spéciales
EN - G.J.L. 200	très bonne	très bonne	bonne	faible	bon	
EN - G.J.L. 250	très bonne	très bonne	très bonne	bonne	bon	
EN - G.J.L. 300	très bonne	très bonne	très bonne	très bonne	très bon	

Selon DIN 50.150

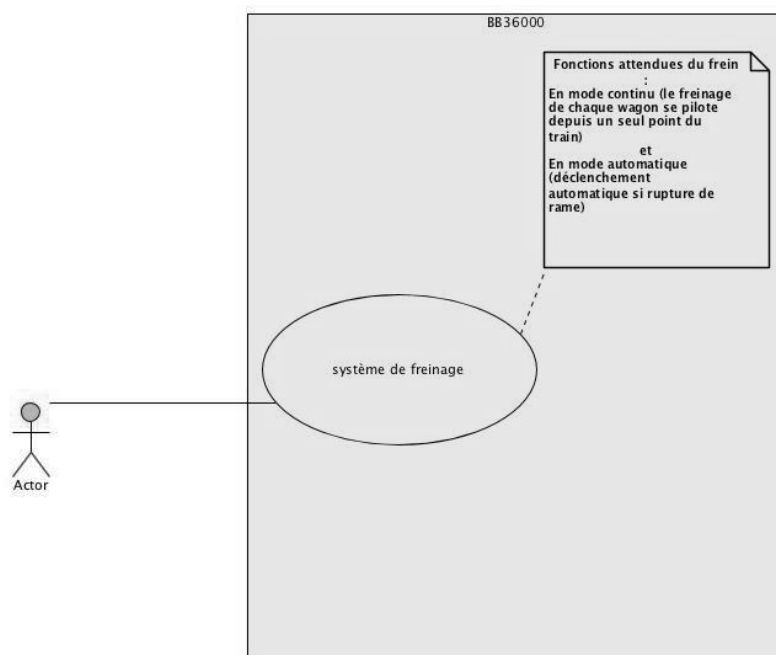
HV vickers	HB brinell	HRC rockwell	Rm N/mm²	HV vickers	HB brinell	HRC rockwell	Rm N/mm²
80	76	-	255	230	219	-	740
85	80	-	270	235	223	-	755
90	85	-	285	240	228	20,3	770
95	90	-	305	245	233	21,3	785
100	95	-	320	250	236	22,2	800
105	100	-	335	255	242	23,1	820
110	105	-	350	260	247	24	835
115	109	-	370	265	252	24,8	850
120	114	-	385	270	257	25,6	865
125	119	-	400	275	261	26,4	880
130	124	-	415	280	266	27,1	900
135	128	-	430	285	271	27,8	915
140	133	-	450	290	276	28,5	930
145	136	-	465	295	280	29,2	950
150	143	-	480	300	285	29,8	965
155	147	-	495	310	295	31	995
160	152	-	510	320	304	32,2	1030
165	156	-	530	330	314	33,3	1060
170	162	-	545	340	323	34,4	1095
175	166	-	560	350	333	35,5	1125
180	171	-	575	360	342	36,6	1155
185	176	-	595	370	352	27,7	1190
190	181	-	610	380	361	28,8	1220
195	185	-	625	390	371	39,8	1255
200	190	-	640	400	380	40,1	1290
205	195	-	660	410	390	41,8	1320
210	199	-	675	420	400	42,7	1350
215	204	-	690	430	410	43,6	1385
220	209	-	705	440	418	44,5	1420
225	214	-	720	450	428	45,3	1455



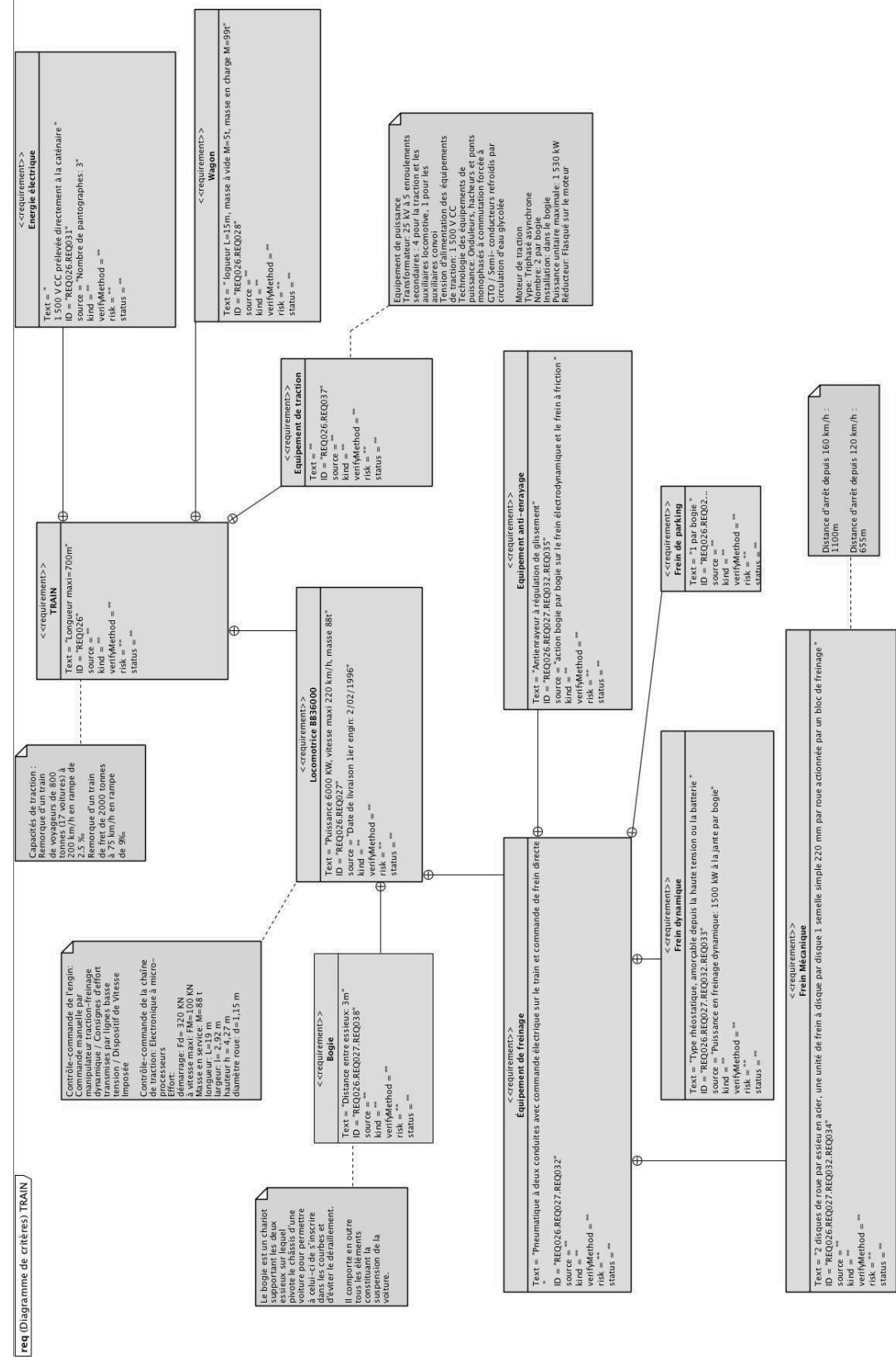
Ecorché du frein Faiveley BFC



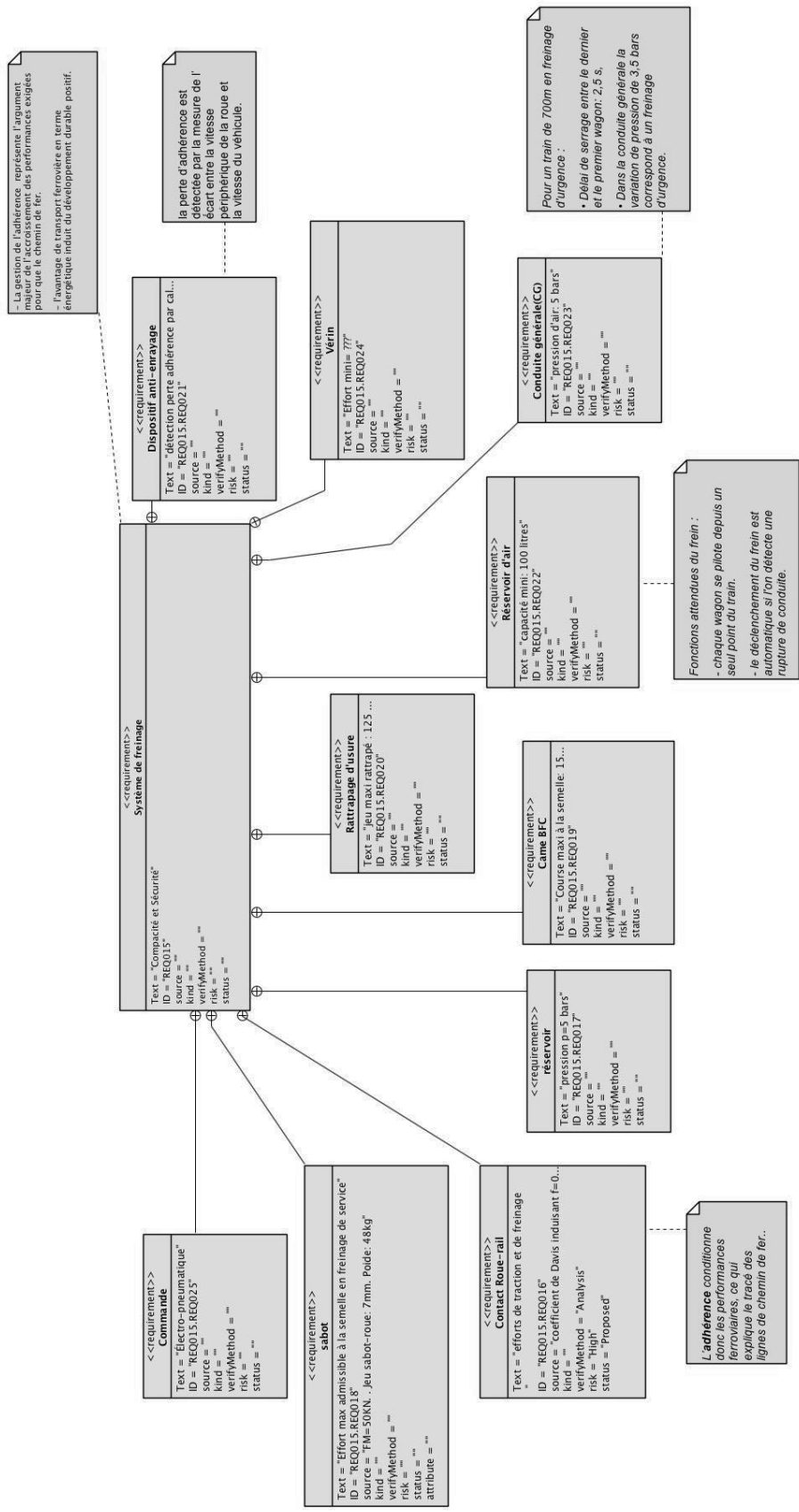
Use case

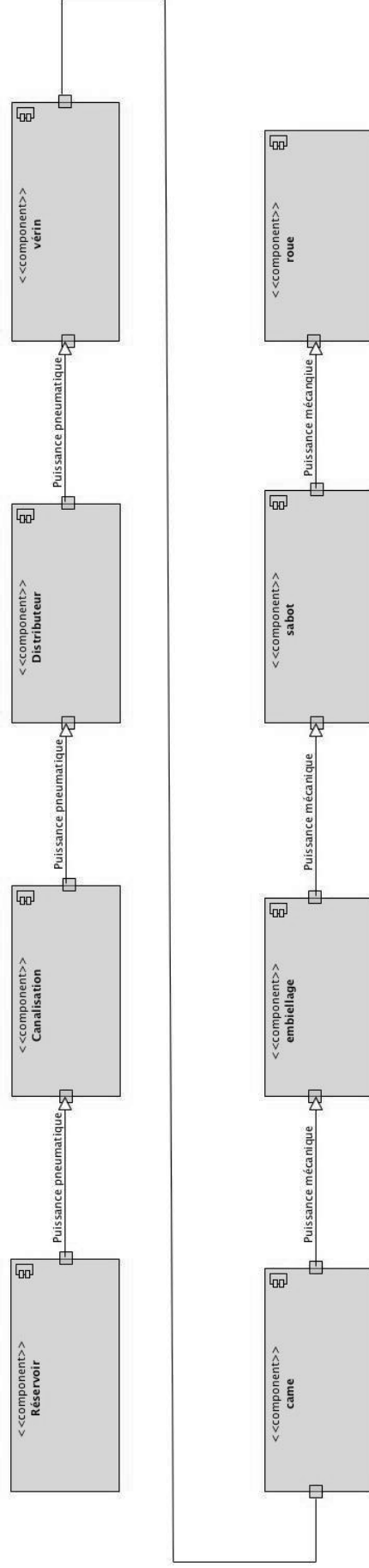
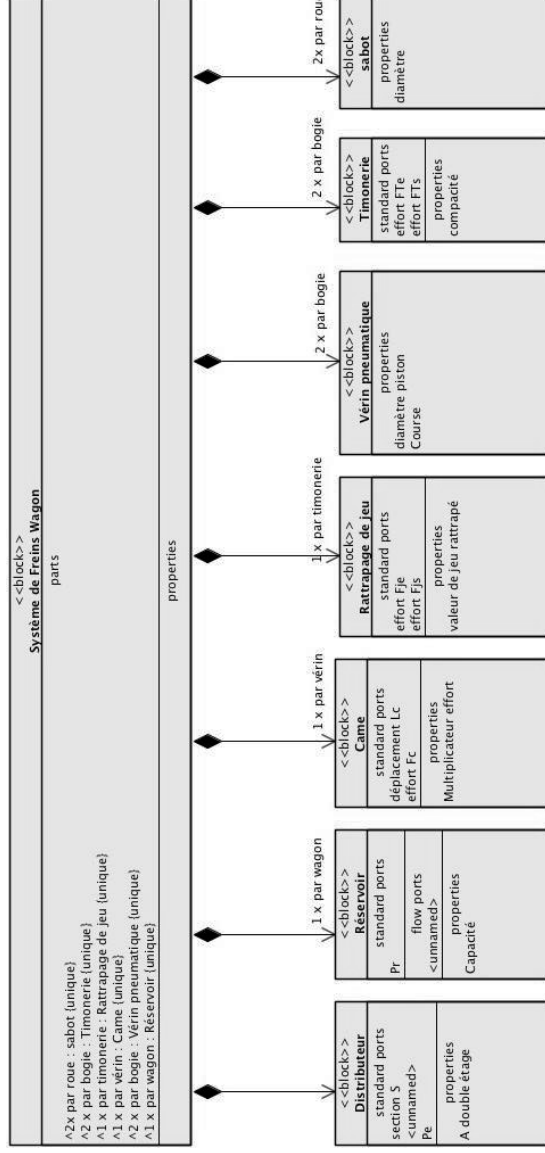


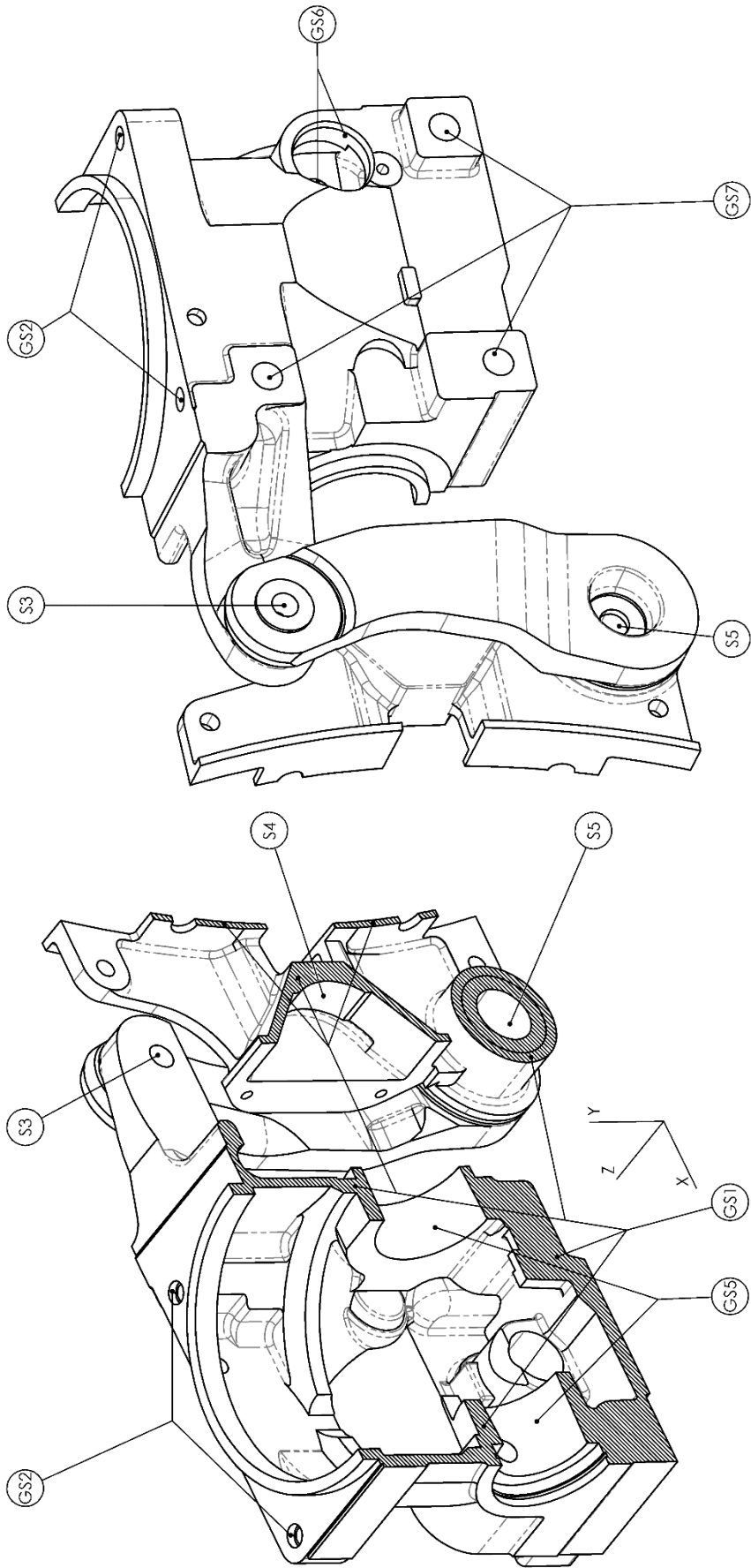
Requirement diagram



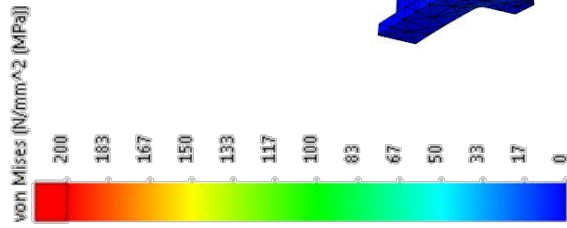
req (Diagramme de critères) Système de freinage





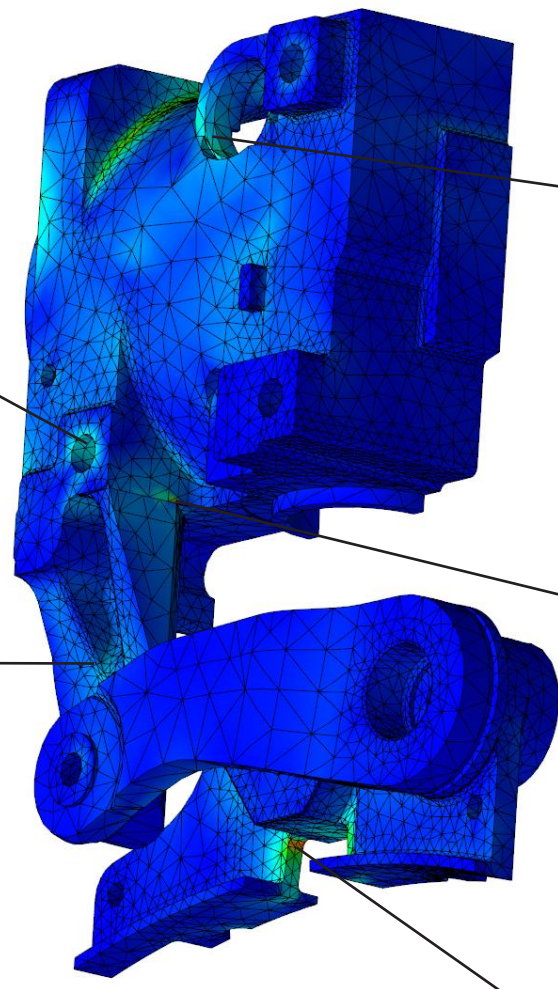


DT5.1



Noeud 1 :
52 MPa

Noeud 2 :
56 MPa



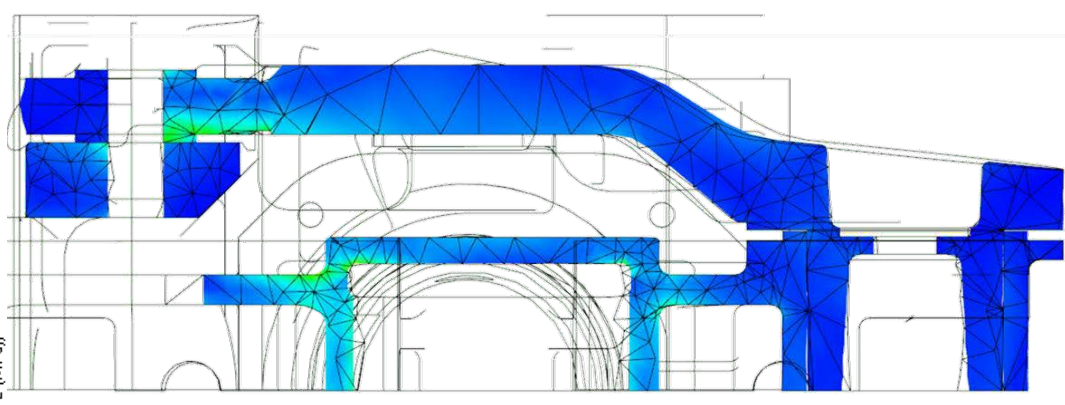
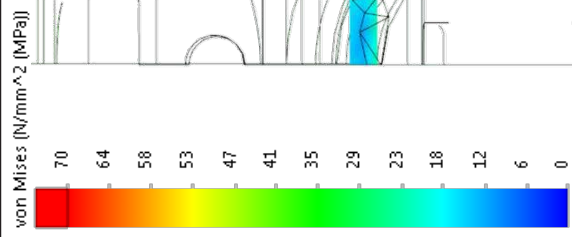
Noeud 3 :
172 MPa

Noeud 4 :
120 MPa

Noeud 5 :
101 MPa

DT5.2

Contraintes dans le plan contenant
les deux axes d'articulation



DATE	7-03-07			
DRAWING NO		TYPE	DWN DATE	SIGN. MOD.DATE
270084	100		4-11-10	6-03-01

DESIGNATION

BFC KOMPAKT Loco Fret Diesel Ref.934

DET.NR.	MATERIAL NO	QUANTITY	UNIT	DESCR
1	171305	1	ST	PUSH SLEEVE
2	C	1	ST	FRONT GUIDE BUSH
3	C	1	ST	ADJUSTER NUT
4	C	1	ST	CLUTCH SLEEVE
6	1741006100	1	ST	PRESSURE RING
7	C	1	ST	LEADER NUT
8	C	1	ST	SPRING SLEEVE
9	1741009085	1	ST	CONTROL SOCKET
11	171371	1	ST	ADJUSTER SPRING
12	1741012001	1	ST	CLUTCH SPRING
13	1741013001	1	ST	LEADER SPRING
14	C	1	ST	BRAKE DISC
15	C	1	ST	BAYONET WASHER
21	B	1	ST	RETAINING RING SGH63
22	C	2	ST	BALL BEARING
27	B	2	ST	O-RING
28	B	2	ST	O-RING
29	B	1	ST	SLIDE BUSH
30	1741030411	1	ST	HOUSING
31	1741417026	1	ST	PISTON
33	1741033002	1	ST	YOKE
37	B	1	ST	SLIDE RING
38	1741038000	1	ST	LOCKING RING
44	A	1	ST	CYLINDER LINER
45	B	1	ST	BELLOWS
46	1741046001	1	ST	RETURN SPRING
47	1741047001	1	ST	PISTON SPRING
48	B	1	ST	BUSH
49	B	1	ST	BUSH
59	1400080	6	ST	SCREW
61	B	1	ST	O-RING
62	B	1	ST	O-RING
64	B	2	ST	O-RING
65	C	2	ST	YOKE BEARING
66	C	2	ST	REAR BEARING
67	B	1	ST	HOSE CLAMP
69	1400023145	4	ST	SCREW M12X25 ZN VERBUS TENS.
70	1741070000	6	ST	THREAD INSERT 20x2,5x25
71	B	1	ST	RETAINING RING
72	B	1	ST	RETAINING RING
73	1400500149	2	ST	RETAINING RING
74	B	1	ST	PACKING CUP
88	1741088000	1	ST	NAME PLATE
91	172195	1	ST	BLOCK HOLDER DOUBLE COMPACT HF 1150
102	1400040114	2	ST	DRIVE SCREW KDS 4x5 FZ SS1
114	1741114000	1	ST	JOINTING RING

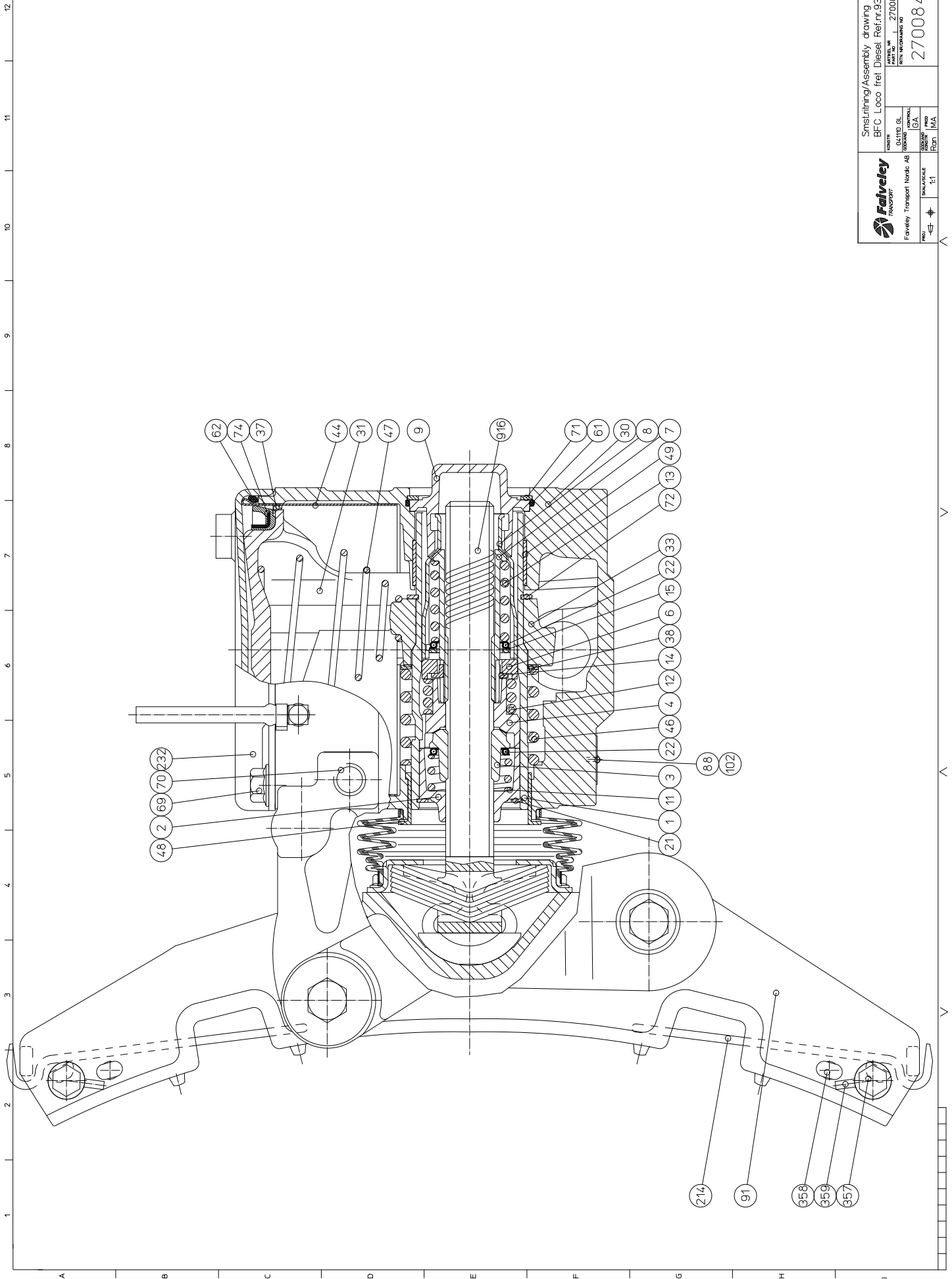
DATE	7-03-07			
DRAWING NO	270084	TYPE	100	
		DWN DATE	4-11-10	SIGN. MOD.DATE
				6-03-01

DESIGNATION

BFC KOMPAKT Loco Fret Diesel Ref.934

DET. NR.	MATERIAL NO	QUANTITY	UNIT	DESCR
116	B	4	ST	O-RING
141	B	1	ST	HOSE CLAMP
143	B	1	ST	SLIDE BEARING, LOWER
145	C	1	ST	LEAF SPRING PACKAGE
146	1741146000	2	ST	FRICTION SPRING
147	1741147001	1	ST	CRADLE
150	1741150001	2	ST	SHAFT JOURNAL
152	1741152001	2	ST	WASHER
153	B	4	ST	SEAL, UPPER
154	B	2	ST	SEAL, LOWER
156	1741156000	2	ST	SCREW
157	1400260	1	ST	SCREW ISO 4014 M16X100 10.9 FZ
158	1741158204	1	ST	SUSPENSION LINK LEFT
159	1741159204	1	ST	SUSPENSION LINK RIGHT
167	1400331	2	ST	SCREW M8x12 DIN916
169	B	2	ST	SLIDE BEARING, UPPER
181	B	2	ST	O-RING 53x3 SMS 1586, 1587
214	1741214011	2	ST	BRAKE SHOE KEY
232	1741232100	1	ST	CYLINDER COVER
247	1410006	2	ST	STEEL BALL
248	1400081	2	ST	THREAD INSERT M16x16
259	B	1	ST	BREATHER
260	B	2	ST	PLUG
261	1410327	2	ST	PLUG
267	1410353	2	ST	PLUG
307	1400259	1	ST	LOCK NUT ISO 7042-M16-10-NF-FZ
343	1741415000	2	ST	BEARING PIN ASSY
351	1741351000	1	ST	PROTECT PLUGS SIDE FIX. 6xM20
357	1710301001	2	ST	ECCENTRIC
358	B	2	ST	SPLIT PIN 10X80 SMS66
359	1400800165	4	ST	PIN
544	1741544200	1	ST	COVER
916	1741916004	1	ST	SPINDLE COMPLETE

DT8

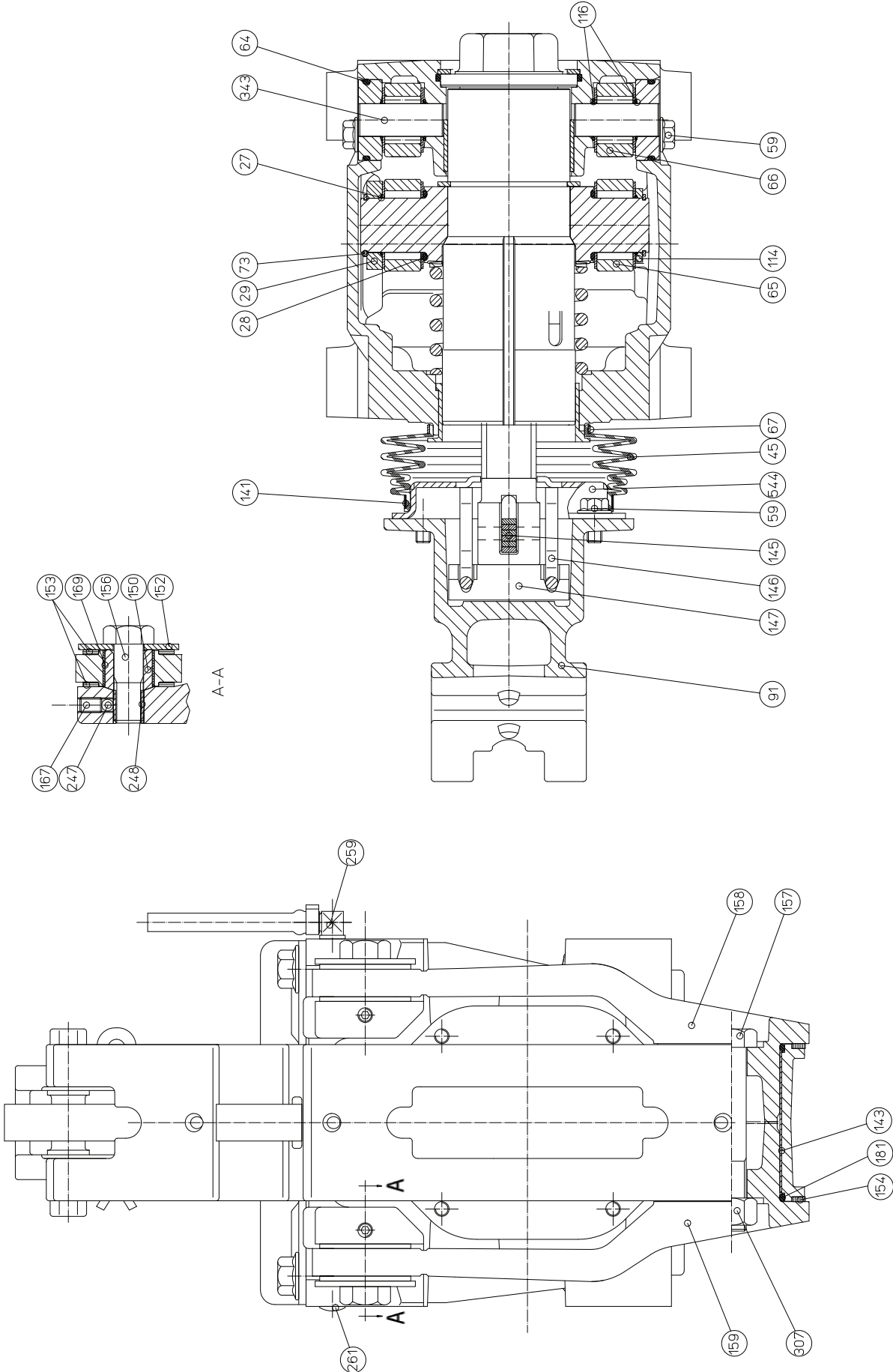


		Smelting/Assembly drawing BFC Loco fret Diesel Ref.nr.934 BFC	
FAIRVELEY TRANSPORT Fairveley Transport Nordic AB 382200 082200 082200 082200	DRAWING NO. 270084	PROJECT 270084	REVISION 100
PROJ. NO. 270084	SCALE 1:1	DRAWN BY RDN	CHECKED BY RDN

12
11
10
9
8
7
6
5
4
3
2
1

A B C D E F G H I

DT9



		Smelting/Assembly drawing BFC Loco fret Diesel Ref.n.934 BFC	
sheet no 04110 01	drawing no 270084	firm Fairveley	revision 01
project Fairveley Transport Nordic AB	drawing type assembly	scale 1:1	drawing no 270084-100

Tournez la page S.V.P.

