

VEVEY

BULLETIN
TECHNIQUE 1990



VEVEY
Bulletin Technique
2735

Le nouveau tramway articulé à plancher surbaissé des Transports publics de la ville de Berne (SVB)

Fernand Dalliard, ing. UTS

Les Transports publics de la ville de Berne (SVB) se sont décidés, après une phase d'évaluation entre un tramway moderne de construction classique et un véhicule à plancher bas, à acquérir douze nouveaux tramways à plancher surbaissé selon la conception *VEVEY*.

Le premier véhicule a pu être livré en décembre 1989 après trois ans d'étude et de fabrication. Ce tram articulé à plancher surbaissé de deuxième génération constitue une nouvelle référence en matière de transports urbains ; c'est une nouvelle conception qui est encore plus attrayante pour les usagers.

Les SVB en chiffres

18 lignes dont 3 lignes de tramway	17,6 km	Rampe maximale	60%
Longueur du réseau tram		Rayon minimal	
Nombre de passagers transportés en 1989:		Type de courant	
— sur le réseau tram	32 millions	Tension	600 V
— au total	94 millions	Nombre de tramways	41
Ecartement de voie	1000 mm	Nombre de remorques	24

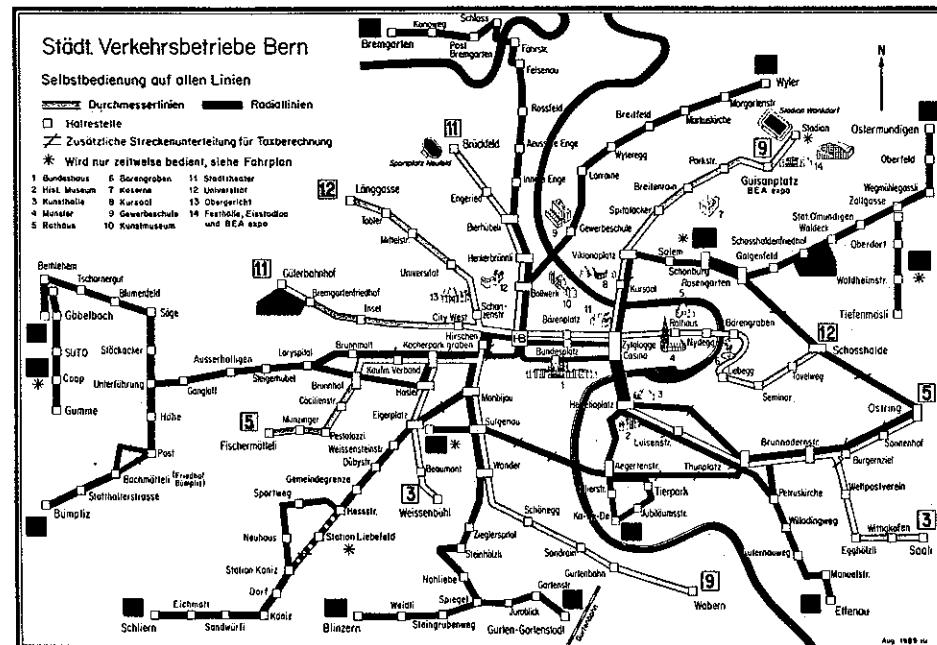


Fig. 1. Le réseau urbain des Transports publics de la ville de Berne (SVB).

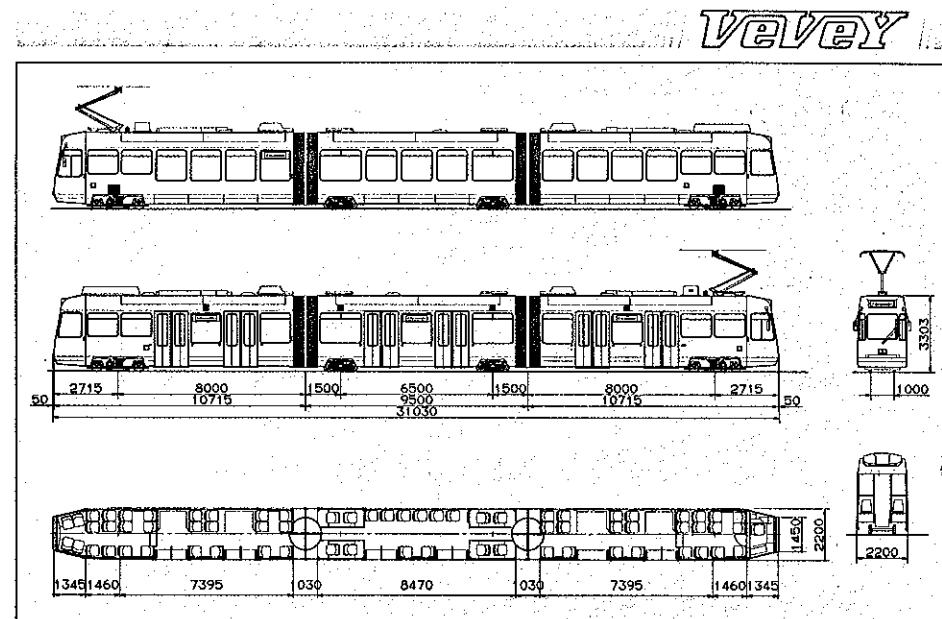


Fig. 2. Diagramme du nouveau tramway articulé à plancher surbaissé Be 4/8.

Introduction

Pour pouvoir mieux faire face au volume de transport des années quatre-vingt-dix, les Transports publics bernois (SVB), voir réseau figure 1, ont établi au début 1986 un programme d'acquisition de douze tramways à double articulation et ont lancé un appel d'offres auprès de l'industrie concernée. Parmi les propositions reçues, les SVB ont eu à choisir entre un tramway classique à plancher haut et la conception surbaissée proposée par *VEVEY*.

Afin de faciliter la décision et de donner au public bernois la possibilité de se prononcer, un tramway moderne traditionnel de la ville de Zurich et un tram-

way à plancher surbaissé de la ville de Genève furent mis successivement en circulation à titre d'essai durant l'été 1986.

Le tramway à plancher surbaissé genevois a su convaincre de ses avantages le personnel des SVB et également les voyageurs de la capitale fédérale.

Une fois cette décision fondamentale prise, les SVB ont pu rédiger leur cahier des charges définitif et soumettre le projet d'acquisition de douze nouveaux tramways à plancher surbaissé Be 4/8 à l'approbation des autorités et du peuple. Le corps électoral a approuvé à 92,6 % le crédit de Fr.s. 34 millions. La commande a été passée en mai 1987 à *VEVEY* pour la partie mécanique et à Asea Brown Boveri, Zurich (ABB) pour l'équipement électrique de traction.

— capacité du véhicule augmentée à 240 personnes au minimum;

La conception du véhicule

Au vu des bonnes expériences faites avec le tramway à plancher surbaissé genevois depuis 1984, il fut décidé de reprendre le principe et dans la mesure du possible le concept constructif de ce tram. Le cahier des charges imposait cependant quelques évolutions du concept existant, dues à d'autres conditions techniques et à d'autres critères d'exploitation. Il a fallu notamment tenir compte des exigences suivantes:

Dimensions	Performances	Capacités-masses
Longueur	31 000 mm	Nombre de places assises 68
Largeur	2 200 mm	Nombre de places debout 177
Hauteur	3 300 mm	Nombre total de places 245
Hauteur du plancher:		Masse des caisses 21,91
— entre bogies moteurs	350 mm	Masse des bogies moteurs 8,21
— au-dessus des bogies moteurs	710 mm	Masse des bogies porteurs 3,91
Bogies moteurs:		Masse à tare 34,1
— empattement	1 800 mm	Charge 171
— diamètre des roues	560/500 mm	Masse brute 511
Bogies porteurs:		Poids adhérence:
— empattement	1 000 mm	— à tare 18,21
— diamètre des roues	410/370 mm	— en charge 26,51

Fig. 3. Fiche technique du tramway articulé à plancher surbaissé Be 4/8 des SVB.



Fig. 10. Vue de face du nouveau tramway.

partments. La partie supérieure de quatre de ces baies est réservée à l'affichage de la destination. Les portes d'accès pivotantes-pliantes à double vantail s'ouvrent vers l'intérieur sont entraînées par des moteurs électriques (fig. 8). Les vantails sont en polyester. Les portes comprennent les dispositifs de sécurité suivants: des bords sensibles, un tapis de contact et un interrupteur de course qui arrête le mouvement d'ouverture et de fermeture des portes lors du dépassement d'un certain effort. Le chauffage des compartiments voyageurs est assuré par neuf aérothermes placés sous les sièges. Chaque groupe comporte un corps de chauffe de 600 V et une ventilation de 3 x 220 V. Les appareils sont groupés en trois circuits électriques indépendants. La commande et la surveillance par thermostat sont communes.

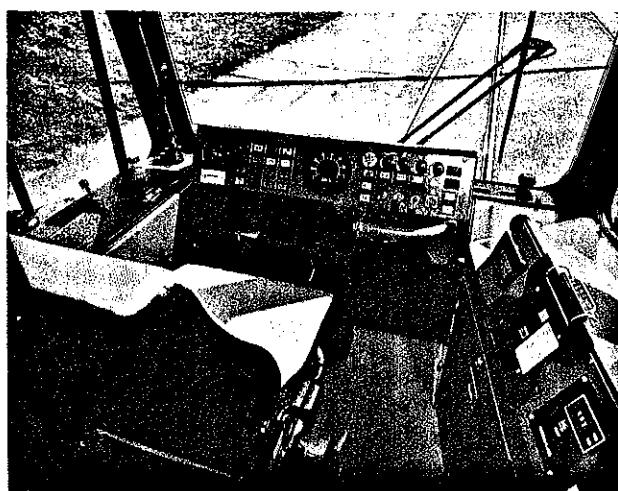


Fig. 11. Le poste de conduite.

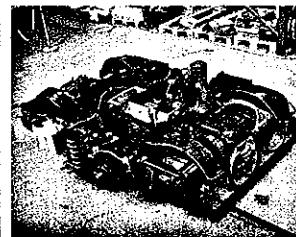


Fig. 12. Le bogie moteur.

La ventilation est assurée par douze ventilateurs électriques triphasés montés en toiture. L'air est renouvelé quarante fois par heure. En été les imposées apportent un supplément d'air frais.

L'espace réservé aux voyageurs est moderne, sobre et rehaussé de teintes agréables; il est accueillant et met à disposition des utilisateurs un grand nombre de mains courantes, colonnes et poignées de maintien (fig. 9).

La cabine de conduite

La cabine de conduite a fait l'objet d'un soin tout particulier du point de vue esthétique et visibilité. Une bonne harmonie a pu être trouvée entre le pare-brise plat légèrement incliné et la partie avant arrondie du véhicule (fig. 10). L'affichage frontal de destination logé verticalement dans un chapiteau intégré au toit de la cabine offre une surface bien lisible non éblouissante et permet de réduire considérablement la dimension du pare-brise et par conséquent la radiation thermique du soleil. Le surhaussement du plancher de 70 mm et l'abaissement des vitres dans la cabine procurent au wattman une très bonne visibilité sur le trafic.

La cabine est ventilée et chauffée à partir d'une unité de ventilation-chauffage combinée à trois paliers. Le pare-brise et la partie fixe des baies latérales ainsi que les rétroviseurs sont chauffés par un réseau intégré.

Une cloison sépare la cabine de conduite du compartiment voyageurs. Une porte pivotante munie d'une baie semi-ouverte donne l'accès à cette dernière.

Le tramway ne roule qu'en unité simple; de ce fait un dispositif de remorquage simple est installé sous chaque extrémité du châssis. Il est télescopique et disparaît derrière les jupes frontales. En supprimant ainsi l'ouverture frontale l'esthétique du véhicule est nettement améliorée (fig. 10).

Le bogie moteur

Le bogie moteur de fabrication Duewag dérive du modèle genevois. Sa configuration «monomoteur» est caractérisée par une conception classique mais très compacte permettant de situer le plancher à une hauteur de 710 mm seulement au-dessus de celui-ci. L'encombrement

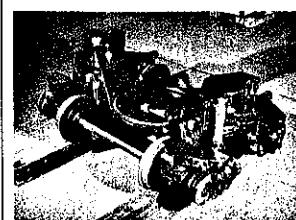


Fig. 13. Le bogie porteur.

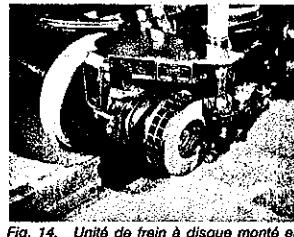


Fig. 14. Unité de frein à disque monté en bout d'essieu.

de ressorts hélicoïdaux placés entre le châssis du bogie et la traverse danseuse. Le pivotement du bogie sous la caisse est obtenu par une couronne d'orientation à billes.

Chaque essieu est équipé d'une unité de frein à disque comprenant des cylindres de frein à ressorts. Le frein est piloté par une centrale hydraulique H+K à trois paliers.

Les bogies sont équipés en standard des auxiliaires suivants: des patins électromagnétiques, des sablières, une installation de graissage de boudins, un capteur de vitesse pour le tachymètre et les systèmes anti-énragement et anti-patinage, des balais de retour de courant et de mise à terre, des chasse-corps.

Les caractéristiques principales du bogie moteur sont données ci-dessous.

Le bogie comprend des roues d'un diamètre de 410 mm à bandage interchangeable muni d'éléments en caoutchouc. Des bâties d'asservissement équipées de roulettes élastiques sans entretien maintiennent les essieux fixés au châssis du bogie. La suspension primaire est reprise du bogie type Genève.

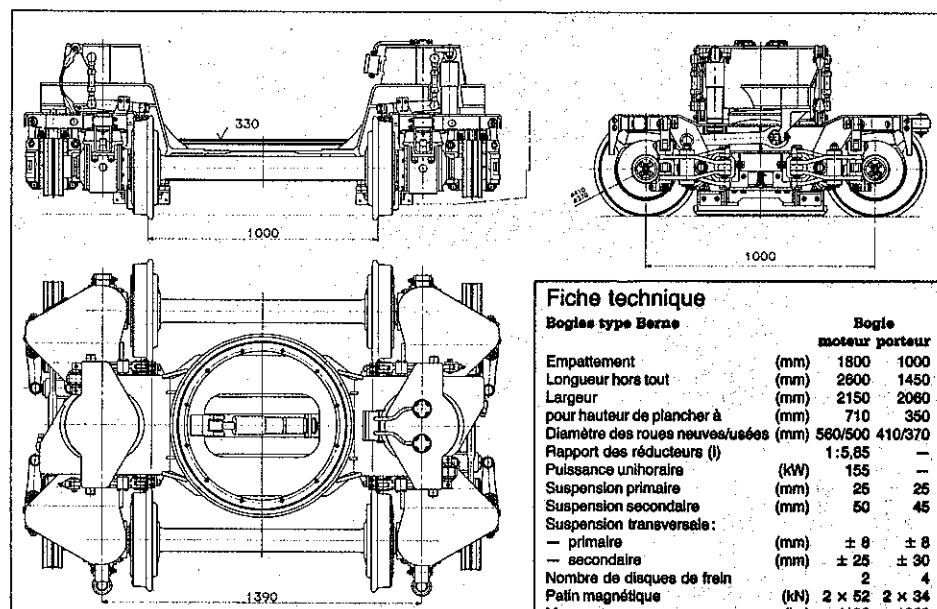
La suspension verticale et transversale de la caisse est assurée par des ressorts hélicoïdaux sur sommiers en caoutchouc. La liaison avec la caisse est assurée par une traverse danseuse dotée d'une couronne d'orientation à billes.

Chaque roue est équipée d'une unité de frein à disque. Le frein est à action directe et commandé par une centrale hydraulique commune du type H+K. Le temps de réponse est très court et permet, grâce à un dispositif d'anti-énragement efficace, jusqu'à quatre corrections de freinage par seconde. Pour assister le frein hydraulique en cas d'urgence, le bogie comporte des patins électromagnétiques sur rail.

Les principales caractéristiques et dimensions du bogie sont représentées aux figures 13 et 15.

Pour minimiser le risque technique, un bogie porteur a été fabriqué au préalable et mis sous une remorque des SVB. Les tests ont débuté en février 1988. Jusqu'à fin 1989, le bogie a parcouru 83 100 km en service commercial. Les essais sont très concluants et les experts des SVB portent le jugement suivant sur ce nouveau bogie:

Le bogie porteur



Fiche technique

Bogies type Berne

	Bogie moteur porteur
Empattement	(mm) 1800 1000
Longueur hors tout	(mm) 2600 1450
Largeur	(mm) 2150 2080
pour hauteur de plancher à	(mm) 710 350
Diamètre des roues neuves/usées	(mm) 560/500 410/370
Rapport des réducteurs (i)	1:5,85
Puissance unihorsaine	(kW) 155
Suspension primaire	(mm) 25 25
Suspension secondaire	(mm) 50 45
Suspension transversale:	
— primaire	(mm) ± 8 ± 8
— secondaire	(mm) ± 25 ± 30
Nombre de disques de frein	2 4
Patin magnétique	(kN) 2 x 52 2 x 34
Masse	(kg) 4100 1950
Vitesse maximale	(km/h) 70 76

Fig. 15. Diagramme du nouveau bogie porteur.

- très bonne qualité de roulement;
- faible bruit de roulement;
- absence de crissement dans les courbes;
- faible usure des roues;
- fonctionnement efficace du dispositif anti-enrayage;
- bonne performance des disques de frein.

L'équipement électrique

Le système de fourniture d'énergie de ce nouveau tramway surbaissé unidirectionnel est du type dit « tout électrique ». L'équipement électrique de traction est de technologie à hacheur de courant à thyristors dérivant du tram genevois. A l'exception du pantographe et du disjoncteur principal, l'équipement de puissance est divisé en deux circuits électriques indépendants. Les hacheurs à courant continu refroidis par des échangeurs thermiques (heat-pipes), les filtres d'entrée, les résistances de freinage avec ventilateur et les électroniques de traction microprogrammées sont groupés dans deux conteneurs et installés chacun sur un des toits des deux voitures d'extrémité (fig. 16).

La propulsion est réalisée par deux moteurs de traction autoventilés à courant ondulé ABB d'une puissance uni-horaire de 153 kW par moteur. Les deux blocs haute tension sont montés chacun dans un coffre situé sur le toit à proximité des articulations.

L'électronique de commande du véhicule et les connecteurs de diagnostic sont placés à l'intérieur du tram, sous un siège.

Le réseau de bord est alimenté par un convertisseur statique thyristorisé et monté également en toiture. Il fournit du courant continu en 36 V et du courant triphasé en 220 V, 50 Hz. L'électronique qui le pilote repose sur des rails télescopiques et est accessible aux fins de contrôle et d'entretien depuis l'intérieur du véhicule. La batterie d'accumulateurs d'une capacité de 130 Ah se trouve à l'arrière du véhicule.

Dans les armoires à mi-hauteur de la cabine de conduite sont placés à droite divers appareils pour la radio, l'écran de visualisation, les amplificateurs, les haut-parleurs extérieurs et intérieurs. L'installation tachymétrique, la commande des affiches et d'aiguillage, le manipulateur, l'inverseur de marche et les commandes en marche dégradée sont placées à gauche. Au plafond de la cabine sont disposés les organes de signalisation des défauts et les disjoncteurs pour les groupes auxiliaires.

Les mécanismes de porte avec leur commande électronique sont montés au-dessus de chaque porte et accessibles par des volets aménagés au plafond.

L'équipement électrique de traction tient compte des progrès récents dans

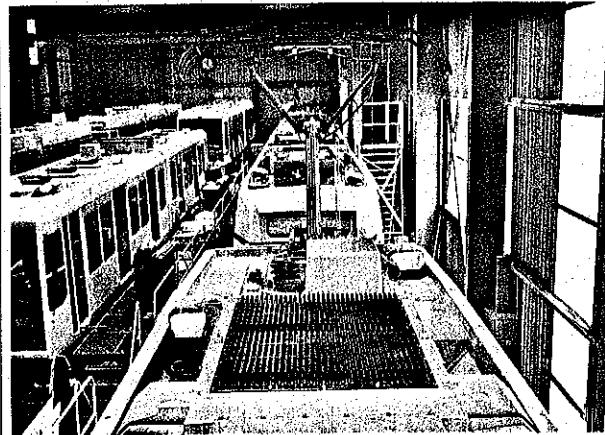


Fig. 16. Vue sur l'équipement électrique de traction monté en toiture.

le domaine de l'électronique et se caractérise par :

- des hacheurs à courant continu thyristorisés en technique GTO, sans perte de courant en démarrage et à grande capacité de récupération d'énergie pendant le freinage;
- deux circuits de traction indépendants à microprocesseurs pour une régulation optimale des efforts de traction et de freinage, sélectifs sur chaque bogie moteur et pour une plus grande sécurité à l'exploitation;
- l'utilisation des appareils électroniques de puissance avec possibilité de diagnostic pour réduire les travaux de maintenance et pour faciliter la détection des défauts.

Conclusion et perspectives

Le travail de pionnier effectué par VEVEY en 1982 avec la réalisation de tramway à plancher surbaissé genevois a suscité un vif intérêt à l'échelle internationale. Cette première fait école dans toute l'Europe où de nombreuses entreprises de transports publics ont suivi l'exemple de Genève. Le tramway surbaissé de la ville de Berne est son successeur et pose de nouveaux critères d'appréciation en matière de transports urbains. En effet, ce nouveau tramway est encore plus économique en exploitation et à l'entretien et offre un accès plus facile. Le concept surbaissé VEVEY optimisé répond encore mieux aux besoins des voyageurs qui désirent monter d'une manière commode sans trop d'effort dans un véhicule, et être transportés rapidement et confortablement en toute sécurité. La conception surbaissée VEVEY satisfait aussi les exigences

des exploitants qui demandent une rentabilité toujours plus grande.

L'utilisation de composants éprouvés et sans cesse perfectionnés ainsi que l'application de techniques modernes raisonnables confèrent au nouveau tramway à plancher surbaissé de deuxième génération une grande fiabilité tout en réduisant les frais d'exploitation et de maintenance.

La conception surbaissée VEVEY avec des bogies compacts de configuration classique, selon la technique des petites roues, permet suivant le type de véhicule et les conditions d'exploitation d'abaisser jusqu'à 78 % de la surface du plancher à une hauteur de 250 à 350 mm seulement au-dessus du niveau du rail. D'autre part, les places assises situées dans les zones surélevées au-dessus des bogies moteurs sont des places agréables et très appréciées des voyageurs à long trajet. Les porte-à-faux très courts des voitures assurent une bonne répartition des portes d'accès dans la zone surbaissée du véhicule et réduisent considérablement les accélérations verticales et transversales auxquelles l'agent de conduite est exposé.

VEVEY, fort de huit années d'expérience dans l'étude et la réalisation des tramways à plancher surbaissé, assisté par des installations modernes de CAO et de programmes de calcul, est en mesure de proposer aux entreprises de transports publics des solutions modernes, pratiques et sans recours à des techniques trop sophistiquées. Le dernier-né, le tramway surbaissé de la capitale fédérale, intègre à la fois nouveautés techniques et composants éprouvés et montre la bonne complémentarité entre les produits du mécanicien et de l'électricien. Nous remercions ici tout particulièrement la direction et le personnel spécialisé compétent des Transports publics bernois de leur soutien exemplaire tout au long de cette réalisation remarquable.

Comportement acoustique des bogies porteurs de nos trams surbaissés

Christophe Stoeri, ing. dipl. EPFL

Introduction

Le bruit influence la vie de tous les jours et le développement de la technique a provoqué une augmentation du bruit provenant des machines, des usines, du trafic, etc. Toute mesure prise ayant pour but une réduction de bruit est donc bénéfique. C'est dans ce contexte que Vevey tente de réduire au maximum le bruit de ses véhicules. En particulier de nombreux efforts ont été réalisés pour rendre les bogies porteurs de nos trams surbaissés plus silencieux. Cet article traite des mesures comparatives du bruit de bogies effectuées à Berne en trois endroits différents.

Bref extrait de la théorie

Le son est défini par une variation de pression perceptible par l'oreille. Chaque source sonore produit une certaine énergie acoustique par unité de temps d'où sa puissance sonore $P[W]$. Cette valeur de base est indépendante de l'environnement. L'énergie acoustique de la source a pour effet de produire une pression sonore dans l'espace. En mesurant cette pression, on constate qu'elle ne dépend pas seulement de la puissance sonore de la source ou de la distance entre source et point de mesure, mais aussi des effets d'absorption et de réflexion du voisinage.

Si un son est produit par une source sonore avec une puissance acoustique P , l'énergie est transmise de molécule en molécule du milieu ambiant en s'éloignant et le montant de ce flux d'énergie se propageant dans une certaine direction à travers une surface définie est nommé intensité I . La pression sonore p , provoquée par ce flux d'énergie au voisinage de la source, et les deux autres paramètres P et I sont liés comme suit:

$$I = \frac{P}{4 \cdot \pi \cdot r^2} = \frac{P^2}{\rho \cdot c}$$

où:

$$\begin{aligned} p &: \text{pression sonore} & [\text{Pa ou N/m}^2] \\ r &: \text{distance de la source} & [\text{m}] \\ \rho &: \text{densité de l'air} & [\text{kg/m}^3] \\ c &: \text{vitesse du son} & [\text{m/s}] \end{aligned}$$

La pression sonore p est le paramètre déterminant pour évaluer le niveau de bruit d'une source sonore. Comparées avec la pression statique de l'air (environ 10^5 Pa), les variations de cette pression sont très faibles: entre $20 \mu\text{Pa}$ pour la limite inférieure perceptible par l'oreille et 100 Pa pour la limite de douleur. Le rapport entre ces deux limites dépassant le million, on a introduit l'échelle logarithmique du niveau de pression sonore, le décibèl [dB] qui est défini comme suit:

$$\text{Niveau en dB} = 20 \log \left(\frac{p}{p_0} \right)$$

où p_0 est la limite inférieure $p_0 = 20 \mu\text{Pa}$. La figure 1 montre les niveaux en dB de quelques sources typiques. Après la pression sonore, la fréquence représente un paramètre important. Les ondes acoustiques se propagent de la source sonore dans le milieu ambiant avec une vitesse constante, la vitesse du son c ($c = 344 \text{ m/s}$ dans l'air à 20°C).

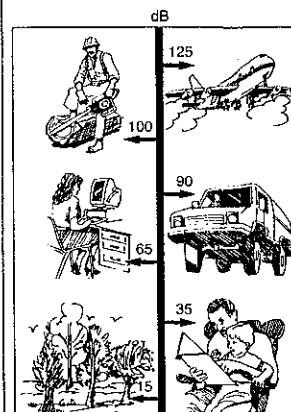


Fig. 1. Niveaux de pressions acoustiques de différents bruits familiers.

1500 m/s dans l'eau). La distance entre deux maxima de pression est la longueur d'onde λ [m]. Le nombre de variations de pression par seconde est la fréquence f mesurée en hertz ($1 \text{ Hz} = \text{s}^{-1}$). La relation entre ces trois paramètres peut être formulée comme suit:

$$\lambda = \frac{\text{vitesse du son } c}{\text{fréquence } f}$$

Les fréquences audibles pour l'oreille humaine se situent entre environ 20 Hz et 16 kHz. L'audibilité de l'oreille en fonction des fréquences ne représente pas une valeur constante et quelques fréquences sont plus douloureuses pour l'oreille que d'autres. C'est pourquoi lors de la présentation des résultats des mesures de bruit on n'indiquera pas seulement le niveau de bruit en dB, mais on procédera aussi à des analyses spectrales afin de pouvoir mettre en évidence le niveau du bruit pour différents domaines de fréquences.

Conditions de mesure

Une première série de mesures a été effectuée à Berne le 23 novembre 1989 (entre 20 h et 24 h) par le Laboratoire d'électromagnétisme et d'acoustique de l'EPFL en collaboration avec les Transports publics de la ville de Berne (SVB) et Vevey. Les trois emplacements choisis se caractérisent comme suit:

- dépôt de la Eigerplatz; courbe $R = 18 \text{ m}$, vitesse au pas;
- en courbe $R = 16 \text{ m}$, vers la boucle de Wabern, vitesse environ 12 km/h ;
- en ligne droite entre Sandrain et Schönenegg, vitesse environ 40 km/h .

L'emplacement A (courbe à rayon serré) permettant de mettre en évidence le phénomène du crissement, les mesures acoustiques ont été complétées par une seconde série réalisée à cet endroit le 29 novembre 1989 par l'Office pour la protection de l'environnement et le contrôle des denrées alimentaires du canton de Berne.

Aux emplacements A et B, les microphones étaient placés à $1,5 \text{ m}$ de la voie

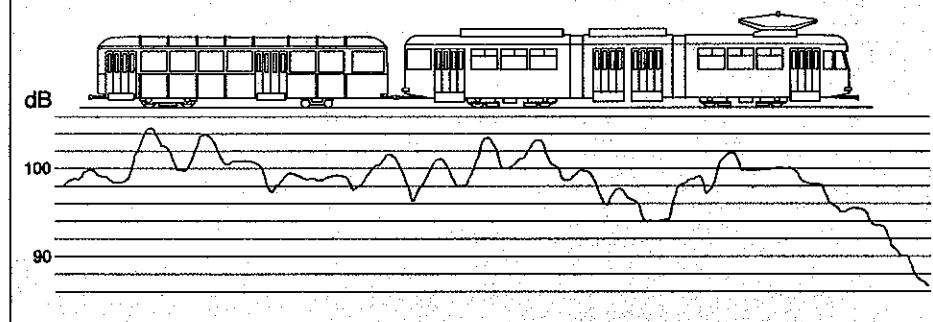


Fig. 2. Niveau de bruit du tram 701 avec remorque 341.

et à 40 cm de hauteur. Au point C (tracé indépendant avec du ballast), les microphones étaient à 80 cm de la voie et à 10 cm de hauteur.

Les mesures suivantes ont été effectuées:

- pour la durée de passage des trams, c'est-à-dire pour la durée pendant laquelle le bruit produit par le tram est audible depuis le point de mesure:

- mesure du niveau équivalent L_{eq} en dB (A) (niveau énergétique moyen pondéré A);
- du niveau de bruit minimum L_{MIN} ;
- du niveau maximum L_{MAX} ;
- du niveau de crête L_{PEAK} (dB (A));
- enregistrement graphique du niveau non pondéré;
- analyse fréquentielle à raison de 8 spectres par seconde;
- spectre moyen sur la durée de passage.

Le matériel principal utilisé pour effectuer ces mesures est le suivant:

- sonomètre classe 1 Brüel et Kjaer 2231/BZ7100;

roulant à une vitesse de 40 km/h . La figure 2 montre une vue à l'échelle du tram 701 avec la remorque 341 (premier bogie Vevey, deuxième bogie standard) et au-dessous le niveau de bruit en dB. Comme la vitesse du convoi ainsi que celle de l'enregistrement sont connues, l'échelle de la figure est choisie de façon à ce que le niveau du bruit à un instant donné corresponde exactement à l'élément du tram situé au-dessus.

Alors que tous les essieux ou autres bogies émettent un bruit entre 100 et 105 dB , le bogie porteur Vevey ne produit que 99 dB . La différence entre les deux bogies de la remorque est particulièrement parlante: pour toutes les mesures, le bruit du bogie Vevey est inférieur de 4 à 5 dB par rapport à l'autre bogie. Notons que, du fait de l'échelle logarithmique du dB, la différence entre 99 et 104 dB n'est pas de l'ordre de 5% , mais la pression sonore est 78% plus élevée.

Cette réduction de bruit du bogie Vevey équipé de roues de petit diamètre ($d = 410 \text{ mm}$) n'est pas seule-

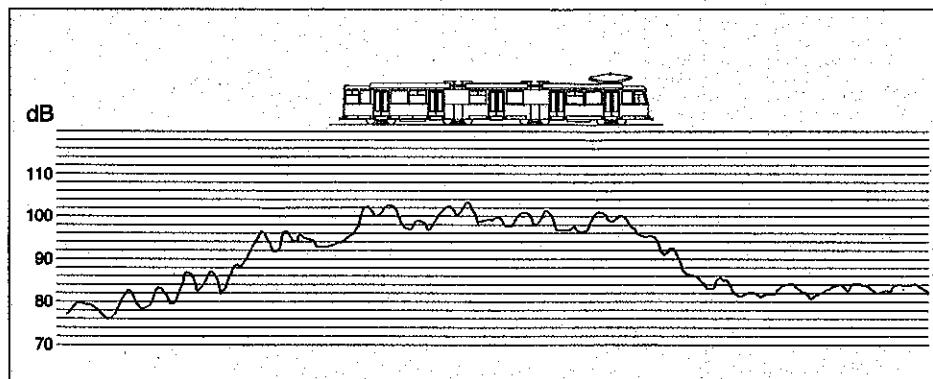


Fig. 3. Niveau de bruit d'un tram récent.

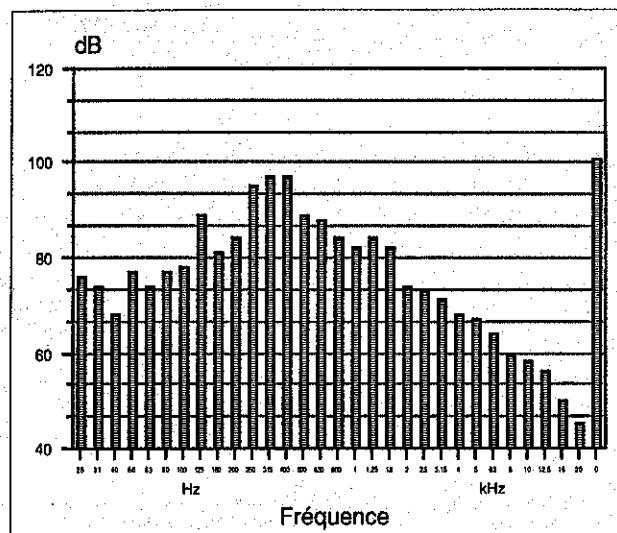


Fig. 4. Analyse spectrale du bogie Vevey.

ment valable par rapport aux bogies d'un vieux tram ou remorqué, mais aussi par rapport aux bogies d'un tram plus récent (fig. 3). Tous les bogies du véhicule 722 (Be 8/8, 1973) émettent un bruit d'environ 101-103 dB pour les mêmes conditions de mesures, d'où un écart de 2 à 4 dB.

Les figures 4 et 5 montrent les analyses spectrales du bogie Vevey (4) et d'un bogie porteur 722 (5). Elles ont partout été effectuées sur l'intervalle d'intensité maximale (pics). On constate que la différence entre les deux bogies, mais aussi entre les autres bogies non représentés ci-dessous, n'est pas significative. Il est néanmoins intéressant de noter que ce sont surtout les basses fréquences et celles jusqu'à 500 Hz qui prennent une grande ampleur, alors que la sensibilité de l'oreille humaine se situe au maximum aux alentours de 1 kHz (milieu du spectre).

Ces figures représentent des mesures effectuées en ligne droite (endroit C). Les mesures de bruit [dB] en fonction du temps en courbe (endroit B, rayon 16 m) n'ont pas donné de résultats significatifs à cause des réflexions dues à l'environnement. Il apparaît que les tracés séparés avec du ballast (meilleure atténuation) se prêtent mieux à de telles mesures. Celles effectuées dans une courbe serrée (emplacement A) ont donné par contre des résultats très intéressants. Il s'agissait là d'étudier le phénomène du «crissement», bruit douloureux pour l'oreille. La figure 6 montre le niveau de bruit pour un tram (602) avec remorque 341 (premier bogie Vevey, deuxième standard). On observe que le niveau de bruit du bogie Vevey se situe 20 dB (valeur absolue: 84 dB) au-dessous de celui de l'autre bogie

(104 dB). La deuxième mesure a donné des résultats identiques. En changeant le sens de passage (remorque poussée au lieu d'être tirée), la différence est moins nette, mais toujours significative: $\Delta dB = 11$ dB.

L'analyse spectrale d'un tel essai est illustrée au chapitre suivant. Les résultats ressemblent à une courbe de Gauss autour des fréquences moyennes de 500 à 1000 Hz.

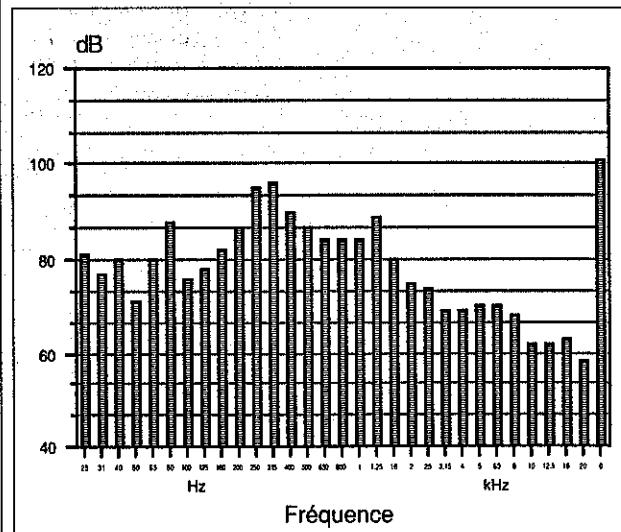


Fig. 5. Analyse spectrale d'un bogie porteur 722.

En résumant les résultats cités ci-dessus, on constate une réduction générale de bruit du bogie surbaissé Vevey par rapport à tous les autres bogies testés. La valeur de cette réduction dépend directement des conditions de mesures (emplacement, vitesse, etc.).

Autres résultats intéressants

Les mesures ont été faites dans le but de pouvoir quantifier le bruit des divers bogies ou essieux dans des conditions différentes. Il est néanmoins intéressant de chiffrer le bruit total d'un tram entier. Le tableau ci-après indique les valeurs de bruit (en dB) mesurées pour le temps de passage d'un tram en ligne droite (emplacement C). Notons que les trams 721, 720, 719 sont du même type. (Voir tableau p. 35.)

L_{PEAK} est la valeur maximale pratiquement instantanée, tandis que L_{MAX} est la valeur maximale intégrée (1 s). L'incertitude des mesures se situe à $\pm 0,5$ dB (A). Il est remarquable que tous les trams émettent pratiquement le même bruit. Ceci est valable pour une vitesse de 40 km/h (ligne droite). Les valeurs L_{eq} , L_{MAX} , L_{PEAK} mesurées en courbe à une vitesse de 12 km/h se situent à un niveau environ 15 dB plus bas que celles précitées, mais elles ne se distinguent guère d'un tram à l'autre. Il faut encore noter qu'elles ne sont pas com-

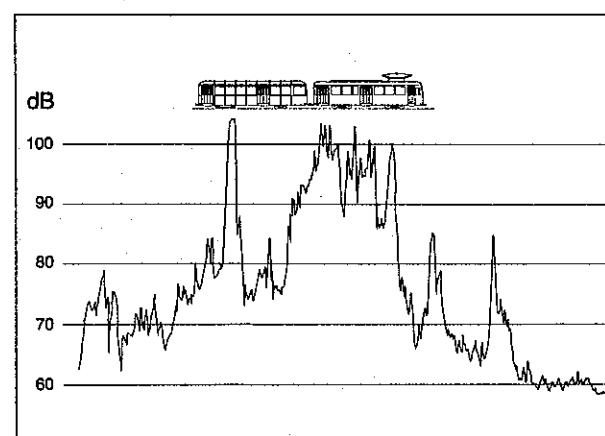


Fig. 6. Niveau de bruit du tram 602 avec remorque 341.

Véhicule	L_{eq}	L_{MIN}	L_{MAX}	L_{PEAK}
721	88	64	97	109
701-341 *	89	59	98	111
623	89	62	98	110
720	88	59	97	111
719	88	56	97	112

* Moyenne sur deux passages.

Véhicule	L_{eq}	L_{MIN}	L_{MAX}	L_{PEAK}
Véhicule 714 avec absorbeurs	87	62	98	106
Véhicule 715 sans absorbeurs	91	66	107	114

parables aux valeurs officielles d'émission de bruit d'un véhicule, car la distance de mesure ne correspond pas à celles données par l'Office fédéral des transports (OFT).

Une autre mesure de bruit a été effectuée à l'emplacement A (courbe serrée 18 m) afin de mettre en valeur le comportement d'un véhicule équipé d'absorbeurs lors du «crissement». Le tableau ci-dessus montre l'efficacité de ceux-ci.

La figure 7 illustre l'analyse spectrale des véhicules 714 et 715 (avec et sans absorbeurs) pendant le «crissement». On constate un niveau sonore élevé des fréquences autour de 1,25 kHz pour le véhicule sans absorbeur et l'efficacité des absorbeurs qui déplacent la pointe dans le domaine de 600 Hz, où l'oreille est nettement moins sensible.

Conclusions

Les résultats présentés ci-dessus prouvent clairement que le nouveau bogie

surbaissé Vevey émet moins de bruit (L_{PEAK}) est de 4 à 5 dB en ligne droite (niveau absolu environ 104 dB) et entre 10 et 20 dB en courbe serrée avec crissement (niveau absolu du bogie standard environ 105 dB).

En courbe serrée sans crissement, il n'est pas possible de déceler un écart significatif. Cela provient du fait que la mesure du bruit d'un bogie porteur donné a été fortement perturbée par le bruit du bogie moteur le plus proche.

En tracé séparé, ce phénomène se trouve atténué par l'absorption phonique du sol (ballast).

Il est très probable que les différences de niveaux de bruit mesurées (entre l'émission du bogie surbaissé Vevey et celle d'un bogie classique) seraient encore plus spectaculaires si l'on parvenait à isoler totalement l'effet de chaque bogie du véhicule concerné.

Pourquoi les bogies porteurs surbaissés Vevey émettent-ils moins de bruit? Il s'agit sans doute d'un effet combiné des caractéristiques suivantes:

- roues de faible diamètre, donc peu de surfaces émettrices;
- les fréquences propres d'un corps vibrant sont d'autant plus élevées que les dimensions de ce dernier sont faibles, donc émission dans une plage de fréquence élevée où l'atténuation par le caoutchouc est plus forte;
- bâche à faible empattement, d'où inscription en courbe avec moins de frottement;
- utilisation d'éléments en caoutchouc pour toutes les articulations et les appuis des ressorts métalliques, d'où diminution du bruit transmis des essieux au cadre de bogie et à la caisse.

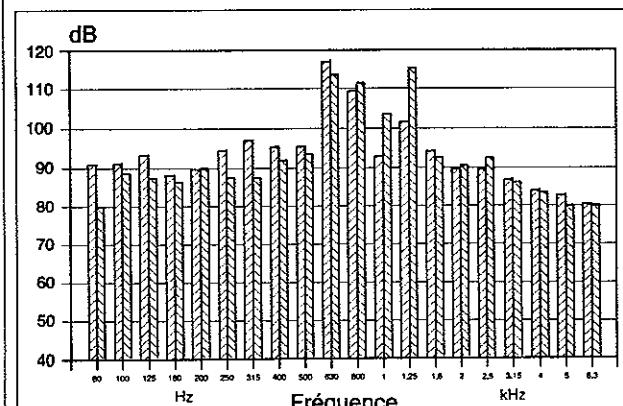


Fig. 7. Analyse spectrale des véhicules 714 et 715. En bleu: avec absorbeurs. En rouge: sans absorbeurs.

Sécurité au déraillement

Evolution des méthodes de calcul et comportement des roues de petit diamètre

Charles Scherer, ing. dipl. EPFZ
Christophe Stoeri, ing. dipl. EPFL

Les calculs de sécurité au déraillement sont une partie importante des études préliminaires d'un projet déterminé. Ceci est particulièrement vrai pour les bogies transporteurs mais aussi pour ceux équipés de roues de petit diamètre en général. Les méthodes traditionnelles ne permettent pas de tenir compte des nouveaux paramètres, un procédé plus sophistiqué est présenté ci-dessous.

Introduction

Une des phases importantes de l'étude de la sécurité au déraillement des véhicules ferroviaires englobe la recherche des efforts d'inscription en courbe. Les forces de guidage agissent sur les boudins des roues guidées et provoquent la rotation du véhicule ou bogie autour d'un axe vertical, tout en surmontant les effets du frottement des surfaces de roulement sur la voie. La distribution des charges verticales des roues étant quelconque, il s'agit de calculer tous les efforts de délestage. Les principales causes de ces phénomènes sont les suivantes:

- effets d'inscription en courbe;
- effets des couples de roulis (forces centrifuges, effet de dévers et vent latéral);
- cabrage dû au freinage;
- effet de voie gauche;
- effets dynamiques (convoi en accélération ou décélération).

Un programme préparatoire calcule les couples M_x , M_y , M_z ainsi que les efforts F_x , F_y et F_z à partir de:

- la géométrie du véhicule;
- la géométrie de la voie;
- la vitesse du convoi;
- la vitesse du vent latéral.

A l'aide des grandeurs ainsi obtenues, le programme principal calcule tous les efforts de base agissant aux quatre roues du bogie ou du véhicule à deux essieux considéré.

Le bogie (ou véhicule à deux essieux) peut se trouver en marche en crabe (fig. 1), en marche à la corde ou en marche libre (essieu N° 2 sans appui latéral).

Les relations de la mécanique appliquée (équilibre de toutes les parties en jeu) permettent de déterminer tous les efforts (fig. 2 et 3) en tenant compte des positions précises des points d'application.

Evolution des méthodes de calcul

Ces dernières années, plusieurs publications ont traité le sujet de la sécurité au déraillement. Sans prétendre être complet, quelques travaux fort intéressants sont cités ci-après.

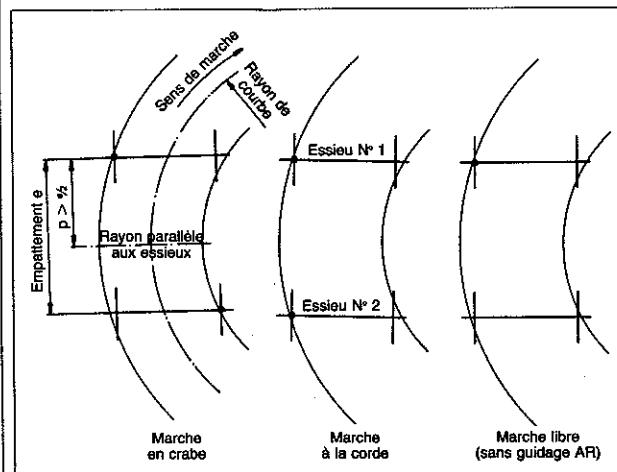


Fig. 1. Trois types de marche d'un bogie ou d'un véhicule à deux essieux.

Déjà, en 1953, H. Heumann présentait une méthode graphique complète pour calculer la sécurité au déraillement et il avait déjà déterminé des conditions aux limites. Beaucoup de simplifications étaient alors admises.

P. Borgeaud, par contre, donnait, dans ses nombreuses publications (entre 1937 et 1973), plusieurs formules précises pour déterminer l'interaction entre roue et rail. Même le coefficient de frottement n'a pas été admis constant. Ces formules prenaient une telle ampleur qu'elles ne pouvaient pas donner une méthode de calcul facile à appliquer. En 1968, une méthode de calcul simplifiée a été présentée par J. Nöthen et K. Althammer. Parmi les différentes simplifications, on peut préciser qu'elle ne tient pas compte d'une distribution quelconque des efforts des roues et qu'elle néglige la poussée verticale provenant du contact entre boudin et rail. Une méthode déjà plus précise et très complète a été élaborée par H.-H. Pribnow (1972, 1984). A l'aide des itérations on peut calculer, pour un cas déterminé, le rapport entre la force de

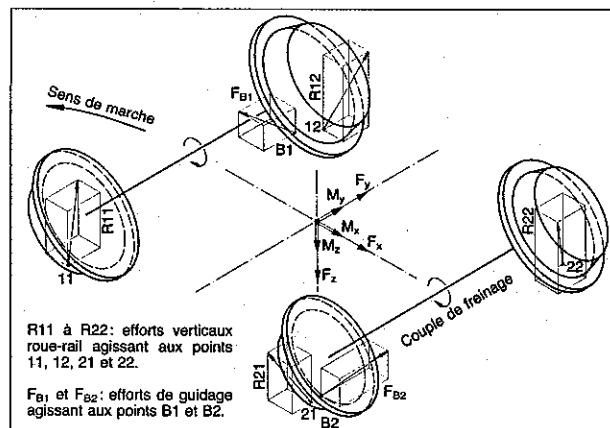


Fig. 2. Situation correspondant à la marche en crabe. Vue de dessous.

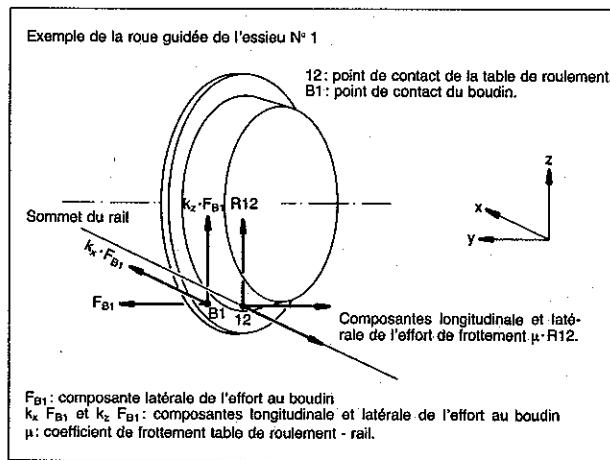


Fig. 3. Efforts entre roue et rail.

guidage Y et l'effort vertical Q et le comparer avec la valeur déjà définie par H. Heumann de $(Y/Q)_{lim}$. Les simplifications concernent surtout le calcul des angles des efforts latéraux et l'effet de la poussée verticale de la force directrice. Même si cette méthode est assez pessimiste (voir tableau ci-dessous), elle a été acceptée par l'Office fédéral des transports (OFT) en 1984 comme méthode officielle.

Dans un rapport interne *VEVEY*, le TCC (Centre de calcul, division transport) présentait, en 1982, une méthode plus précise. Celle-ci, utilisable avec une calculatrice programmable, recherche, à l'aide d'une double itération, l'équilibre complet du cadre de bogie. On tient compte de tous les efforts de délestage de la roue, mais le point de contact boudin-rail est considéré

comme fixe. Les résultats des calculs, obtenus par cette méthode, ont aussi été acceptés par l'OFT. A l'aide du nouveau programme de calcul (TCC 1990) et d'ordinateurs plus puissants, cette simplification n'est plus nécessaire et la valeur ainsi que la direction de tous les efforts peuvent être calculées d'une manière très précise. Cette méthode permet notamment

d'étudier l'influence du diamètre des roues et de déterminer la limite réelle de sécurité au déraillement $(Y/Q)_{lim}$. Comparaison des méthodes de calcul à l'aide d'un exemple (bogie porteur *VEVEY*-SVB, courbe avec dévers, avec vent latéral, bogie moteur N° 1 freiné).

Déroulement du programme principal

Les données d'entrée du programme principal, à savoir les trois couples et les trois efforts agissant entre caisse et bogie, ainsi que les efforts verticaux des quatre roues, sont fournies par le programme préparatoire (voir chapitre initial). Avant de lancer le programme principal, l'utilisateur doit introduire quelques valeurs initiales (basées sur l'expérience ou estimées) afin de donner un point de départ aux diverses itérations. Le diagramme de flux (fig. 4) montre le déroulement de ce programme. Trois niveaux d'itérations sont nécessaires pour trouver l'équilibre entre tous les couples et efforts avec leurs points d'application et leur orientation dans l'espace.

Notons que l'orientation dans l'espace des efforts de frottement aux tables de roulement et aux boudins varie de façon sensible selon les valeurs de tous les paramètres présents, en particulier avec la vitesse de rotation Ω et avec le diamètre des roues.

Si la valeur calculée de $FB2$ est positive, le calcul est terminé et correspond à la marche « à la corde ». Dans le cas contraire, le calcul est repris dès le début et les formules pour la marche « en crabe » sont appliquées.

Si la valeur résultante est encore négative, nous avons affaire à la « marche libre ».

Dans deux situations particulières le programme est interrompu, car il ne peut pas satisfaire aux conditions d'équilibre quand:

- la force latérale au pivot F_y est excessive, les roues d'un côté du véhicule perdent le contact avec le rail (basculement);
- le couple de freinage d'un essieu est trop élevé (glissement excessif), la vitesse de rotation Ω devient variable, phénomène dynamique qui n'est pas traité par nos équations.

	Pribnow 1984	TCC 1982	TCC 1990 $d = 0,3 \text{ m}$	TCC 1990 $d = 0,75 \text{ m}$
(Y/Q) essieu 1	1,024	0,793	0,870	0,839
(Y/Q) essieu 2	0,293	0,204	0,226	0,241
$(Y/Q)^*$	1,568	1,568	1,684	1,562
facteur de sécurité	1,53	1,98	1,94	1,86

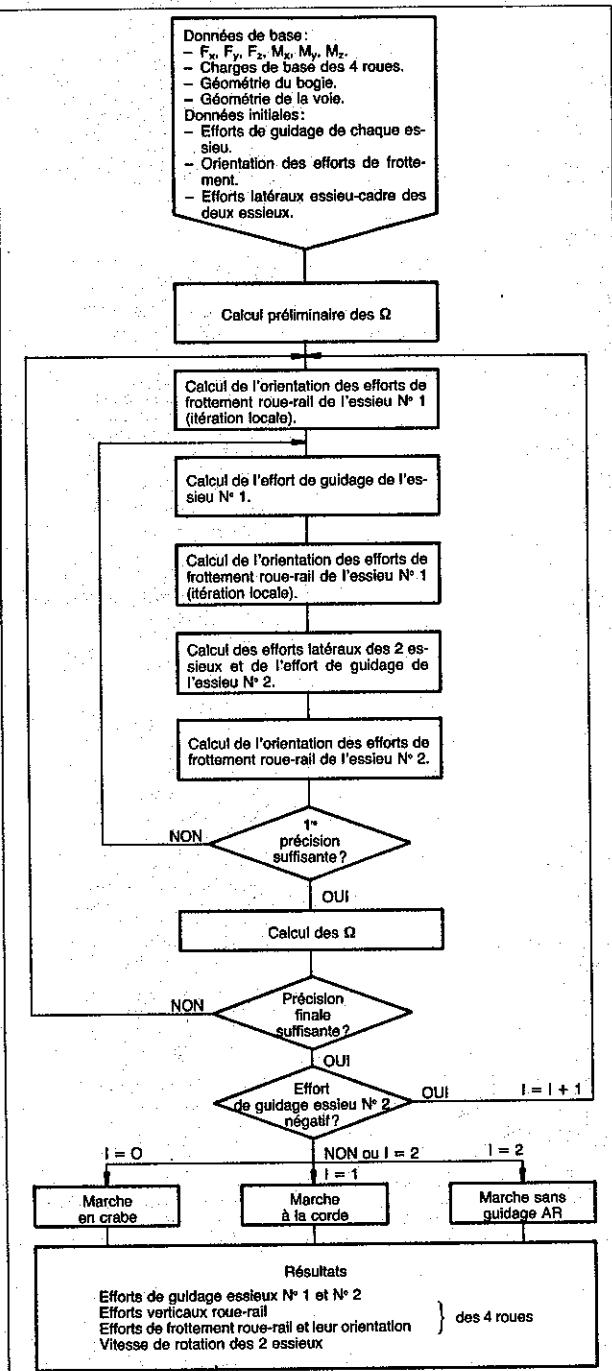


Fig. 4. Diagramme de flux, montrant le déroulement du programme.

Roue classique ($\varnothing 750$) et roue de petit diamètre ($\varnothing 300$)

Différences de comportement

En analysant l'influence du diamètre des roues à l'aide des formules précises utilisées dans le programme TCC 1990, on observe deux phénomènes qui se compensent partiellement.

Le premier concerne l'orientation de l'effort de frottement au boudin. La figure 5 montre la différence (indice c pour la roue classique, p pour les petites roues). Grâce à l'angle γ plus grand, la composante verticale de l'effort de frottement au boudin de la petite roue est inférieure à celle de la roue classique ; cette dernière subit un délestage plus important et déraille plus facilement.

Le second est basé sur les conditions d'équilibre du châssis qui font apparaître un effort latéral ΔH_{as} antisymétrique entre chaque essieu et le cadre de bogie provoquant un lestage des roues 12 et 21 et un délestage des roues 11 et 22 de même intensité et proportionnel au diamètre des roues. Du fait que c'est la roue guidée de l'essieu N° 1 qui est lestée, l'avantage revient donc cette fois-ci aux roues classiques.

Le résultat de l'opposition de ces deux phénomènes ne peut pas être déterminé une fois pour toutes, il dépend fortement des conditions précises du passage dans la courbe (rayon, vitesse, dévers, vent latéral, effet d'attelages, etc., voir chapitre suivant).

Résultats du nouveau programme

Etude paramétrique

Avec ce programme il est possible d'étudier l'influence d'un paramètre quelconque sur la sécurité au déraillement, en particulier le diamètre des roues. Les résultats des trois exemples qui sont présentés ci-dessous concernent des cas étudiés pour la sécurité au déraillement de nos trains SVB, donc des cas proches de la réalité.

La figure 6 montre la relation des efforts latéraux et verticaux du deuxième essieu (essieu critique) $(Y/Q)_2$ d'un bogie porteur pour le véhicule à 15 km/h qui se trouve dans une courbe ($R = 15,5$ m) sans dévers. Les deux bogies moteurs freinent le véhicule et on suppose la présence d'un vent latéral de 50 km/h. Les résultats montrent une faible diminution du rapport Y/Q avec l'augmentation du diamètre des roues qui provient de l'augmentation de la vitesse effective et totale $R21$ des efforts

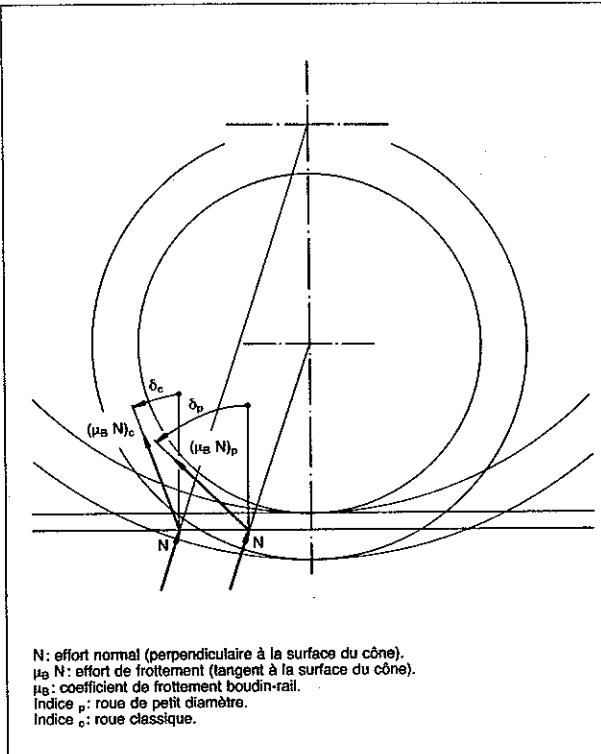


Fig. 5. Comparaison des orientations des efforts au boudin (projections sur un plan vertical).

verticaux entre rail et surface du roulement. La limite effective (Y/Q)* se situe néanmoins autour de 1,6 (voir chapitre ci-après).

La figure 7 montre la relation Y/Q pour trois autres cas, toujours en fonction du diamètre de la roue. Les deux premières courbes concernent les mêmes données que celles de la figure 6, à l'exception du régime de freinage (seulement deuxième BM freiné). La troisième courbe représente la relation Y/Q de la roue critique avant dans une grande courbe avec dévers, le véhicule roulant à très faible vitesse.

Tandis que les figures 6 et 7 montrent l'exemple de la marche en crabe, la figure 8 traite le fonctionnement de la marche à la corde, c'est-à-dire avec guidage des deux roues extérieures. C'est notamment le cas quand le véhicule entre en courbe à grande vitesse. Presque tous ces exemples montrent que la relation Y/Q est légèrement plus favorable pour les roues classiques mais la différence reste minime. Le chapitre suivant est consacré à la limite effective au déraillement et prouvera que les petites roues seront à la fin du compte plutôt favorables.

Critères de limites au déraillement

Toutes les méthodes traditionnelles comparent les résultats Y/Q (chapitre ci-dessus) à une valeur $(Y/Q)_{lim}$ qui se calcule uniquement en fonction de la géométrie du boudin et du coefficient du frottement boudin-rail : (efforts au boudin situés dans un plan vertical)

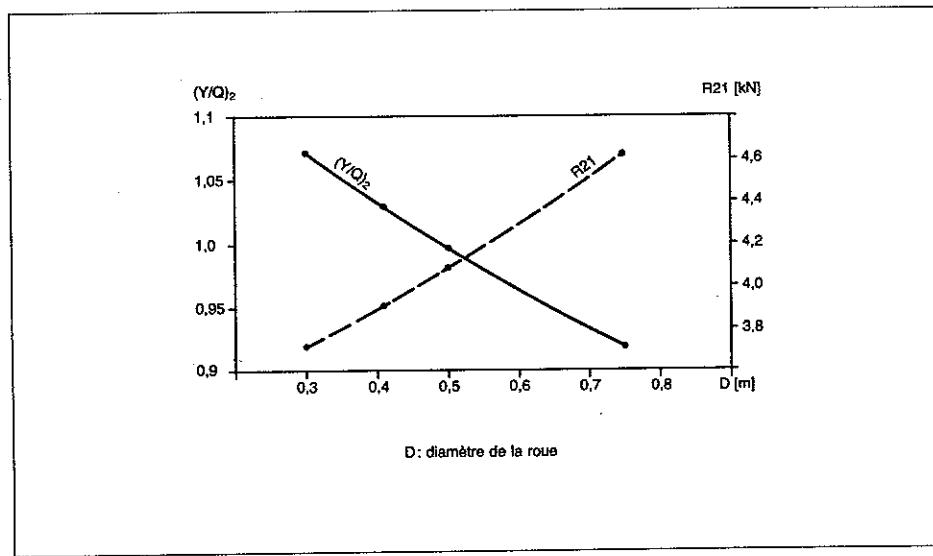


Fig. 6. Efforts latéraux et verticaux du deuxième essieu d'un bogie porteur.

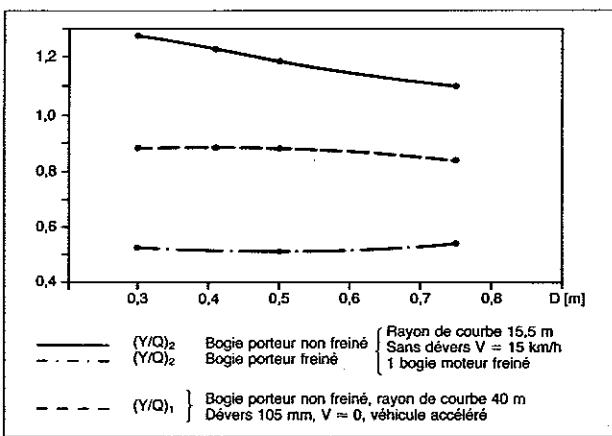


Fig. 7. Efforts latéraux et verticaux en fonction du diamètre de la roue.

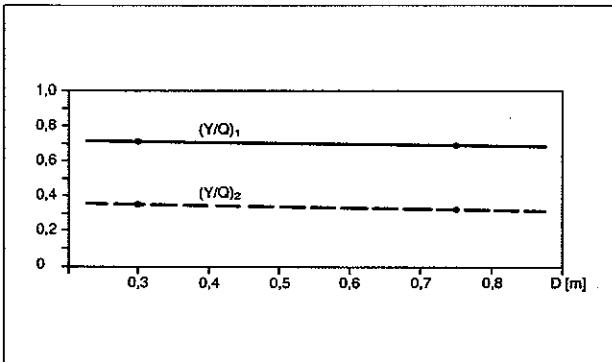


Fig. 8. Influence du diamètre de roue en marche à la corde.

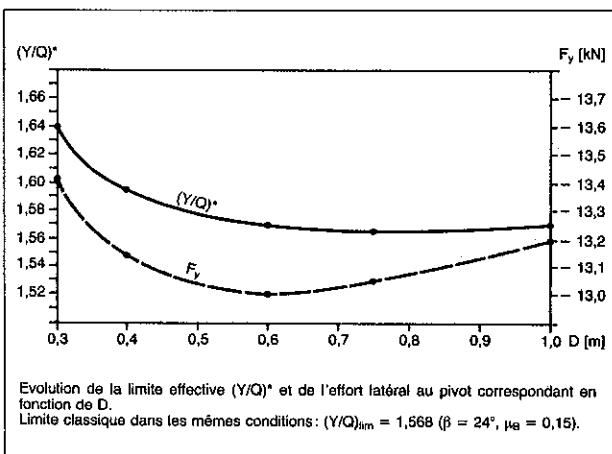


Fig. 9. Sécurité au déraillement en fonction du diamètre des roues.

$$(Y/Q)_{\text{lim}} = \frac{1 - \tan \beta \cdot \mu_b}{\tan \beta + \mu_b} \text{ et l'on admet qu'il n'y a pas de déraillement si } Y/Q < (Y/Q)_{\text{lim}}$$

En réalité, cette limite au déraillement est aussi fonction d'autres paramètres, dont le diamètre des roues. De plus, les efforts réels au boudin ont généralement une orientation quelconque dans l'espace. En utilisant une méthode de calcul plus rigoureuse, on s'aperçoit que la vraie limite de déraillement est atteinte lorsqu'il devient impossible de maintenir un essieu en équilibre (quasi) statique. Dans une telle situation, l'excédent des efforts verticaux provoque un mouvement accéléré de la roue guidée vers le haut ce qui la fait grimper au-dessus du rail. Notons ici qu'un décollement de la table de roulement ($R_{12} = 0$, un seul point de contact roue-rail) n'est pas l'équivalent d'un déraillement. Dans ce cas, un équilibre statique est souvent encore possible, surtout lorsque l'angle β du boudin est petit.

En résumé la vraie limite au déraillement n'est pas seulement une fonction simple de β et μ_b , mais dépend aussi du diamètre de la roue et de la valeur de l'effort vertical total de l'essieu critique. Les valeurs de la vraie limite $(Y/Q)^*$ peuvent être trouvées par extrapolation au moyen d'une étude paramétrique. La figure 9 montre la limite ainsi calculée de la sécurité au déraillement $(Y/Q)^*$ en fonction de la grandeur des roues. Cette limite ainsi que l'effort latéral correspondant F_y agissant sur le bogie sont légèrement supérieurs pour les petites roues que pour les roues classiques.

Conclusions

En reprenant les résultats des chapitres précédents et en calculant le rapport entre Y/Q et $(Y/Q)^*$, qui peut être considéré comme facteur de sécurité, on constate que les petites roues présentent généralement une sécurité au déraillement légèrement améliorée par rapport aux roues classiques. La seule situation où les petites roues sont moins favorables se présente lorsqu'un couple M_z important s'oppose à la rotation du cadre de bogie autour d'un axe vertical (frottement excessif des lisières par exemple). En résumé on peut dire que les différences des facteurs de sécurité au déraillement entre roues classiques et roues de petit diamètre restent minimes, voire négligeables.

L'intérêt de notre nouveau programme très rigoureux permet de mettre en évidence l'influence du diamètre des roues, de mieux comprendre le mécanisme détaillé du déraillement, et surtout de pouvoir chiffrer, avec précision, la sécurité supplémentaire qui existe par rapport à celle que l'on obtient par le calcul usuel de $(Y/Q)_{\text{lim}}$.

Etude de la résistance d'un autobus par la méthode des éléments finis et vérification par mesures extensométriques

H. Burfeindt, ing. ST

Introduction

La mise en œuvre d'une telle étude a été effectuée sur un autobus destiné aux Transports publics de la ville de Berne. Ce véhicule comporte une superstructure montée sur un châssis Volvo du type B10 R.

Les exigences formulées par le client précisait entre autres :

- l'installation de 4 portes dont au moins 3 dans la partie surbaissée du plancher, afin de faciliter au maximum le flux des passagers;
 - une hauteur du plancher dans la partie basse d'au maximum 530 mm.

Le constructeur de la superstructure avait à accomplir la tâche suivante:

- développer une structure suffisamment portante et relativement légère alors qu'il n'était plus possible, du fait de la faible hauteur imposée du plancher, de construire comme à l'accoutumée un cadre complémentaire sur ce châssis assez souple. En outre, la paroi latérale droite, comportant 4 ouvertures n'offrait pas les meilleures conditions de ralissement. L'expérience acquise par Ramseier et Jenzer (R+J) durant plusieurs années dans l'étude de structures allégées naturellement pu être mise à profit car le poids minimal a toujours été un des objectifs dans la construction des véhicules routiers. Les forces provenant des essieu et transmises à l'ossature ont dû être introduites dans le toit en contournant les ouvertures d'accès. La structure du toit très

sistante mise au point par R+J voilà déjà plusieurs années s'est révélée ici être un grand avantage. La transmission des efforts du châssis à l'ossature de la paroi latérale a également nécessité une attention particulière

Compte tenu des raisons évoquées ci-dessus, il fut décidé de faire vérifier la résistance de la structure par la méthode des éléments finis avant de passer à l'exécution. Cette même méthode permet d'ailleurs l'évaluation des fréquences propres des différents modes d'oscillation.

Le problème à résoudre se posait ainsi :

Les cas de charge «tare», «charge maxi» et «torsion» doivent être exa-

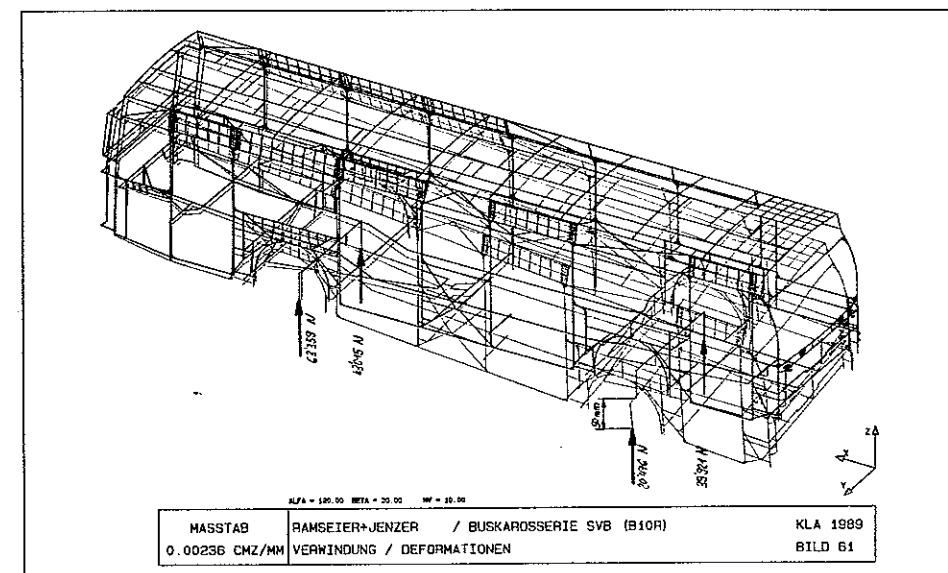


Fig. 1. Torsion / déformations de la caisse

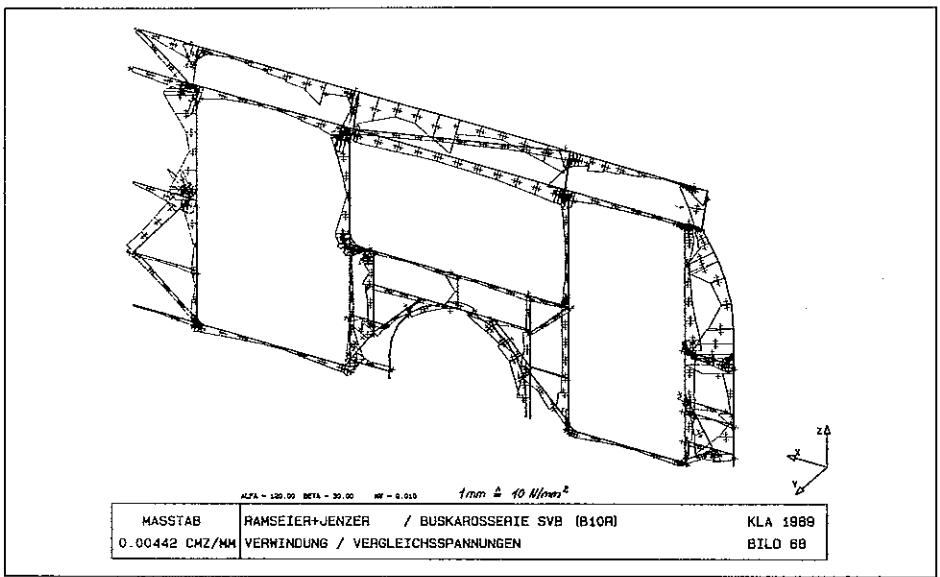


Fig. 2. Torsion / tensions comparées.

minés et la fréquence propre de flexion la plus basse est à déterminer. Une attention particulière doit être accordée aux transitions entre les parois latérales et le toit au voisinage des ouvertures d'accès.

Pour le cas de charge «torsion», l'appui d'une roue avant est supprimé une fois à gauche puis une fois à droite, ou un déportement est imposé dans le sens vertical. La variante présentant la plus grande sollicitation est analysée.

Pour l'évaluation des fréquences propres, les essieux et les bras de suspension sont supprimés dans le modèle et les oscillations libres de la structure calculées. C'est-à-dire que les appuis très élastiques par rapport à la structure portante donnés par les ressorts pneumatiques ne sont pas pris en compte.

Les résultats sont représentés surtout graphiquement en raison du nombre considérable de données.

par des points nodaux. Les déplacements des nœuds sont introduits comme inconnues. Il en découle pour chaque élément, compte tenu de la loi correspondante sur les matériaux (loi de Hooke), la matrice de la rigidité qui — ensemble avec les conditions d'équilibre de tous les nœuds — définit le système d'équations pour les déplacements nodaux.

Les fréquences propres sont déterminées par itération selon une méthode de A. Jennings.

Méthode employée

A l'appui des plans de construction, un modèle fut créé avec des éléments en barres et en plaques aux dimensions correspondantes.

Le moteur, la boîte de vitesses, les essieux avant et arrière sont intégrés en tant que charges individuelles, et le poids du châssis est augmenté jusqu'à s'aligner aux essieux avant et arrière aux charges pesées. En ajoutant comme charges individuelles le réservoir de carburant, les passagers ainsi que le poids de la carrosserie, on obtient le poids total admissible. Le revêtement, les vitres, l'équipement intérieur, etc., sont pris en compte par augmentation du poids spécifique de la structure.

Les cas de charge «tare» et «charge maxi» sont calculés avec des appuis verticaux pour les quatre roues. Un coefficient de choc de 1,3 est pris en considération pour le cas de «charge maxi».

La méthode des éléments finis est un procédé performant qui permet de résoudre arithmétiquement les problèmes de résistance de tous ordres dans les domaines élastique et plastique. Elle est basée sur la résolution de systèmes d'équations linéaires d'un degré supérieur à l'aide d'ordinateurs puissants, dans le cas présent un APOLLO DN 10 000. Les systèmes d'équations sont établis à l'aide du calcul matriciel.

Le système à calculer (la structure portante) est subdivisé en éléments appropriés qui sont connectés entre eux

Conditions aux limites

Pour le calcul des cas de charge «tare» et «charge maxi», les quatre roues étaient disposées dans le sens vertical (axe z). Pour obtenir un appui statiquement parfait, il fallut encore maintenir les roues gauches du véhicule dans le sens transversal (axe y) et la roue arrière gauche dans le sens longitudinal (axe x).

Le calcul du cas de charge «torsion» a révélé que la variante avec compression du ressort sur le côté gauche du véhicule et étirement de celui du côté droit représente la sollicitation la plus critique pour l'essieu avant. C'est pourquoi sur le modèle, on a imposé à la roue avant droite une déformation de 50 mm vers le bas (sens z négatif).

Résultats de la mesure par jauge de contrainte

Véhicule: Volvo B10R SVB — Trajets de mesure effectués les 18-19.10.69 — L'interprétation des relevés de mesure donne les valeurs d'allongement en $\frac{\text{mm}}{\text{m}}$

Conversion: $\sigma = E_{\text{max}} \frac{L}{\text{mm}^2} \cdot \text{allongement en } \frac{\text{m}}{\text{m}}$

Indication des valeurs de tension en $\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ respectivement traction / compression

N°	Emplacement	Série de mesure 1		Série de mesure 1 (Wdh)		Série de mesure 2		Série de mesure 3		Série de mesure 4	
		Parcours	Parcours	Parcours	Parcours	Parcours	Parcours	Parcours	Parcours	Parcours	Parcours
1.	1 ^{re} colonne droite, extérieure	44 / 25	50 / 31	42 / 42	46 / 58	20 / 20	20 / 20	8 / 10	10 / 4	—	—
2.	2 ^{re} colonne de l'ot inférieure droite	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
3.	Porte 1, 2 ^{re} colonne en bas, devant, à droite	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
4.	Longeron du toit supérieur, droit	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
5.	Porte 1, 2 ^{re} colonne centrale métraine, droite à droite	8 / 8	15 / 25	12 / 17	25 / 10	—	—	—	—	—	—
6.	Porte 1, 1 ^{re} colonne sous cadre du toit, à l'ini, droite	36 / 17	42 / 38	25 / 32	25 / 32	—	—	—	—	—	—
7.	Porte 3, 1 ^{re} colonne centrale métraine, arrière, droite	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
8.	Cadre du toit au-dessus porte 3, en haut, droit	25 / 17	29 / 39	25 / 21	21 / 25	—	—	17 / 13	25 / 17	—	—
9.	Cadre du toit au-dessus porte 3, extérieur, droit	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
10.	Porte 3, 2 ^{re} colonne en haut, intérieur, droite	—	—	31 / 67	42 / 76	67 / 80	67 / 80	—	—	—	—
11.	Porte 3, 2 ^{re} colonne centrale métraine arrière, droite	—	—	33 / 32	33 / 32	—	—	—	—	—	—
12.	Porte 3, 2 ^{re} colonne centrale métraine arrière, droite	76 / 84	59 / 80	63 / 95	63 / 76	—	—	—	—	—	—
13.	Porte 3, 2 ^{re} colonne en bas, près traverse avant droite	0 / 8	0 / 8	0 / 46	—	—	—	—	—	—	—
14.	Longeron inférieur du toit au-dessus HA, extérieur, droit	—	—	—	—	25 / 32	25 / 32	—	—	—	—
15.	Porte 4, 1 ^{re} colonne en haut, intérieur, droit	—	—	—	—	25 / 59	17 / 25	—	—	—	—
16.	Centrale métraine avant porte 4, en haut, droite	25 / 0	25 / 0	17 / 4	17 / 4	—	—	8 / 4	17 / 13	—	—
17.	Porte 4, 1 ^{re} colonne près centrale métraine, arrière, droite	—	—	—	—	32 / 21	25 / 21	—	—	—	—
18.	Porte 4, 1 ^{re} colonne près traverse arrière, droite	9 / 8	8 / 8	8 / 8	8 / 8	—	—	—	—	—	—
19.	Porte 4, 2 ^{re} colonne en haut avant droite	25 / 25	48 / 42	17 / 42	25 / 50	—	—	17 / 17	25 / 34	—	—
20.	Porte 4, 2 ^{re} colonne près centrale métraine, avant, droite	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
21.	Centrale colonne arrière droite extérieur près centrale métraine	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
22.	Centrale entretoise du cadre du toit intérieur, droite	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
23.	Cadre du toit au-dessus, 1 ^{re} colonne près porte 4, en haut, droit	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
24.	Porte 4, 1 ^{re} colonne près centrale arrière, haut, avant, droite	38 / 0	42 / 0	29 / 11	38 / 8	—	—	38 / 8	21 / 16	32 / 8	25 / 13
25.	Porte 4, 2 ^{re} colonne en haut extérieur	67 / 8	84 / 25	53 / 21	74 / 17	25 / 55	42 / 34	—	21 / 53	34 / 42	25 / 17
26.	Centrale métraine arrière droite intérieur, haut, arrière	—	—	—	—	—	—	—	59 / 59	88 / 53	—
27.	Centrale de toit gauche intérieur	—	—	—	—	—	—	8 / 4	8 / 4	—	—
28.	Longeron du cadre de l'ot gauche, arrière, fente conducteur haut	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
29.	Montant de pare-brise gauche, haut bord de portière	59 / 0	50 / 0	—	—	—	—	—	25 / 32	25 / 32	—
30.	Cadre métraine arrière droite accès V.A. haut	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
31.	Embrasure bas rep. 31 devant	59 / 0	50 / 0	—	—	—	—	—	—	—	—
32.	Embrasure bas sous rep. 32 gauche bas	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
33.	Colonne près traverse droite V.G. gauche arrière	—	—	—	—	—	—	—	42 / 50	32 / 59	—
34.	Colonne près traverse milieu gauche arrière	—	—	—	—	—	—	—	34 / 101	50 / 76	—
35.	Colonne sur HA. Gauche arrière	—	—	—	—	—	—	—	38 / 25	21 / 53	—
36.	Centrale métraine après passage roue arrière	67 / 4	53 / 0	118 / 17	116 / 4	59 / 17	42 / 8	84 / 0	76 / 0	32 / 42	53 / 38
37.	Centrale métraine après passage roue arrière	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
38.	Embrasure après passage roue arrière	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
39.	Embrasure droite dans champ sp. HA. haut	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
40.	Droite colonne gauche arrière	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
41.	Près public du toit arrière droite entrelacée longitudinale	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
42.	Premier arceau gauche haut	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
43.	Longeron de l'ot haut entre portes intérieures	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
44.	Embrasure arrière droite dans champ sp. HA. haut, extérieur	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
45.	Fenêtre arrière droite, bas, arrière	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
46.	Fenêtre arrière gauche, haut, extérieur	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
47.	A gauche après HA. près traverse	—	—	—	—	—	—	—	101 / 55	67 / 67	—
48.	2 ^{re} porte en bas au nord	—	—	—	—	—	—	—	17 / 17	13 / 17	—
49.	Class. frontiel du pare-brise haut droit	—	—	—	—	—	—	—	8 / 4	8 / 4	—

On admet que le ressort pneumatique avec la butée incorporée en caoutchouc puisse être comprimé au maximum de 100 mm et que sur le côté opposé, l'éirement puisse être de 100 mm jusqu'à la pénétration de la butée dans l'amortisseur. En outre, les résultats du calcul sont basés sur le franchissement avec la roue avant gauche d'un obstacle haut de:

- 250 mm au maximum, et
- 200 mm en toute sécurité.

Tensions admissibles

Tous les éléments de la superstructure porteuse sont fabriqués en acier 37-2 ou en acier possédant des propriétés mécaniques encore supérieures. On a attribué un coefficient de sécurité de 1,5 aux cas de charge «tare» et «charge maxi» et un facteur de chocs supplémentaire de 1,3 au cas de charge «maxi». Le cas de charge «torsion» est une sollicitation limite; des tensions admissibles sont égales aux limites d'élasticité. Les contraintes admissibles pour les différents cas de charge sont donc:

- «tare»: 160 N/mm²
- «charge maxi»: 123 N/mm²
- «torsion»: 240 N/mm²

Résultat

Compte tenu des hypothèses et des charges énoncées précédemment, on

peut dire qu'à l'exception d'un endroit, les efforts restent en dessous des valeurs admissibles pour les différents cas de charge. Dans les cas de «charge maxi» et «torsion», le longeron tubulaire 40x40x2 subit une contrainte excessive au niveau de la transition entre la paroi latérale et le toit, à la hauteur du montant de porte situé avant la quatrième porte. Il a par conséquent fallu augmenter de 2 à 3 mm l'épaisseur des profilés suivants:

- paroi latérale droite /
rep. 2 40 x 40 x 3 mm
- paroi latérale gauche /
rep. 1 40 x 40 x 3 mm

Les jonctions de tous les montants de porte avec les membranes inférieures et supérieures des fenêtres ont exigé, sauf pour le premier encadrement de porte, une exécution très minutieuse (cornières soudées).

Les déformations se situent dans le cadre des réalisations connues dans la construction de véhicules. Un obstacle d'une hauteur de

- 250 mm maximum

peut être franchi sans que se produisent des déformations permanentes. La fréquence propre de flexion la plus basse est de 4,82 Hz. Compte tenu de l'influence des vitres qui contribue au renforcement dans cette forme particulière, la valeur réelle est plus élevée. Ces calculs approfondis ont confirmé le principe de construction R + J. La construction des quelques rares éléments sujets à caution a été remaniée et les modifications ont été prises en considération lors de la fabrication du prototype.

Pour confirmer ces données théoriques, on a effectué des mesures pratiques sur l'ossature au moyen de jauge d'extensométrie. On a défini 48 points de mesure en se référant à l'expérience et aux résultats théoriques. Des fûts en plastique vides ont été répartis sur toute la surface du plancher.

Après que les appareils de mesure eussent été étalonnés exactement – avec 16 points de mesure connectés – les fûts en plastique furent remplis d'eau. On a toléré volontairement que les charges admissibles des essieux soient dépassées d'environ 150 kg et que le poids total admissible le soit de 500 kg. Le parcours de mesure comportait des obstacles de 100 mm environ, qui devaient être franchis alternativement par chaque roue, ensuite un tronçon bosselé et pour terminer un freinage puissant. 48 points ont été mesurés pendant les quatre trajets effectués. Cela offrit également la possibilité de contrôler une nouvelle fois pour plus de sûreté les points qui présentaient des valeurs extrêmes. Après chaque trajet, les données enregistrées ont été imprimées pour donner une image des contraintes du véhicule.

Après avoir interprété l'ensemble des données, on a pu constater que les valeurs recueillies pendant les trajets confirmaient les valeurs théoriques. La plus grande contrainte a été décelée, aussi bien pour la torsion que sur le parcours bosselé, au point 37, ceinture médiane après l'essieu arrière, où 118 N/mm² ont été mesurés.

L'expérience acquise lors de ces mesures et les valeurs calculées ont donné à R + J la certitude de livrer au client un véhicule qui satisfait à toutes les exigences.

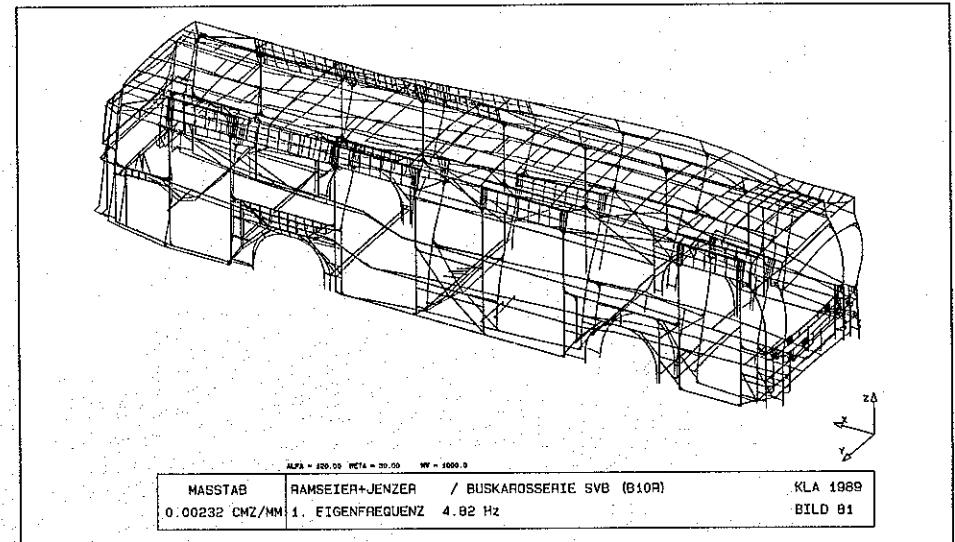


Fig. 3. Fréquence propre.

La protection anticorrosion dans la carrosserie moderne

Urs Stadelmann, Ing.

Introduction

L'acquisition de véhicules neufs ne devrait pas être régie uniquement par des considérations d'ordre économique – les avantages écologiques d'un produit doivent être pris en compte à leur juste valeur dans l'évaluation.

L'élimination des véhicules qui ont fait leur temps ne peut plus se faire de la même manière qu'il y a encore quelques années. Si l'on peut encore trouver quelque part de la place pour un seul véhicule, les frais auxquels une entreprise de transport doit faire face pour la mise au rebut de plusieurs véhicules, voire de groupes entiers, sont beaucoup plus importants. Toute élimination signifie aussi une nuisance pour l'environnement.

Mais toute nouvelle acquisition signifie aussi consommation de ressources et nuisance pour l'environnement.

Tous ces aspects parlent en faveur des véhicules longue durée. Or la corrosion abrège la longévité des véhicules. Il ne suffit pas de prendre des mesures quelconques contre la corrosion; ce qu'il faut, c'est un concept de protection contre la corrosion.

Celui-ci se subdivise en:

- mesures au niveau de la construction;
- mesures au niveau de la technique de fabrication;
- choix des matériaux.

Mesures relatives à la construction

Elles impliquent par exemple:

- d'éviter les chevauchements et doublages de tôles et de profilés;
- de proscrire les structures et cavités qui restent humides et dans lesquelles peuvent s'accumuler saleté, eau et sel;
- de garantir une bonne aération et un bon écoulement de l'eau;

- de choisir des matériaux en fonction de leurs qualités de résistance à la corrosion;
- de concevoir une construction qui tienne compte des mesures anticorrosion et les permette.

concept s'harmonisent au niveau des points de jonction avec le châssis. Cela suppose que les deux partenaires s'entendent avec les fournisseurs de produits anticorrosion.

Traitement des cavités

Exemple 1

La mousse qui revêt la console du châssis doit être enlevée sur 40 mm au niveau du raccordement à la carrosserie; l'ossature de la paroi latérale est fixée par soudage. On perce l'espace creux restant, on le remplit de mousse et on le ferme avec un rivet pour éviter que la mousse ne brûle lors des travaux de soudage (fig. 1).

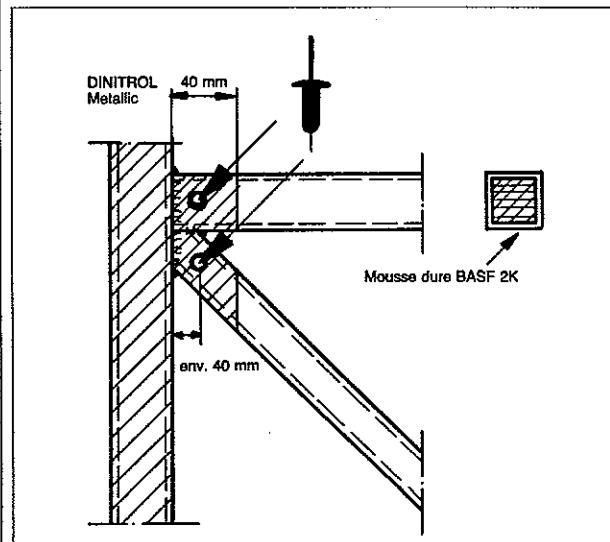


Fig. 1. Construction en treillis traitée à la mousse.

