

Essais de fatigue des véhicules des téléphériques monocâbles

Les travaux d'étude et de recherche particuliers aux essais de fatigue des véhicules des téléphériques monocâbles se sont déroulés au cours d'une longue période allant de l'année 1981 à l'année 1994.

Leurs deux principales phases sont :

- de 1981 à 1984, l'utilisation initiale de deux types d'essais remplacés par un essai de fatigue défini en 1984 ; tous les trois prenant en compte la sollicitation de la ligne et le comportement dynamique du véhicule.
- de 1985 à 1991, des études pour le développement d'un outil de calcul des sollicitations du véhicule au passage d'un pylône compression dans le but d'améliorer l'essai de fatigue défini en 1984.

1. Présentation générale des deux types d'essai de fatigue réalisés entre 1981 et 1984.

Ces deux types d'essai, présentés en 1981, avaient déjà pour principe de base de reproduire la déformée du véhicule sur la ligne. En pratique, comme sur le site, le véhicule chargé suspendu par son attache était sollicité par un mouvement vertical sinusoïdal à fréquence constante de la tête de suspension. La déformée retenue (dont on rendait compte par la valeur des contraintes dynamiques en différents points) était une homothétie de celle du véhicule au passage d'un pylône compression et correspondait souvent (en particulier pour les véhicules non amorti) à son premier mode de déformation déterminé par un essai d'impédance mécanique préalable.

Le premier type d'essai de fatigue consistait à vérifier le non-endommagement du véhicule (au stade de l'initiation d'une fissure de l'un quelconque de ses différents joints soudés) sollicité, par des contraintes dynamiques équivalentes à 40 % des contraintes statiques, pendant 5 millions de cycles.

Le deuxième type d'essai de fatigue consistait à déterminer la limite d'endurance conventionnelle au moyen de la méthode LOCATI (dont les difficultés d'application pratique au cas des structures mécanosoudées ont été présentées).

Ces deux types d'essai de fatigue ont été indifféremment réalisés de 1981 à 1984.

[Annexe 1 : Contribution à la méthodologie des essais de fatigue sur les téléphériques monocâbles - J. Dubuisson - OITAF - 1981 - Munich.](#)

2. Présentation générale de l'essai de fatigue défini en 1984 et des études réalisées pour son amélioration.

Les cas de rupture des véhicules en service se multipliant, il a été décidé, en 1984, de rendre les conditions du premier type d'essai de fatigue plus sévères. Les contraintes dynamiques ne seront non plus limitées à 40 % des contraintes statiques mais équivalentes aux contraintes maximales mises en évidence dans le cas d'un pylône compression et d'une ligne choisis pour être contraignants.

Ce choix n'étant pas toujours aisé, il est apparu qu'il serait plus commode et plus sûr de pouvoir définir les conditions de l'essai de fatigue à partir d'une valeur enveloppe des contraintes dynamiques du véhicule déterminées par le calcul dans les cas les plus contraignants de différents pylônes compression et de différentes lignes.

[Annexe 2 : L'Essai de Fatigue des Véhicules de Téléphériques Monocâbles en France – J.P. Larquetout – ISR – 7/1984 – Pages 376 à 378.](#)

Au cours d'une première phase d'études, il a été montré que l'origine de la déformation dynamique du véhicule au passage d'un pylône compression était principalement la succession des prises et des pertes de contact de la pince avec chacun des galets. En effet, l'épaisseur des aiguilles matérialise une discontinuité de profil qui provoque l'enfoncement très rapide de la pince et de la tête de suspente, soit lors du choc de prise de contact, soit à la retombée du galet sur le câble lors de perte de contact. Suite à ces excitations, le système mécanique composé du véhicule mais aussi des différents balanciers composant le pylône compression répond suivant ses propres caractéristiques modales.

[Annexe 3 : Origine des Sollicitations des Véhicules des Téléphériques Monocâbles au Passage des Pylônes compression – J.Dubuisson, P.Jaussaud – ISR 1/1985 – Pages 11 à 17.](#)

Dans une deuxième phase d'études, nous avons analysé plus précisément l'influence relative de l'ensemble des sources d'excitation et des réponses du système mécanique composé du véhicule et des différents balanciers composant un pylône compression.

Ces études ont été réalisées au moyen des techniques d'analyse spectrale. Dans notre cas, elles portaient sur des signaux issus de capteurs de mesure de déformation et d'accélération équipant le véhicule.

Les fréquences modales de déformation du pylône compression ont été calculées au moyen d'une modélisation mécanique particulière.

Les fréquences de l'ensemble des autres sources d'excitation ont été déterminées au moyen d'hypothèses simples de la dynamique du système mécanique.

Il a ainsi été démontré que pour les vitesses des téléphériques monocâbles supérieures à 2.5 m/s, les principales sources d'excitation du système mécanique composé du véhicule et des différents balanciers composant un pylône compression sont les percussions de prise et de perte de contact de la pince avec chacun des galets.

[Annexe 4 : Calcul des sollicitations des véhicules des téléphériques monocâbles au passage des pylônes compression – Fondement d'une méthode de calcul \(1^{ière} partie\) – J.Dubuisson – ISR 4/1991 – Pages 6 à 10.](#)

Dans cette troisième phase d'études, nous avons développé une modélisation mécanique particulière des percussions de prise et perte de contact de la pince avec chacun des galets d'un pylône compression et nous avons calculé la réponse de la tête de suspente du véhicule à ces différentes sources d'excitation tout au long de l'avancée du véhicule dans le balancier.

La validité de cette méthode de calcul a été évaluée, par comparaison avec les résultats de mesure des capteurs d'accélération équipant le véhicule, dans le domaine temporel et le domaine fréquentiel.

La bonne cohérence des résultats de calcul obtenus permettait d'envisager une phase de validation industrielle d'un essai de fatigue consistant :

- ✓ Au calcul de la réponse (accélération ou déplacement) de la tête de suspension du véhicule au passage de différents pylônes compression équipant différentes lignes.
- ✓ Au calcul des contraintes du véhicule au passage de différents pylônes compression équipant différentes lignes, au moyen, par exemple, d'un des logiciels de calcul de la réponse dynamique des structures utilisés dans l'industrie.

La valeur enveloppe de ces contraintes dynamiques en différents points du véhicule permettant de définir plus commodément et plus sûrement les conditions d'un essai de fatigue d'un véhicule dont l'endurance aurait été ainsi mieux garantie.

Malgré des essais prometteurs de détermination plus fonctionnelle de la réponse de la tête de suspension du véhicule, au moyen d'un logiciel industriel de simulation du comportement dynamique de systèmes multi-corps, la validation industrielle de cette possibilité d'amélioration des conditions de l'essai de fatigue défini en 1984 n'a jamais été réalisée.

[Annexe 5](#) : Calcul des sollicitations des véhicules des téléphériques monocâbles au passage des pylônes compression – Énoncé des conditions de calcul et de quelques résultats significatifs (2^{ème} partie) – J.Dubuisson – ISR 5/1991 – Pages 24 à 28.

Annexe 1

Contribution à la méthodologie des essais de fatigue sur les téléphériques
monocâbles

J. Dubuisson - OITAF - 1981 – Munich.

J. DUBUISSON - Service Technique des Remontées Mécaniques - FRANCE
Contribution à la méthodologie des essais de fatigue sur les téléphériques
monocâbles

Le mode de réalisation des véhicules utilisés sur les téléphériques monocâbles est du type mécanosoudé.

L'endurance des assemblages ainsi réalisés est affectée notablement par les problèmes spécifiques du soudage qui sont : propres aux soudures, ou liés à leur fabrication, ou liés à leur conception.

Les réponses à ces trois types de problèmes sont indissociables les unes des autres, car il serait totalement illusoire de bien fabriquer un véhicule qui serait mal conçu ou inversement. Aussi en dehors de la méthodologie des essais de fatigue dont l'objet est de statuer sur la qualité de la conception de l'assemblage, nous rapportons les études que nous avons pu réaliser afin d'apporter des réponses aux problèmes propres des soudures ou liés à la fabrication des liaisons soudées.

L'ensemble de ces études montre qu'il est actuellement possible aux techniciens de concevoir et de réaliser des véhicules conçus pour résister aux phénomènes de fatigue.

J. DUBUISSON - Service Technique des Remontées Mécaniques - FRANCE
Contribution à la méthodologie des essais de fatigue sur les téléphériques monocâbles.

Le mode de fabrication des véhicules utilisés sur les téléphériques monocâbles est du type mécanosoudé.

L'endurance des assemblages ainsi réalisés peut être affectée notablement par les problèmes spécifiques du soudage.

D'une façon commode ces problèmes peuvent être classés en 3 groupes :

- problèmes propres aux liaisons soudées
- problèmes liés à la fabrication des liaisons soudées
- problèmes liés à la conception des liaisons soudées

Nos études ont débordé du cadre limité de la méthodologie des essais de fatigue que nous nous étions à priori fixé, car à l'évidence les réponses à ces 3 groupes de problèmes sont indissociables les unes des autres. En effet il serait illusoire de bien fabriquer une structure que l'on aurait mal conçue et inversement.

Ce rapport présente donc les études que nous avons jusqu'à présent réalisées.

L'étude des problèmes précédemment évoqués fera l'objet des 3 premiers paragraphes.

La méthodologie des essais de fatigue fera l'objet d'un 4e paragraphe.

I - Etudes des problèmes propres aux soudures -

Le soudage peut donner naissance à trois anomalies qui sont :

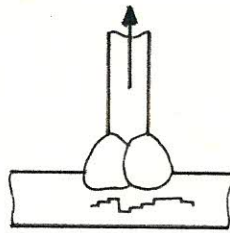
- l'arrachement lamellaire
- la fissuration à froid
- la fissuration à chaud

Nous allons les étudier successivement et indiquer les moyens de les éviter.

1.1. Arrachement lamellaire - Il se produit dans une soudure en T et dans le métal de base lorsque les efforts de traction ont lieu dans le travers court de la tôle. C'est le résultat d'une décohésion à l'intérieur du métal de base.

./.

Une illustration de ce phénomène est montrée sur la figure 1 ci-après.
Pour l'éviter, l'aciériste peut maintenir le taux de soufre très bas $S < 0,01 \%$.
D'une façon pratique, pour les aciers utilisés dans l'industrie des remon-
tées mécaniques, le projeteur doit prévoir des connections qui évitent la
transmission des efforts par le travers court ou bien améliorer les techni-
ques de soudage : métal d'apport moins résistant que le métal de base, mise
en oeuvre de séquences de soudage qui permettent de réduire les contraintes
résiduelles [19]

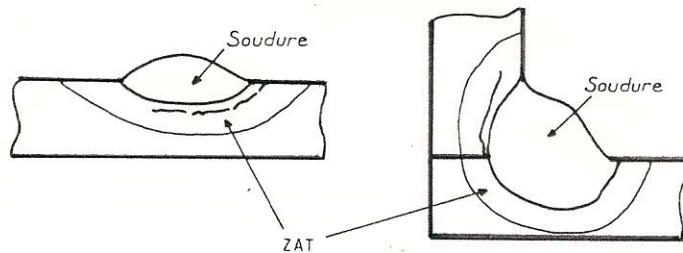


① page 129

figure 1

1.2. Fissuration à froid - L'hydrogène apporté par les électrodes de soudage pénètre dans la dure martensite sous l'effet des contraintes et crée une fissure qui se propage dans la zone affectée thermiquement [8,19]

Une illustration de ce phénomène est montrée figure 2 ci-après. Pour l'éviter on choisira des électrodes de type basique ou des métaux dont le carbone équivalent $C_{eq} < 0,4$. (avec $C_{eq} = C + \frac{Mn}{4} + \frac{Cr}{10} + \frac{Ni + Cu}{20} + \frac{Mo}{40}$)



① page 131

figure 2

1.3. - Fissuration à chaud -

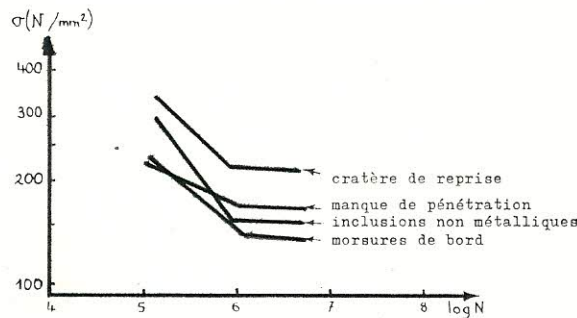
C'est le retrait à la solidification qui crée cette fissure, qui est facile à détecter, souvent même à l'oeil nu. Elle se développe principalement dans la soudure elle-même.

Pour l'éviter on recommande un rapport Mn/s supérieur à 30 quelle que soit la teneur en carbone de l'acier considéré [16]

Les modifications métallurgiques (trempe, surchauffe, adoucissement....) conséquence de l'exécution de la soudure n'ont pas d'influence notable sur l'endurance de l'ensemble mécanosoudé. Tout au plus peut-on rappeler l'effet d'entaille métallurgique causé par la trempe.

2. Etude des problèmes liés à la fabrication des liaisons soudées -

Les conditions de réalisation de la soudure peuvent faire apparaître des défauts qui affecteront le comportement mécanique de l'assemblage soudé. L'Institut International de la Soudure a proposé une classification très exhaustive de ces défauts [6] Il peut s'agir de fissures, cavités, soufflures, inclusions, manques de pénétration, morsures, cratères de reprises. Une illustration de l'influence de ces défauts est montrée figure 3. Elle montre les courbes de Wöhler d'un même assemblage sujet à différents types de défaut.



(2) page 7

figure 3

Il existe des normes qui fixent la taille des défauts admissibles en fonction de la qualité recherchée par l'assemblage [21] Certaines corrélations ont été établies entre la taille du défaut et la résistance à la fatigue [19] Le risque de rupture par fatigue est élevé quand on a affaire à des défauts débouchants du type fissure, caniveau ou morsure.

La possibilité de s'affranchir des problèmes de fabrication des liaisons des assemblages soudés passe par un contrôle systématique de tous les véhicules fabriqués. Les bases d'un tel contrôle pourraient être les documents cités précédemment [6, 19, 21]

3. Etude des problèmes liés à la conception des liaisons soudées

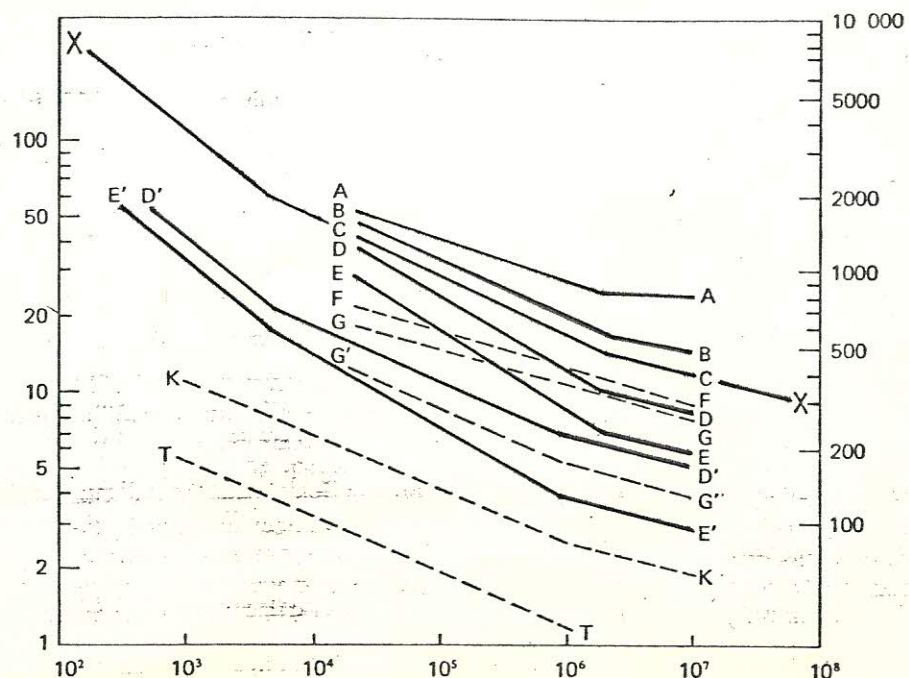
Il faut tout d'abord remarquer que cette classification n'est valide que pour le cas où le choix de la conception englobe la définition précise des liaisons soudées (technique de soudage, préparation des pièces avant soudure, nombre de passe, dimension des cordons...). Dans le cas contraire les facteurs de défaillance de fabrication risquent d'être pris pour des facteurs de défaillance de conception, et inversement.

Ce point mérite d'être souligné car une confusion risquerait de rendre inefficace les moyens que nous avons signalés pour les éviter.

La sévérité de ces facteurs de conception est liée à la concentration de contrainte existante dans la liaison. La valeur de ce coefficient de contrainte est affectée, d'une part par la géométrie d'ensemble de la liaison [12, 13, 17, 18, 20] d'autre part par la forme des cordons de soudure rentrant dans cette liaison soudée [5, 8]

Une illustration de l'influence de la géométrie d'ensemble de la liaison est visible sur la figure 4. Elle montre les courbes de Wöhler de différents assemblages tubulaires. La courbe A: concerne le tube de base, la courbe B: un joint droit soudé bout à bout, la courbe E': les raccords en T, Y et K tubulaires.

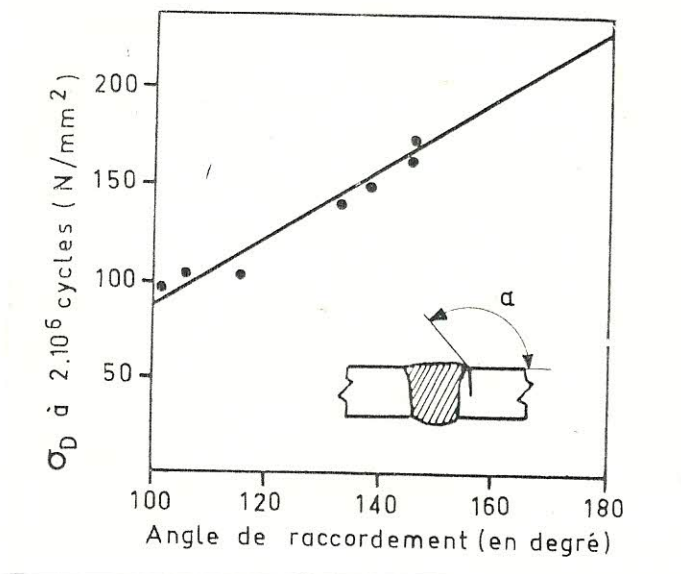
figure 4



(3) page 157

Il faut de plus souligner l'intérêt de certains documents, réalisés à l'attention des projeteurs, pour les aider à concevoir une structure vis-à-vis des phénomènes de fatigue. Ces documents présentent en général les courbes de Wöhler associés à différents types de joints [12,13, 17, 18, 20.]

L'influence de la forme des cordons de soudure est visible sur la figure 5. Elle montre la variation de la limite d'endurance de joints soudés bout à bout en fonction de l'angle de raccordement du cordon avec le métal de base.



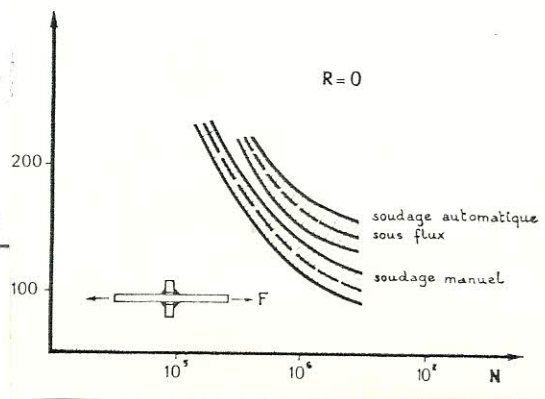
② page 6

figure 5

Une conséquence de l'influence de l'angle de raccordement est que les procédés de soudage automatiques permettent la réalisation de liaisons plus durantes que celles réalisées manuellement [5,8]

Une illustration de l'influence du procédé de soudage est visible sur la figure 6. Elle montre les courbes de Wöhler d'un joint réalisé par différents procédés de soudage. L'endurance des éprouvettes obtenues par soudage automatique est supérieure d'environ 40 % de celle des éprouvettes soudées manuellement.

figure 6



② page 9

Il faut noter que des techniques ont été mises au point pour améliorer l'endurance des assemblages soudés pénalisés par des facteurs de fabrication. Ces techniques consistent à agir soit sur les défauts de soudure, soit sur les contraintes résiduelles. Elles permettent d'obtenir des gains d'endurance jusqu'à 250 % [8] . Elles sont utilisées par de nombreux secteurs de l'industrie (S.N.C.F.)

4. Méthodologie des essais de fatigue -

Plusieurs méthodes différentes peuvent être utilisées pour statuer sur la qualité d'une conception d'une structure soudée.

Par calcul par une méthode aux éléments finis par exemple, cette méthode est d'utilisation récente, elle utilise les lois de la mécanique de la rupture.

Par essai pour chaque joint pris séparément pour lequel on aura déterminé les conditions de chargement par mesure ou calcul. Cette méthode est utilisée quand on veut obtenir les caractéristiques de la structure avec une bonne précision ; l'on peut en effet réaliser à moindre frais plusieurs essais sur le même type de joint afin d'obtenir des résultats déterminés par voie statistique.

Par essai sur la structure complète. Cette méthode n'est applicable que pour le cas où il est possible de reproduire avec précision, en laboratoire, la déformation de la structure sur le site. Il faut de plus préciser que compte-tenu de la valeur des efforts dynamiques à exercer, cette méthode ne peut être appliquée raisonnablement que pour des structures de dimension moyenne.

C'est cette méthode qui a été choisie en France en 1974 pour juger de la conception des véhicules utilisés sur les téléphériques monocâbles.

Nous allons exposer à la suite les principales étapes des études qui justifient cet essai sur la structure complète.

A une déformation globale de la structure il correspond un certain taux de déformation pour chaque point pris séparément sur la structure, que l'on peut mesurer au moyen de jauges de déformation collées en ces différents points. Aussi dans une première partie nous montrerons qu'il est possible de reproduire en laboratoire la déformée d'un véhicule en ligne. Dans une deuxième partie nous analyserons les conditions de réalisation des essais de fatigue.

4.1. Etude de la déformée -

4.1.1. Etude de la fréquence et de la forme des signaux -

Les signaux des différentes jauges ont été analysés en fréquence en différents points de la ligne. Des fréquences de 1 à 2,5 Hz peuvent être mises en évidence sur ligne courante entre chaque pylône, alors qu'une fréquence prépondérante de 5 Hz peut être mise en évidence au passage des pylônes. Cette fréquence correspond d'ailleurs très exactement à la fréquence de passage de la pince (liaison des véhicules et du câble) sur les galets équipant les pylônes. L'analyse en fréquence du signal d'une jauge équipant un siège fixe 3 places non amorti est reproduite figure 7 * à titre d'illustration.

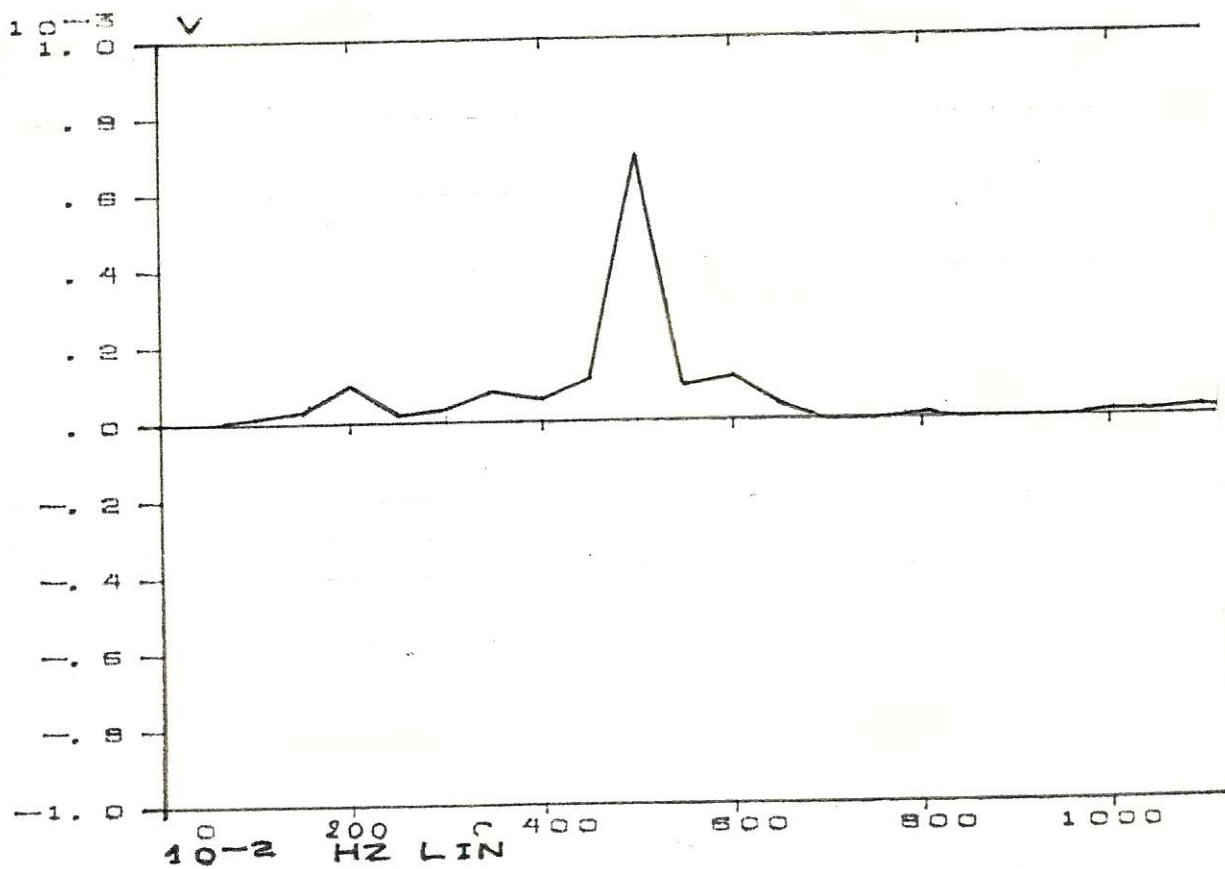


figure 7 *

④

Le caractère sinusoïdal des signaux est d'autre part très marqué notamment au passage des pylônes. L'enregistrement d'un signal d'une jauge équipant un siège fixe 2 places non amorti est reproduite figure 8* à titre d'illustration.

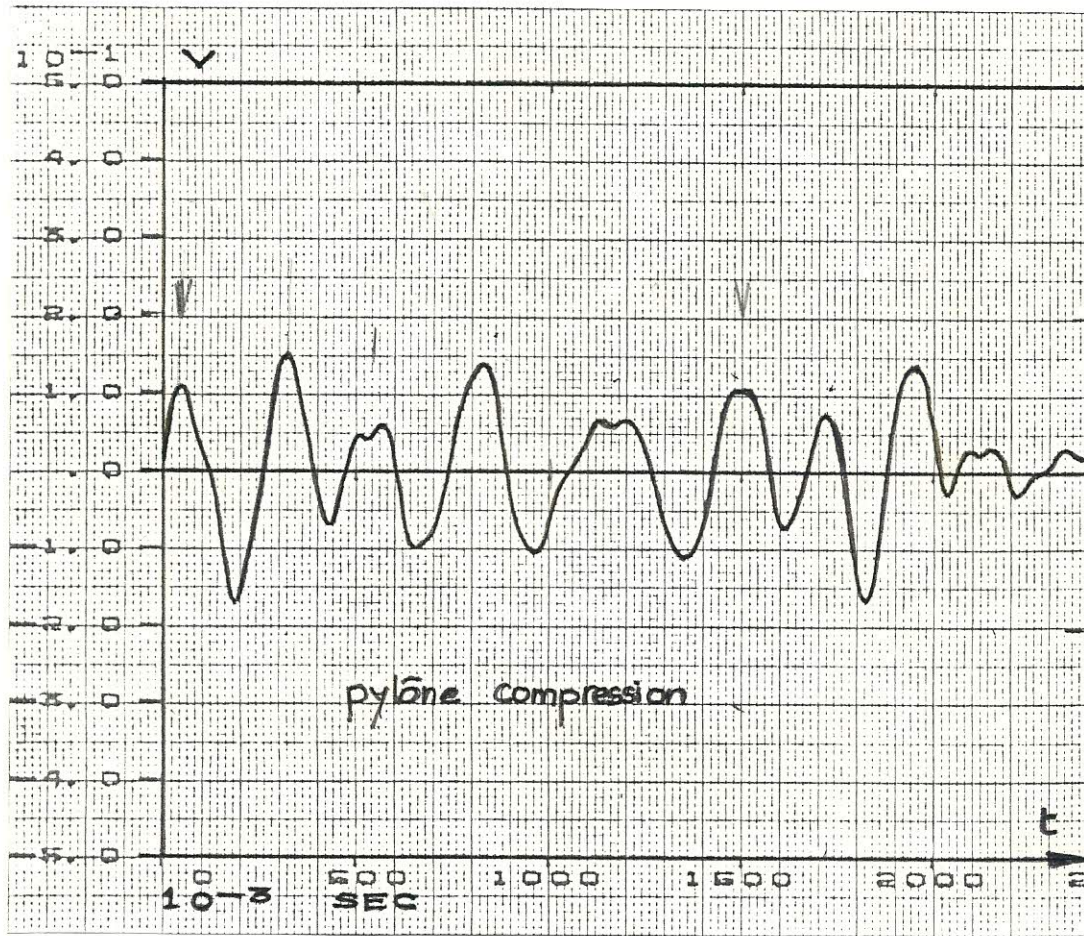


figure 8 *

4.1.2. - Etude de l'amplitude des signaux

Il a été montré qu'en sollicitant le véhicule au moyen d'un générateur d'impulsion sinusoïdale à une fréquence adaptée, il était possible de reproduire en laboratoire une déformée de la structure homothétique (sens mathématique) de la déformée en ligne.

Ces deux déformées ont été comparées au moyen de l'amplitude des signaux délivrés par les jauges en ligne et en laboratoire. En pratique on a comparé les ratios des signaux des différentes jauges équipant la structure avec un signal pris pour référence. On a vérifié d'autre part le déphasage relatif des signaux les uns par rapport aux autres en ligne et en laboratoire.

Globalement la structure a une déformée homothétique en ligne et au laboratoire si tous ses points ont même ratio et même déphasage.

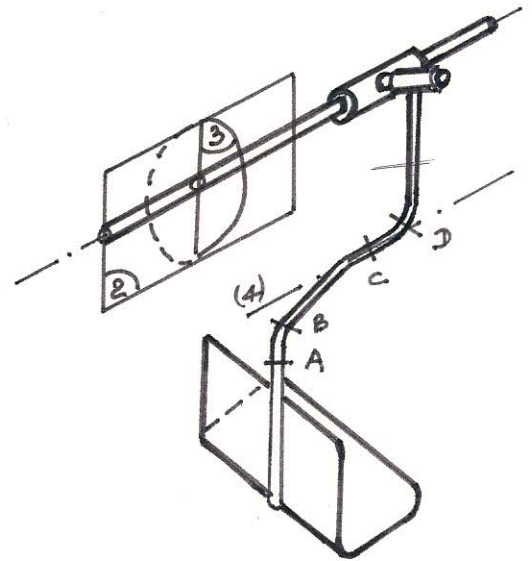
./.

* Les figures notées * sont empruntées à des rapports d'essais réalisés par le C.E.T.I.M SAINT-ETIENNE.

Une illustration de cette comparaison pour un siège fixe 2 places non amorti est montrée figure 9*. Pour cette structure on remarquera que l'homothétie des deux déformées a été mise en évidence d'une façon très satisfaisante alors que pour d'autres structures le caractère homothétique des deux déformées est moins marqué.

Ce fait semble cependant très général et le manque de précision pour certains cas évoqués précédemment pourrait être recherché dans les conditions de chargement du siège dont l'influence a déjà été relevée. [16]

Plan ou axe de déformation	Point étudié	Essais de fatigue			Mesuré sur ligne		
		con- train- te(1)	ratio	dépha- sage	con- train- te	ratio	dépha- sage
(2)	A	7,8	1	0	6	1	0
(2)	B	7,8	1	0	7	1,16	0
(2)	D	5	0,64	0	5	0,83	0
(3)	A	1,6	0,21	\overline{u}	1,3	0,21	\overline{u}
(3)	B	1,4	0,18	0	1,1	0,18	0
(3)	D	2,8	0,36	\overline{u}	4,5	0,75	\overline{u}
(4)	A	0,9	0,12	\overline{u}	0,96	0,16	\overline{u}
(4)	C	4,8	0,62	\overline{u}	1,6	0,26	\overline{u}



(1) contrainte en daN/mm²

(2) flexion au point étudié dans le plan (2) : vertical passant par l'axe du câble

(3) flexion au point étudié dans le plan (3) : passant par une section droite du câble

(4) torsion dans l'axe du tube constituant la structure au point étudié

Ces essais ont d'autre part permis de montrer que la déformée d'un véhicule non amorti en ligne correspond à la déformée du 1er mode propre mis en évidence lors d'un essai d'impédance mécanique.

Ce fait semble aussi très général pour tous les véhicules non amortis essayés. Une génération de nouveaux véhicules amortis vient de voir le jour en France pour lesquels les essais sont en nombre très limités. Il semble cependant que l'homothétie des déformations entre le laboratoire et la ligne soit plus difficile à réaliser.

./.

On a cherché à comparer l'amplitude des sollicitations dynamiques en différents points de la ligne par rapport aux sollicitations statiques au moyen d'un coefficient de majoration dynamique K (soit le rapport entre contrainte dynamique maximale en ligne et contrainte statique au même point sur le véhicule à l'arrêt).

La connaissance de ce coefficient K permettrait, connaissant les contraintes statiques dans la structure, de fixer la géométrie de la déformée dynamique que l'on ne connaît qu'à un coefficient d'homothétie non déterminé. Cette étude qui ne se veut qu'une première approche a été conduite, d'une façon analogue à celle adoptée par A. CARIDI [9], sur deux véhicules et cinq lignes différentes de téléphériques monocâbles à véhicules fixes non amortis. Les véhicules de la ligne étaient non chargés, à l'exception de quelques sièges entourant le siège instrumenté (ces conditions semblent les plus contraignantes)

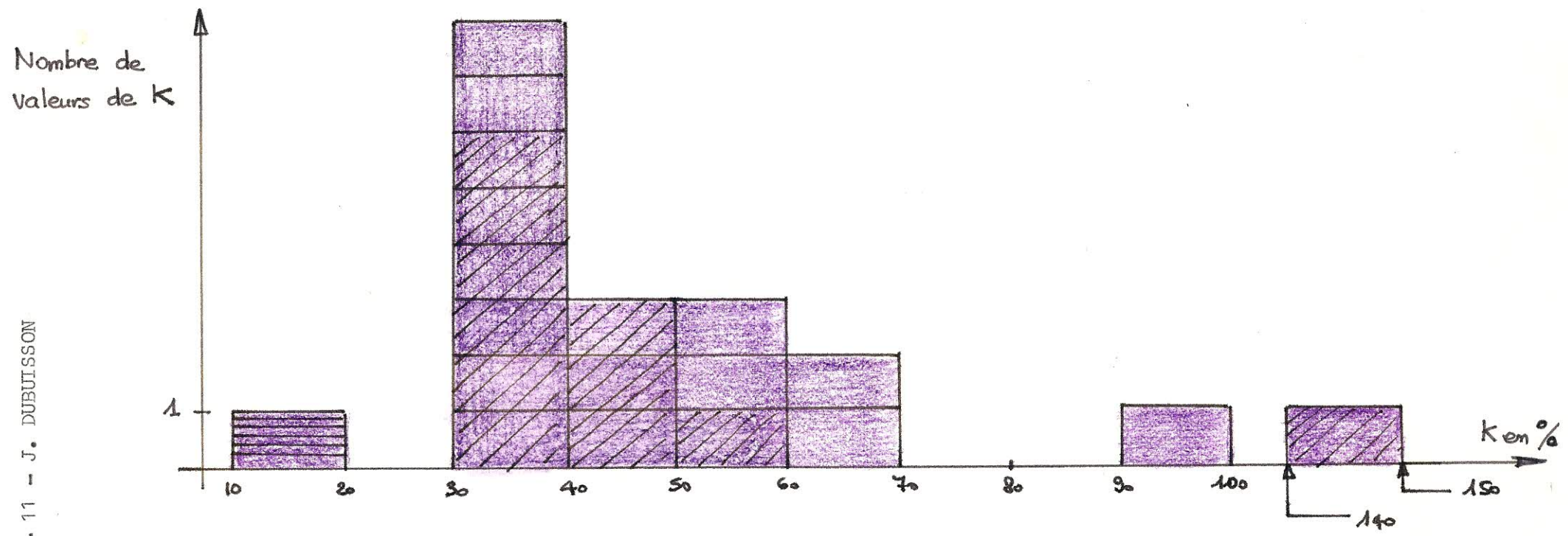
Cette étude a permis de montrer^{que} les niveaux des sollicitations statiques maximales sont analogues à celles mesurées sur les installations italiennes.

La méthode de dépouillement des valeurs du coefficient de majoration dynamique K bien que statistiquement discutable donne pour valeur la plus représentative 40 % alors qu'elle était de 60 % pour les installations italiennes. Cette valeur est obtenue dans la plupart des cas au passage des pylônes compression qui semblent être les points les plus contraignants de la ligne. L'histogramme des coefficients de majoration dynamique obtenus est montré sur la figure 9.

4.2. Conditions de réalisation de l'essai -

Les déformations du véhicule étant connues et reproductibles en laboratoire, il a fallu se préoccuper des conditions de réalisation de l'essai alors que deux méthodes différentes pouvaient être appliquées.

La première consistait à vérifier la bonne tenue des véhicules en les sollicitant pour un nombre de cycles représentatif d'une durée de vie.



Histogramme bâti en prenant pour hypothèse que la valeur appartient à un intervalle type $[\text{mini} , \text{maxi}]$

Les valeurs repérées  ont été mesurées au passage des pylônes compression

Les valeurs repérées  ont été mesurées au passage des pylônes support compression

Les valeurs repérées  ont été mesurées au passage des pylônes support

figure 9

La deuxième méthode consistait à déterminer la limite d'endurance conventionnelle σ_D des véhicules pour se tenir en deça, lors de l'utilisation de ce véhicule en ligne, en appliquant un coefficient de sécurité vis-à-vis de la rupture par fatigue. Nous allons à la suite exposer les réflexions que nous ont suggéré ces deux méthodes après avoir indiqué le spectre des sollicitations que nous avons donc retenu pour les essais.

4.2.1. Spectre des sollicitations

Nous avons déjà mis en évidence le caractère sinusoïdal des réponses en déformation du véhicule en ligne et au passage des pylônes.

Le niveau des sollicitations maximales au passage des pylônes a été défini au moyen du coefficient de majoration dynamique K. Le niveau des sollicitations en ligne courante est très faible ; aussi le spectre des sollicitations retenu est une déformation sinusoïdale à niveau constant aligné sur celui obtenu au passage des pylônes compression.

Ce choix va dans le sens de la sécurité puisqu'en réalité les conditions de sollicitation à faible niveau en ligne courante favoriseraient un effet d'adaptation du véhicule.

4.2.2. 1ère méthode - sollicitations sinusoïdales du véhicule à niveau constant

Le nombre de cycles retenu par les laboratoires est de 5 Millions de cycles, sans doute par analogie avec le nombre de cycle pour la définition de la limite d'endurance conventionnelle. Il est bien supérieur au nombre de cycles prescrit par l'I.I.S. qui est de 2 millions de cycles. Il est possible de lui rattacher un nombre d'années d'utilisation du véhicule sur une ligne particulière en considérant les caractéristiques des pylônes équipant cette ligne.

4.2.3. - Détermination de la limite d'endurance conventionnelle

De toutes les méthodes actuellement utilisées, seule la méthode LOCATI semble applicable aux essais de structure puisqu'elle ne nécessite qu'un essai sur un échantillon. Cette méthode est décrite dans le livre de R. CAZAUD [5]

Le principe de la méthode repose sur l'hypothèse de MINER qui considère que

$$\text{la sommation des dommages } \sum \frac{n_i}{N_i} = 1$$

avec n_i le nombre de cycle supporté, N_i le nombre de cycle à la rupture sous différents niveaux de charge σ_i .

En pratique la pièce est soumise à des niveaux de contraintes croissantes par palier. La durée de ces paliers est constante et égale à n_i cycle, l'échelonnement des niveaux de contraintes étant lui-même constant.

Le palier initial se situant légèrement en-dessous de la limite d'endurance présumée. On représente sur un diagramme semi-logarithmique 3 courbes de Wöhler hypothétiques, et on calcule ensuite pour chacune de ces courbes les dommages partiels $\sum \frac{n_i}{N_i}$

La contrainte obtenue par interpolation, pour laquelle le dommage cumulé est égal à 1, représente la limite d'endurance de la pièce essayée.

Elle a fait l'objet de nombreux travaux expérimentaux sur des pièces non soudées utilisées dans l'industrie automobile. La précision de la méthode LOCATI sur ce type de pièce a été fixée à 10 % pour des courbes de Wöhler établies à 50 % d'éprouvettes rompues.

Dans le cas d'essais sur joints soudés, certaines critiques ont été énoncées en ce qui concerne son application possible compte-tenu de la présence de concentration de contrainte élevée et des tensions résiduelles. Aussi de nombreux auteurs ont-ils cherché à en vérifier la valeur [1, 3, 7, 11, 15] Ces différents travaux ont été exécutés sur des joints soudés bout à bout et des joints d'angle.

Ces différents essais ont montré le peu d'influence du nombre de cycle par palier s'il est compris entre 50 000 et 200 000 cycles, et l'influence importante de la valeur de la pente des courbes de Wöhler utilisées [1], puisque la limite d'endurance de joints d'angle établie par la méthode LOCATI est de 8,2 daN/mm² pour une pente à 45° et 12,5 pour une pente à 30°, alors qu'elle est de 10,5 lorsqu'elle est établie à partir de la courbe de Wöhler expérimentale. L'erreur est donc dans ce cas de 22 % alors que GURNEY [4] qui a réalisé une analyse statistique de l'ensemble des résultats d'essais connus sur les joints soudés estime que la limite de fatigue donnée par la méthode LOCATI varie de 43 % à 82 % de la limite de fatigue réelle.

En ce qui concerne l'essai des structures complexes (groupant différents types de joints soudés) deux problèmes importants sont à mentionner.

Tout d'abord, bien qu'il existe dans la littérature de nombreuses études qui donnent les courbes de Wöhler pour différents types de joints (ces études étant d'ailleurs regroupées sous forme de normes destinées à la conception

des structures [12, 13, 17, 18, 20] il faut bien admettre que ces ouvrages ne peuvent pas couvrir toutes les formes et les géométries complexes des joints que le projeteur est susceptible d'imaginer lors de la conception d'une structure. Donc dans le cas d'une rupture lors de l'essai LOCATI sur un joint dont on ne connaît pas la courbe de Wöhler, une série d'essais qui aura pour but de la déterminer s'imposera.

Ensuite, il faut mentionner la difficulté de déterminer les sollicitations pour tous les joints de la structure, puisqu'un seul de ces joints ira à la rupture lors de l'essai LOCATI et qu'il est nécessaire de connaître l'évolution des contraintes qu'il a pu subir pour faire la sommation des dommages.

Cette difficulté supposerait donc de prévoir l'équipement en moyens de mesure pour les joints qui sont susceptibles d'être rompus au cours de l'essai LOCATI. Les classifications données dans les normes évoquées précédemment aideront à faire ce choix.

Ces deux difficultés ne doivent pas éclipser l'intérêt de la méthode LOCATI, par rapport à la méthode sous sollicitation constante car elle permet de définir la zone de la structure la plus faible en y associant une valeur de la limite d'endurance.

A Pour ce qui est de la définition du critère de rupture par fatigue, nous pensons qu'il est plus prudent de le définir au stade de l'initiation des fissures, nous n'avons en effet encore actuellement aucun renseignement sur leur vitesse de propagation.

La possibilité de statuer sur la rupture par fatigue suppose bien entendu que l'état de la structure ait été défini à l'origine de l'essai. Il est important que cette structure soit réalisée au mieux afin que l'essai ne sanctionne que les défauts de conception.

Après rupture au stade de l'initiation des fissures, il nous semble intéressant de poursuivre l'essai jusqu'à la ruine complète afin de donner une idée de la vitesse de propagation des fissures dans la structure.

CONCLUSION - De nombreux accidents ont montré les méfaits des phénomènes de fatigue sur les véhicules utilisés par l'industrie des remontées mécaniques. Les études que nous avons pu, jusqu'à présent, réaliser justifient la possibilité pratique et immédiate qu'ont les techniciens de réaliser des véhicules conçus pour résister aux phénomènes de fatigue.

Bibliographie -

- 1 H. de LEIRIS, R. GAZAUD
Evaluation de la limite de fatigue des structures soudées en acier à l'aide d'une seule éprouvette ou élément d'essai
Soudage et techniques connexes, n° 1/2, 1962, pages 1 à 19
- 2 H. de LEIRIS
Fatigue et soudage
Communication présentée à la société des Ingénieurs Soudeurs
le 16 mai 1963
- 3 H. LOUIS
Problème de la détermination de la limite d'endurance
R.U.M. - juin 1965 - pages 198 à 206
- 4 H.S. REEMSnyder
An examination of the LOCATI estimation of the fatigue limit
Material Prüf 11, n° 4, April, 1969, pages 109 à 114
- 5 R. GAZAUD, P. RABBE, G. ROMÉY, Ch. JANSSEN
La fatigue des métaux
DUNOD - 1969
- 6 Classification des défauts dans les soudures par fusion des métaux avec commentaires explicatifs (1969)
Institut International de la Soudure - 32 Bld de la Chapelle 75018 - PARIS
Document 11 S/11 W - 340 69
- 7 J.M. DIEZ et R.V. SALKIN
Appraisal of the Locati and Prot Methods for determining fatigue limits
Journal of materials, JMLSA, volume 1, n° 1, March 1972, pages 32 à 37
- 8 H.P. LIEURADE
La résistance à la fatigue des assemblages soudés
Communication présentée aux journées "Métallurgie de la soudure"
SFM MARSEILLE 8-9 novembre 1973
- 9 A. CARIDI
Sûreté et confort des téléphériques monocâbles à accrochage automatique
NEVE INTERNATIONAL n° 2 1973 - pages 47 à 58
- 10 J. STREBELLE
Les ruptures de fatigue en service et les essais de fatigue
Revue M. Mécanique - volume 20, n° 1, 1974, pages 95 à 102
Officieel orgaan van de Belgische vereniging van Werktuigkundigen SBM
- 11 J.M. DIEZ
Détermination par la méthode de LOCATI de la limite de fatigue des poutrelles soudées
Metallurgical reports C.R.M. Benelux n° 42, mars 1975, pages 29 à 32

Bibliographie (suite)

- 12 T.R. GURNEY
Fatigue design rules for welded steel joints. The welding
Institute research bulletin, May, 1975, pages 115 à 124
- 13 Etude du comportement en fatigue classique de joints type soudés de
qualité industrielle - 1975
Office des publications officielles des communautés européennes
Boîte Postale 1003 LUXEMBOURG
- 14 J.F. GAILLOCHET
Les vibrations industrielles - comment les étudier et les combattre
CETIM INFORMATION - n° 51 - 1977 - pages 73 à 83
- 15 A. BRAND
Essais de fatigue
Ingénieurs de l'automobile, 2, 1979, pages 138 à 141
- 16 F. ROSSI
Misura dinamica su seggiole biposto una prima analisi
14e congrès international des transports par câble
TURIN - 4-5 octobre 1979
- 17 R. OLLIVIER und W. RITTER
Wöhler linien katalog für Schweiss verbindungen an Baustählen (1979)
Teil 1 = Stumpfstof (1979)
Teil 2 = Quersteige (1980)
Teil 3 = Doppel.T.Stoss (Kreuzstoss) (1980)

Deutsher verlag für Schweisstechnik GmbH
Postfach 2725
Aachener strasse 172
4000 - Düsseldorf 1
- 18 Structural welding code (Stell) 1980 réf. AWS D.1.180
American welding society Inc
2 501 NW 7th Street MIAMI FLA 33125
- 19 B. BARTHELEMY
Notions pratiques de mécanique de la rupture
Eyrolles 1980
- 20 MA. HIRT, M. GOTTIER, M. CRISINEL
Vérification à la fatigue des voies de roulement des ponts roulants
Construction Métallique, n° 2, 1980, page 3.
- 21 Guidance on some methods for the derivation of acceptance levels for
defects in fusion welded joints réf. BSI PD 6493 - 1980

British Standards Institution
2 Parkstreet LONDON W 1 A 2 BS

Annexe 2

L'Essai de Fatigue des Véhicules de Téléphériques Monocâbles en France
J.P. Larquetout – ISR – 7/1984 – Pages 376 à 378.

Ermüdungsversuch an Wagen von Einseilbahnen in Frankreich

Derzeitiger Stand und Perspektiven

Die Wagen von Einseilbahnen sind beim Überqueren von Streckenbauwerken und in der Station dynamischen Belastungen ausgesetzt. Sie sind demnach Ausgangspunkt von Ermüdungserscheinungen, die den Bruch gewisser Teile nach sich ziehen können.

Die Prototypen werden daher in einigen Ländern einem Ermüdungsversuch unterzogen, der nach den jeweiligen nationalen Vorschriften durchgeführt wird.

Dieser Versuch besteht häufig darin, den entsprechenden Wagen einer bestimmten Anzahl von Belastungen auszusetzen, deren Amplitude und Frequenz ein für allemal unabhängig vom verwendeten Material und der Strecke, auf der er eingesetzt wird, festgelegt werden. Die Belastungen werden zustande gebracht, indem man den Sessel oder die Kabine entweder an einen Pulsator aufhängt oder indem man sie wechselnden Zugbeanspruchungen unterwirft.

Eine derartige Methode bietet den Vorteil der Einfachheit. Wenn sie auch die offensichtlichen Konzeptionsfehler aufdecken kann, so trägt sie doch nicht der Wirkung Rechnung, die die Belastungen im Betrieb haben. Sie hängen ja weitgehend von den Charakteristika der Strecke und ihrer Ausrüstung ab (Art der Stützenschuhe, Anzahl und Durchmesser der Rollen, im besonderen der Seilspannung) sowie von der Betriebsgeschwindigkeit der Anlage. Was nun die Beanspruchungen anbelangt, denen die Wagen ausgesetzt sind, resultieren sie nicht nur aus den Belastungen der Klemmen, sondern auch aus ihrer Konstruktion, die entsprechend reagiert. Das Phänomen ist in Abb. dargestellt, die die Verschiedenheiten der in einem Punkt eines Wagens gemessenen Beanspruchung aufzeigt, eines Wagens, der mit seiner Klemme an einem Träger befestigt ist, der von einer Längsschwingung bewegt wird und dessen Frequenz von 0 bis zu 6,5 Hz geht. Für die Resonanzfrequenz, die hier mit 4,4 Hz geschätzt wurde, erreicht die Beanspruchung 14 DaN/Quadratmillimeter, wohingegen die maximale gemessene Beanspruchung auf der Strecke bei 1,25 daN/mm² lag.

Der Ermüdungsversuch, dem die kleinen Wagen in Frankreich seit 1974 unterzogen werden, war von Anfang an so konzipiert, daß er optimal die Belastungen der Wagen auf der Strecke simuliert und seit kurzem auch diejenigen, denen die Wagen bei der Fahrt durch die Station ausgesetzt sind.

Ein Versuch mit statischer Belastung macht es vor allem möglich, die Gültigkeit der Berechnungen zu überprüfen, die für die Bemessung der Teile im Betrieb gemacht wurden. Die Lastannahme wird nach den Berechnungen festgelegt. Im Betrieb müssen sie in genügender Anzahl vorhanden sein, um am Prüfstand die Biegelinie des Wagens entsprechend wiederherstellen zu können, wie sie sich bei den Versuchen vor Ort gezeigt hat.

Diese Biegelinie wird durch einen dynamischen Versuch festgelegt, der darin besteht, die Beanspruchungen auf der Strecke bei der normalen vorgesehenen Geschwindigkeit zu messen.

Die Messung wird an einem belasteten Wagen im ungünstigsten Fall (Festsetzung erfolgt durch Probieren, wobei man die Ergebnisse des statischen Versuches be-

Fatigue testing on monocable carriers in France

Present situation and future perspectives

Monocable carriers are subjected to dynamic stresses as they travel over line equipment and through the terminals which can lead to metal fatigue and even fracture in certain parts.

In some countries prototype carriers are therefore subjected to fatigue tests in accordance with national regulations. The usual test procedure is to subject the carrier to a series of loads whose amplitudes and frequencies are quite independent of the material used and the line conditions under which it will operate. Loading is performed by hanging the chair or gondola on a pulsator or subjecting it to alternating tensile stresses.

The advantage of this method is its simplicity. On the other hand, although the method will reveal any basic design weaknesses, it does not take due account of the effects of the specific operating situation. The loads that are imposed under operating conditions depend on the characteristics of the line and line equipment (type of rope saddle, number and diameter of the sheaves, and especially rope tension) and also line speed. Also, the stresses to which the carriers are subjected result not only from the loads imposed on the grips but also from the design of the grip and the way it reacts. The phenomenon is illustrated in fig., which shows the differences in the stresses obtaining at one point on a carrier which is attached to the grip via a hanger that is subjected to longitudinal oscillations at a frequency of 0—6.5 Hz. For an estimated natural frequency of 4.4 Hz this should produce a stress of 14 daN/sq mm, whereas the actual stress measured on the line was approximately 1.25 daN/sq mm.

The fatigue test procedure employed for carriers in France since 1974 was therefore designed from the start to simulate the actual stress conditions obtaining on the line, and recently stress conditions in the terminal have been added.

A static loading test above all makes it possible to check the factory calculations used to determine the dimensions of the various parts. Design load is based on these calculations. In the factory there must be enough calculations on which to establish the carrier's elastic line on the test bench, as the in situ tests have shown. The elastic line is established in a dynamic test to measure the stresses imposed on the line at normal travelling speed. The stresses are measured for a loaded carrier under the most unfavourable conditions (determined by a process of trial and error taking into account the results of the static loading test) and also for an empty carrier. If these results are to be significant, however, a representative line length must be selected, i.e. representative in terms of the loads imposed for all the lines on which the series-production carriers will later run. Of course the representative character of the line can only be established a priori on the basis of the experience of the constructor, the test institute and the supervisory authorities.

In principle, the dynamic stresses will have to be checked again in situ with the first carrier to go into operation to establish whether the stresses are in reality

L'Essai de Fatigue des Véhicules de Téléphériques Monocâbles en France

Etat actuel et perspectives

Les véhicules des téléphériques monocâbles sont soumis à des sollicitations dynamiques au passage des ouvrages de ligne et en gare. Ils sont par conséquent le siège de phénomènes de fatigue susceptibles, à la limite, d'entraîner la rupture de certaines pièces.

Les prototypes sont donc dans un certain nombre de pays soumis à un essai de fatigue conduit conformément aux directives de leurs Autorités de Contrôle. Cet essai consiste souvent à appliquer au véhicule en question un certain nombre de sollicitations, dont l'amplitude et la fréquence ont été choisies une fois pour toutes, indépendamment du matériel essayé et de la ligne sur laquelle il sera utilisé. Ces sollicitations sont appliquées soit en suspendant le siège ou la cabine à un pot vibrant, soit en le soumettant à des tractions alternées.

Une telle méthode présente l'avantage de la simplicité. Mais, si elle permet bien de mettre en évidence les erreurs de conception les plus flagrantes, elle ne rend pas compte de l'effet des sollicitations réellement imposées en service. Celles-ci dépendent en effet largement des caractéristiques de la ligne et de son armement (type des supports, nombre et diamètre des galets, tension du câble notamment) ainsi que de la vitesse de l'appareil. Quant aux contraintes subies par les véhicules, elles sont fonction non seulement des sollicitations appliquées aux attaches, mais aussi de la conception même de leur structure, dont dépend son mode de réponse. Le phénomène est illustré par la figure qui montre les variations de la contrainte mesurée en un point d'un véhicule fixé par sa pince à un support animé d'un mouvement vibratoire vertical, dont on a fait varier la fréquence de 0 à 6,5 Hz. Pour la fréquence de résonance, estimée ici à 4,4 Hz, la contrainte atteint 14 daN/mm², alors qu'au même point, la contrainte maximum mesurée en ligne était de 1,25 daN/mm².

L'essai de fatigue auquel les petits véhicules sont soumis en France depuis 1974 a donc été conçu dès l'origine de façon à reproduire au mieux les sollicitations qu'il subissent en ligne, et plus récemment pour tenir compte en outre de leurs passages en station.

Un essai sous charge statique permet tout d'abord de vérifier la validité des calculs justificatifs de dimensionnement des pièces en section courante, et à apprécier l'importance des éventuelles concentrations de contraintes. L'emplacement des points de mesure est déterminé d'après la note de calculs et, s'il y a lieu, par toute méthode permettant de déceler ces concentrations (verniers craquelant par exemple). En section courante, ils doivent être en nombre suffisant pour permettre de reconstituer convenablement en laboratoire la déformée du véhicule telle qu'elle est mise en évidence par les essais sur site.

Cette déformée est déterminée par un essai dynamique consistant à mesurer les contraintes subies en ligne à la vitesse de marche normale prévue.

La mesure est faite sur un véhicule chargé dans le cas le plus défavorable (déterminé par tâtonnements en tenant compte des résultats de l'essai statique) et sur un

ücksichtigt) und am leeren Wagen durchgeführt. Damit sie aber signifikativ ist, müßte eine repräsentative Strecke ausgewählt werden — bezüglich der Belastungen, die sie aufweist —, und zwar von allen, auf denen die Serienwagen später aufliegen sollen. Der repräsentative Charakter der Strecke kann selbstverständlich nur a priori auf Grund der Erfahrungen des Konstrukteurs, der Prüfanstalt und der Aufsichtsbehörden festgestellt werden. Die dynamischen Beanspruchungen werden also im Prinzip neuerlich vor Ort auf dem ersten im Betrieb befindlichen Wagen gemessen, damit man feststellen kann, ob die Werte höher sind als diejenigen, die für den Versuch am Prototyp angenommen wurden. Sie müßten es im Härtefall auf jeder nachfolgenden Anlage sein. In der Praxis wird diese Forderung nur erhoben, wenn ihre technischen Angaben (Winkel, Art der Rollenbatterie, Geschwindigkeit usw.) sich zu sehr von den Angaben der Anlage entfernen, auf der die Messungen gemacht wurden.

Der Ermüdungsversuch wird an einem Wagen durchgeführt, der genau dem Wagen der Serienproduktion entspricht, da jede Änderung — das Austauschen des Silentbloc durch starre Verbindungen z. B. — die Antwort auf die Belastungen ändern könnte, denen der Kopf des Fahrbetriebsmittels unterzogen wurden. Die Belastung entspricht dem ungünstigsten Fall, wie er oben erwähnt wurde.

Die Amplitude und die Frequenz des Pulsators werden durch Probieren bestimmt, um so am besten die Biegelinie der Konstruktion, so wie sie sich bei den dynamischen Messungen ergeben hat, zu rekonstruieren mit Beanspruchungen, die zumindest in jedem Punkt denen gleich sind, die vor Ort festgestellt wurden.

Danach werden beim Versuch 5 Millionen Lastwechsel aufgetragen, wobei noch 500.000 für kuppelbare Anlagen dazukommen, die den Belastungen bei der Ein- und Ausfahrt in die Stationen entsprechen, falls sie höher sind als diejenigen, die durch besondere Messungen am Ort bei Belastungen auf der Strecke unter denselben Bedingungen festgelegt wurden.

Die oben erwähnten Vorgangsweisen werden im allgemeinen angewandt. Natürlich können sie auf Aufforderung der Behörde geändert oder komplettiert werden, falls der zu prüfende Prototyp Besonderheiten aufweist.

Auf Grund der Tatsache, daß bis jetzt noch keine Regellosigkeit mit systematischer Erscheinungsform durch die Ermüdung auf Wagen entstanden ist, die nach derart zugelassenen Prototypen gebaut wurden, ist anzunehmen, daß diese Methode erfolgreich ist. Zumindest hilft sie Konstruktionsfehler zu vermeiden. Was die Qualität der Herstellung anlangt, von der die tatsächliche Lebensdauer des Materials abhängt, müßte sie in Zukunft wir-

higher than those assumed to obtain for the tests on the prototype.

Strictly speaking they ought to be checked for every subsequent ropeway where they are installed, although in actual fact this is normally only required where the technical specifications vary considerably from those of the original test line (e.g. angle, sheave battery design, line speed etc.). The fatigue tests are performed on a carrier that corresponds exactly to a production model, since any modifications, e.g. replacing the silent block with rigid elements, can affect the response to the loads to which the hanger is subjected. This procedure is the standard testing method. It can be amended or extended, however, at the request of the supervisory authority to take account of any special design features in the prototype.

So far no systematic deviations from such test results due to metal fatigue have been detected in the carriers constructed in line with the duly licensed prototypes, which suggests that the test procedures are adequate. At all events they do help avoid design weakness. In future it will be necessary to pay attention to the standards of engineering, which determine the actual service life of the materials used. Also steps must be taken to facilitate later examination of all parts that affect the safety of the carrier, which have recently been made subject to examination as a part of standard licensing procedures in France.

The empirical character of the fatigue test, in which we have tried to simulate operational loading as closely as possible, can involve the manufacturer in additional costs and cause delays to opening schedules for new installations. Also, it is sometimes difficult to reproduce the elastic line of the carrier simply and without frequent repeat tests so that it corresponds to the condition recorded in situ. And finally, it is not easy to select the line length that imposes the greatest stresses. Even though it has never occurred so far, it is theoretically possible that a new test would have to be carried out where a carrier is to be operated on a line that clearly imposes greater stresses than the line on which the original test was based.

That is the basic situation with the tests carried out jointly by the STRM (Technical Office of Mechanical Uphill Installations) and the Grenoble test institute "Essais Mécaniques de l'Institut National Polytechnique" which will form the subject of a detailed report by Messrs Dubuisson and Jaussaud in the next issue of ISR (1/85). Although the tests at present relate only to loads imposed on carriers travelling past hold-down towers, the method employed is particularly interesting, as is the finding that the cause of strain in the hanger top at 2.4 and 4.8 m/s is not what was expected.

véhicule vide. Pour qu'elle soit significative il faudrait naturellement que la ligne sur laquelle la mesure est faite soit suffisamment représentative — en ce qui concerne les sollicitations qu'elle impose — de celles sur lesquelles les véhicules de série seront appelés à circuler par la suite. Cette représentativité ne peut évidemment être a priori qu'appréciée empiriquement en fonction de l'expérience du constructeur, et de celle du laboratoire et des services de contrôle. Les contraintes dynamiques sont donc en principe à nouveau mesurées sur site, sur le premier appareil de série mis en service, pour vérifier qu'elles ne sont pas supérieures à celles qui ont été prises en compte pour tester le prototype. Elles devraient, en toute rigueur l'être également sur chaque appareil suivant. En pratique, cela n'est exigé que lorsque ses caractéristiques (angles en plan, type de balanciers, vitesse etc.) s'écartent manifestement trop de celles de l'appareil sur lequel les mesures ont été faites.

L'essai de fatigue est fait sur un véhicule strictement conforme à un véhicule de série, toute modification — le remplacement de silent-blocs par des liaisons rigides, par exemple — étant susceptible de modifier la réponse d'ensemble de la structure aux sollicitations appliquées en tête de suspension. La charge correspond au cas le plus défavorable déterminé comme indiqué ci-dessus.

L'amplitude et la fréquence du pot vibrant sont déterminées par tâtonnements pour reconstituer au mieux la déformée de la structure telle qu'elle est apparue lors des mesures dynamiques, avec des contraintes au moins égales en chaque point à celles relevées sur site.

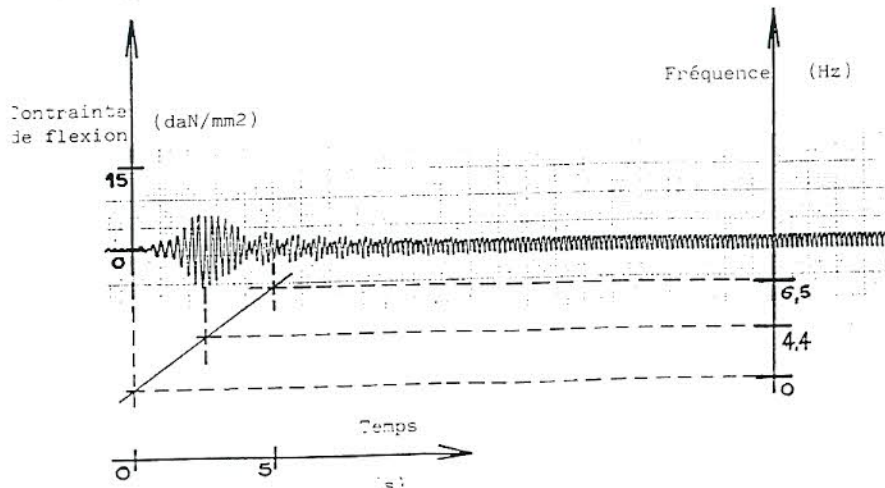
Ceci fait, l'essai est poursuivi durant 5 millions de cycles, auxquels viennent s'ajouter, pour les appareils débrayables 500.000 cycles représentatifs des sollicitations subies lors des départs et des arrivées lorsque, celles-ci ayant été déterminées par des mesures particulières sur le site dans les mêmes conditions que les sollicitations en ligne, leur sont supérieures.

Si l'essai met en évidence des points faibles, la conception du véhicule est corrigée, et le véhicule ainsi modifié est à nouveau essayé dans les mêmes conditions.

Les modalités décrites ci-dessus sont celles généralement utilisées. Elles peuvent évidemment être modifiées ou complétées sur demande de l'Administration si la conception du prototype à essayer présente des particularités notables.

A en juger par le fait qu'aucun désordre imputable à la fatigue et présentant un caractère systématique ne s'est manifesté jusqu'à présent sur les véhicules dérivant des prototypes ainsi agréés, cette méthode donne de bons résultats. Du moins permet-elle d'éliminer les erreurs de conception. Quant à la qualité de la fabrication, dont dépend également la durée de vie effective du matériel, elle devrait être à l'avenir plus efficacement suivie et les contrôles ultérieurs facilités pour tous les éléments dits «de sécurité», depuis l'introduction récente en France d'une visite obligatoire avant mise en service.

Le caractère empirique de l'essai de fatigue, qui résulte de notre souhait de prendre en compte au mieux les sollicitations subies en service, peut néanmoins entraîner pour les constructeurs des coûts supplémentaires ou des retards de mise au point. Il est, de plus, parfois difficile de reproduire en laboratoire de façon simple et sans multiplier les essais la déformée du véhicule telle qu'elle est déterminée par les mesures sur site. Enfin, le choix de la ligne la plus contraignante n'est pas



kungsvoller im Auge behalten und die späteren Überprüfungen für alle sogenannten „Sicherheitsteile“ seit der erst kürzlich in Frankreich erfolgten Einführung einer Pflichtkontrolle vor Inbetriebnahme erleichtert werden.

Der empirische Charakter des Ermüdungsversuches, der aus unserem Bestreben resultiert, so gut als möglich die im Betrieb auftretenden Belastungen zu erfassen, kann für den Hersteller zusätzliche Kosten und eine verzögerte Inbetriebnahme bedeuten. Außerdem ist es manchmal schwierig, in einfacher Form und ohne die Versuche häufig zu wiederholen, die Biegelinie des Wagens zu rekonstruieren, so wie sie durch die Messungen vor Ort festgelegt wurde. Schließlich ist es nicht leicht, die am stärksten belastende Strecke auszuwählen, ja man könnte sich sogar vorstellen — was noch nie vorgekommen ist —, daß ein neuer Versuch durchgeführt werden müßte, falls ein Wagen auf einer Strecke eingesetzt wird, die offensichtlich stärkere Belastungen als diejenige aufweist, auf die sich der ursprüngliche Versuch gestützt hat.

Das ist der Inhalt der Untersuchung, die gemeinsam vom STRM (Techn. Dienst der mechanischen Aufstiegsbahnen) und der Prüfanstalt „Essais Mécaniques de l'Institut National Polytechnique“ von Grenoble durchgeführt wurde und über die die Herren Dubuisson und Jaussaud in der nächsten Ausgabe (ISR 1/85) berichten werden. Diese Arbeit, obwohl sie sich derzeit nur auf Belastungen bei der Überfahrt von Niederhaltstützen beschränkt, ist durch die angewandte Methode besonders interessant und weil sie die Tatsache herausarbeitet, daß bei 2,4 m/s und 4,8 m/s die Ursache der Belastungen am Gehängkopf nicht diejenige ist, die wir erwarteten.

Erneuerung der Seilbahn Saint-Gervais/Le Bettex (Frankreich)

Die Seilbahngesellschaft vom Massif du Mont-Blanc hat aus Gründen der Steigerung der Förderleistung beschlossen, die Seilbahn Saint-Gervais/Lex Bettex umzubauen.

Die alte Anlage, die im Jahr 1936 errichtet wurde, hatte nur eine begrenzte Förderleistung von 500 P/h, obwohl sie schon auf Grund der außerordentlichen Geschwindigkeit von 11 m/s im Jahre 1968 modernisiert wurde.

Die alte Seilbahn — es handelte sich um eine Pendelbahn — hatte 1936 ein Tragseil von 42 mm Durchmesser, und zwei Zugseile mit 19 mm Durchmesser bewegten die Wagen.

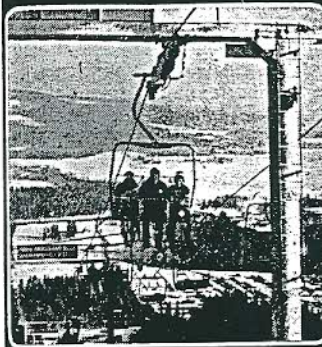
Die Tragseile sind in der Bergstation mittels Spannbacken verankert und in der Spannstation im Tal durch eine Muffe am Gegengewicht.

Die Zugseile bilden eine gespaltete endlose Zugseilschleife und sind an die Wagenlaufwerke mit der sogenannten „Chapeau-de-gendarme“-Methode befestigt.

Technische Daten 1936

Streckenlänge: 2290 m
Höhenunterschied: 564 m
Fahrtgeschwindigkeit: 5,50 m/s
Fahrdauer: 7 min 30 s
Fassungsraum der Wagen: 23 + 1 Pers.
Förderleistung: 160 Pers./h
Leistung: 118 kW
Anzahl der Stützen: 7

Erfahrung Nutzen



Hochleistungssesselbahn
1200-2100 Pers./h

Modernste in allen Detail entwickelte Ausführungen den Anforderungen und Wünschen entsprechende Konstruktionen.

WSD

STÄDELI-LIFT AG

CH-8618 Oetwil am See, Zürich
Telefon 01/929 21 21

Ropeway conversion at Saint-Gervais/Le Bettex (France)

In order to achieve higher capacities, the Massif du Mont Blanc Ropeway Company has decided to replace the ropeway at Saint-Gervais/Le Bettex. The old installation, a reversible built in 1936, had a capacity of only 500 persons per hour, although it was modernised in 1968 because of the extraordinary line speed of 11 m/s. It had a 42 mm track rope and two 19 mm haul ropes to propel the cabins. The track ropes are anchored at the upper terminal in clamps and attached to the counterweight by sockets at the tensioning terminal. The haul ropes are spliced to form an endless loop and fastened to the carriage by the "chapeau de gendarme" method.

Technical data 1936

Line length: 2290 m
Vertical height: 564 m
Line speed: 5.5 m/s
Transit time: 7 1/2 min
Cabin capacity: 23 + 1
Hourly capacity: 160
Drive: 118 kW
No. of towers: 7

As the ropeway is a major feeder installation from Saint-Gervais to the Bettex ski area, the limited capacity led to queues for the ride up in the morning and early afternoon as well as for the ride down in the evening. In order to overcome this

toujours aisé, et l'on pourrait même imaginer — ce qui ne s'est pas encore produit — qu'un nouvel essai s'impose si un véhicule devait être utilisé sur une ligne conduisant à des sollicitations manifestement plus sévères, que celles sur laquelle l'essai d'origine avait été calé.

Ces inconvénients seraient évités si l'on savait, au stade du projet calculer les véhicules à la fatigue en tenant compte des sollicitations qu'ils subiront en service, elles-mêmes déterminées non pas par des mesures in situ, mais à partir des caractéristiques de la ligne. L'essai de fatigue, devenu plus facile à caler ne serait plus, dès lors, réalisé que pour la vérification de ces calculs. Quant à la mesure des contraintes sur les appareils de série, elle pourrait n'être plus exigée qu'exceptionnellement sur des lignes anormalement contraignantes.

Pour y parvenir, il fallait commencer par analyser l'origine de ces sollicitations, leur forme et le mode de réponse du véhicule. Tel est l'objet de l'étude, menée conjointement par le Service Technique des Remontées Mécaniques et le Laboratoire d'Essais Mécaniques de l'Institut National Polytechnique de Grenoble dont MM. Dubuisson et Jaussaud rendent compte dans le numéro 1/1985 de l'ISR. Cette étude, bien que limitée pour l'instant aux sollicitations au passage des pylônes compression est particulièrement intéressante par la méthode suivie et parce qu'elle semble mettre en évidence le fait qu'aussi bien à 2,4 m/s qu'à 4,8 m/s l'origine des sollicitations en tête de suspente, n'est pas celle que nous attendions. Elle marque donc une étape importante sur la voie dans laquelle nous eiforçons — avec prudence — de nous engager.

Rénovation du Téléphérique de Saint-Gervais/Le Bettex (France)

La Société des Téléphériques du Massif du Mont-Blanc, soucieuse de rester fidèle au respect de ses engagements, a entrepris de rénover le Téléphérique de Saint-Gervais/Le Bettex dans le but d'apporter une augmentation de débit très importante du transport des skieurs.

L'ancien Téléphérique, implanté en 1936, a en effet un débit limité — de l'ordre de 500 p/h — bien qu'ayant été déjà modernisé en 1968, grâce à une vitesse exceptionnelle de 11 m/s.

A l'origine, en 1936, le Téléphérique du type va et vient possède comme chemin de roulement un câble porteur ϕ 42 m/m et l'entraînement des cabines est assuré au moyen de deux câbles tracteurs ϕ 19 m/m.

Les câbles porteurs sont fixés à la station d'ancrage à l'amont par une mordache et, à la station de tension, à l'aval par un manchon au contrepoids.

Les câbles tracteurs forment une boucle sans fin par épissure et sont fixés aux chariots des cabines par une méthode dite «Chapeau de Gendarme».

Caractéristiques de 1936

Longueur de la ligne: 2.290 m
Dénivellation: 564 m
Vitesse de marche: 5,50 m/s
Durée d'un voyage: 7 min 30 s
Capacité des cabines: 1 conducteur + 23 personnes

Annexe 3

Origine des Sollicitations des Véhicules des Téléphériques Monocâbles au
Passage des Pylônes compression
J.Dubuisson, P.Jaussaud – ISR 1/1985 – Pages 11 à 17.

Ursprung der Belastungen, denen Fahrbetriebsmittel von Einseilbahnen bei der Überfahrt von Niederhaltstützen ausgesetzt sind

Origin of the Stresses to which the Carriers of Monocable Ropeways are subjected when passing over Hold-down Towers

Origine des Sollicitations des Vehicules des Téléphériques Monocâbles au Passage des Pylônes Compression

1. Darlegung des Problems:

Bei der Stützenüberfahrt fühlt der Fahrgast eine Reihe von Stößen, denen auch die Wagenkonstruktion ausgesetzt ist. Ein Beispiel, wie stark ein Wagen der Beschleunigung ausgesetzt ist, wird in Abb. 1 sichtbar: in den Spannungsfeldern ist sie praktisch unbedeutend, hat aber bei der Stützenüberfahrt Spitzen von 20 m/s².

Um die genaue Ursache dieser Beschleunigungsspitzen zu bestimmen, haben wir dem Klemmapparat die Aufzeichnung der Beschleunigungs- und Belastungsunterschiede des Wagens zugeordnet.

Der Klemmapparat wurde mit einer Schnellfilmkamera (200 Bilder/s) gefilmt, um den Ablauf zu verlangsamen. Die aufgezeichneten Beschleunigungs- und Belastungsanzeigen wurden graphisch mit hoher Geschwindigkeit reproduziert, um die einzelnen Vorgänge besser voneinander zu trennen.

1. Definition of the problem:

When a ropeway carrier passes over a tower, the passenger feels the series of bumps to which the structure is subjected.

An example of how much a carrier accelerates is shown in Figure 1: this acceleration is virtually insignificant in the spans, but as the carrier passes a tower it can reach peak values of 20 m/s².

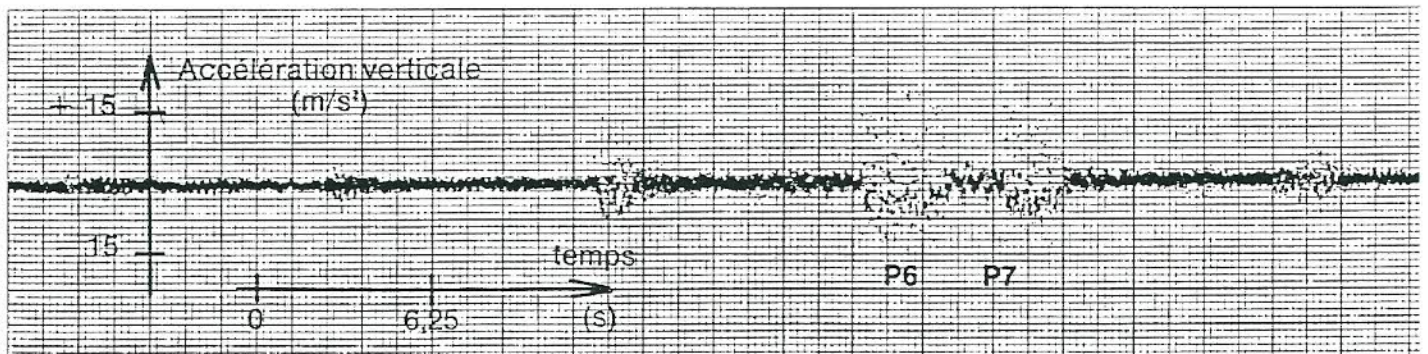
In order to determine the exact causes of these peak acceleration values, we arranged the grip so that changes in the acceleration and loading of the carrier could be recorded. The grip was filmed using a high-speed cine camera (200 frames/second) so that the process could be slowed down. The values of the acceleration and loading recorded were reproduced graphically at high speed so as to facilitate differentiation between the two.

1. Exposé du problème:

Au passage des pylônes le passager ressent une succession de secousses qui ébranlent aussi la structure du véhicule. Un exemple d'enregistrement de l'accélération par un véhicule est visible figure 1: insignifiante dans les portées, elle présente des pics de 20 m/s² au passage des pylônes.

Afin de déterminer l'origine précise de ces pics, nous avons donc imaginé d'associer à la position de la pince l'enregistrement des variations d'accélération et contrainte du véhicule.

La pince a été filmée au moyen d'une caméra rapide (200 images/seconde) pour permettre le ralentissement des phénomènes. Les signaux d'accélération et de contrainte enregistrés ont été restitués graphiquement à grande vitesse pour permettre la séparation des phénomènes.



Accélération verticale (m/s²) / Vertical acceleration / Senkrechte Beschleunigung + temps / time / Zeit.

Abb./Fig. 1: Beispiel einer Aufzeichnung der senkrechten Beschleunigung eines Sessels auf der Strecke. Die Bezugspunkte P6 und P7 markieren die Überfahrt über Stütze Nr. 6 und Stütze Nr. 7, mit jeweils 12 bzw. 8 Niederhalterrollen. / Typical recording of the vertical acceleration to which a chair is subjected on the line. Point P6 and P7 mark the passage over towers no. 6 and no. 7, with 12 and 8 hold-down sheaves respectively. / Exemple d'enregistrement de l'accélération verticale subie par un siège en ligne. Les repères P6 et P7 situent le franchissement des pylônes no. 6 et no. 7, respectivement 12 et 8 galets compression.

2. Gegenstand der Versuche:

2.1 Allgemeine Daten der Anlagen

- Doppelsesselbahn, Klemmen, 2,5 m/s
- Vierersesselbahn, Klemmapparate, 5 m/s

2.2 Streckenbauwerke:

Verschiedene Stützen wurden untersucht, die Daten der Klemmen und der Rollenbatterien sind in den Aufzeichnungen in Abb. 3 und 4 berücksichtigt.

2. Object of the trials:

2.1 General specifications of the installations:

- Double chairlift, fixed grips, 2.5 m/s
- Quadruple chairlift, detachable grips, 5 m/s

2.2 Line equipment:

Various towers were investigated. The specification of the grips and sheave batteries can be seen from Figures 3 and 4.

2. Objet des essais:

2.1 Caractéristiques générales des installations

- télésiège 2 places, pince fixe, 2,5 m/p
- télésiège 4 places, pince débrayable, 5 m/p.

2.2 Ouvrage de ligne:

Différents pylônes ont été étudiés, les caractéristiques des pinces et des balançiers sont en regard des enregistrements rapportés figure 3 & 4.

^{*)} J. DUBUISSON: Service Technique des Remontées Mécaniques, B.P. 64 — 38402 — SAINT-MARTIN-D'HERES-CEDEX.

^{**)} P. JAUSSAUD: Directeur du Laboratoire d'Essais Mécaniques Institut National Polytechnique de GRENOBLE, B.P. 46 — 38402 — SAINT-MARTIN-D'HERES-CEDEX.

2.3 Fahrbetriebsmittel:

Unsere Wahl fiel auf Anlagen, bei denen die Konstruktion des Fahrbetriebsmittels nur aus Trägern besteht, die sich im rechten Winkel zur Strecke befinden. Der Wagen ist mit dem Krennapparat am Gehängekopf durch einen Drehbolzen verbunden. Die Lage des Fahrbetriebsmittels im Betrieb ist somit lotrecht.

2.3 Carriers:

We selected installations where the carriers were constructed only of girders at right angles to the line. Each chair was attached to the grip at the head of the hanger by a pintle. In operation the carrier therefore always assumed a vertical position.

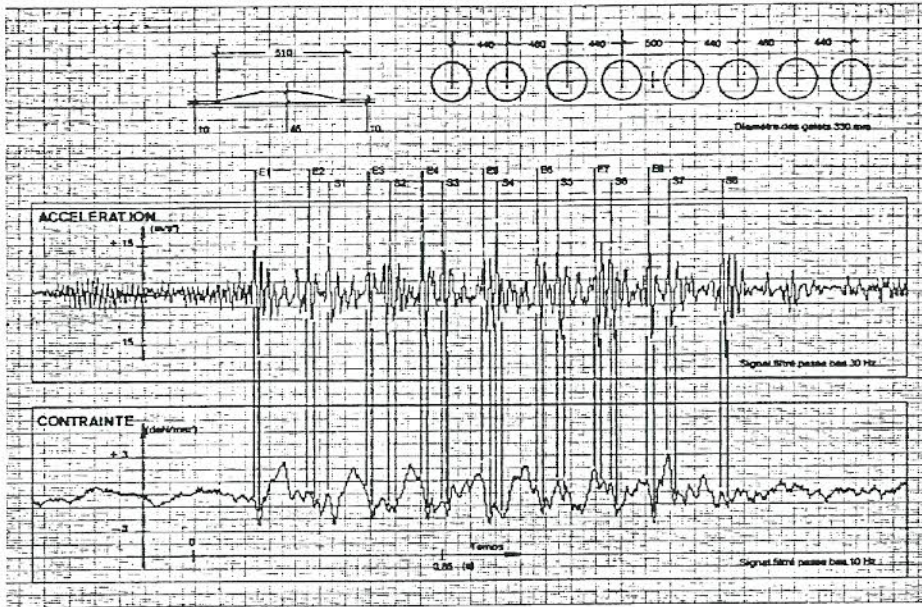
2.3 Véhicule:

Notre choix s'est porté sur des installations où la structure du véhicule n'était constituée que de poutres assemblées dans un plan normal au plan de la ligne. Le véhicule est lié à la pince, au niveau de la tête de suspente, par un axe de rotation. Le plan du véhicule en fonctionnement continu est ainsi vertical.



Accélération verticale (m/s²) / Vertical acceleration / Senkrechte Beschleunigung + temps / time / Zeit + Signal filtré passe-bas 30 Hz / Filtered signal — low frequency response 30 Hz / Gefiltertes Signal — niederer Durchgang 30 Hz.
Abb./Fig. 2: Wiedergabe der Aufzeichnung der senkrechten Beschleunigung

des Sessels bei der Oberfahrt von Stütze Nr. 7 (8 Niederhalterollen) / High-speed recording of the vertical acceleration of the chair when passing over tower no. 7 (8 hold-down sheaves) / Restitution à grande vitesse de l'enregistrement de l'accélération verticale subie par le siège au passage du pylône no. 7 (8 galets compression).

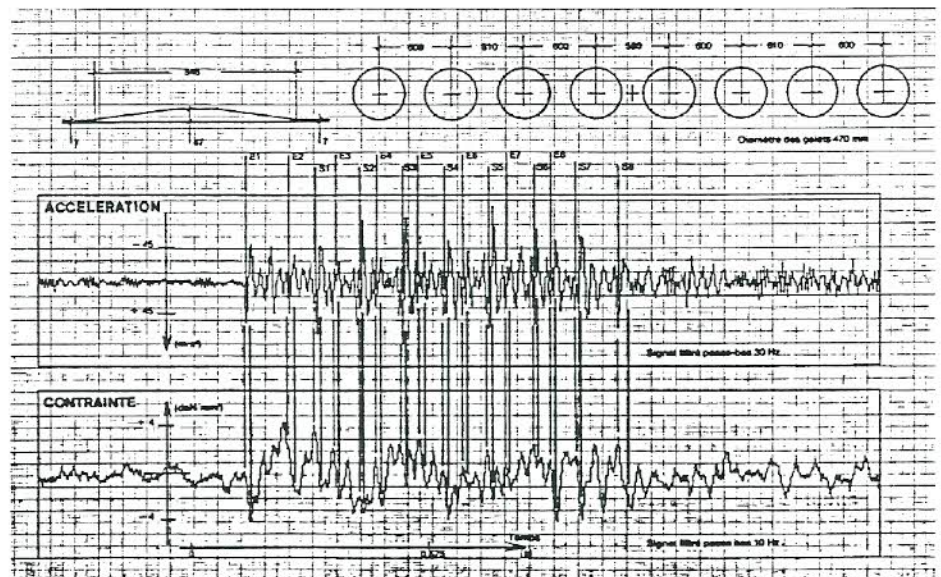


Accélération / acceleration / Beschleunigung, Contrainte / loading / Beanspruchung, Diamètre des galets 330 mm / Sheave diameter 330 mm / Rollendurchmesser 330 mm, temps / time / Zeit, Signal filtré passe-bas 10 Hz / Filtered signal — low frequency response 10 Hz / Gefiltertes Signal — niederer Durchgang 10 Hz.

Abb./Fig. 3: Doppelsessel, 2,4 m/s, bei der Oberfahrt einer Niederhaltestütze mit 8 Rollen. Hauptmerkmale der Klemme sowie der Rollenbatterie. Eine Untersuchung der Wechselbeziehung zwischen der senkrechten Beschleunigung des Sessels und der maximalen Biegebeanspruchung des Gehängekopfes. / Double chair, 2.4 m/s, passing under a hold-down tower with 8 sheaves. Main characteristics of grip and sheave battery. A study of the correlation between the vertical acceleration of the chair and the maximum bending strain of the hanger. / Télésiège 2 places 2,4 m/s. Franchissement pylône compression 8 galets. Caractéristiques principales de la pince et du balancier. Etude de la corrélation entre l'accélération verticale subie par la tête de suspente et la contrainte de flexion maxi de la suspente.

Accélération / Acceleration / Beschleunigung, Contrainte / Loading / Beanspruchung, Diamètre des galets 470 mm / Sheave diameter 470 mm / Rollendurchmesser 470 mm, temps / time / Zeit, Signal filtré passe-bas 10 Hz / Filtered signal — low frequency response 10 Hz / Gefiltertes Signal — niederer Durchgang 10 Hz.

Abb./Fig. 4: Vierersessel, 4,8 m/s, bei der Oberfahrt einer Niederhaltestütze mit 8 Rollen. Hauptmerkmale der Klemme sowie der Rollenbatterie. Eine Untersuchung der Wechselbeziehung zwischen der senkrechten Beschleunigung des Sessels und der maximalen Biegebeanspruchung des Gehängekopfes. / Quadruple chair, 4.8 m/s, passing under a hold-down tower with 8 sheaves. Main characteristics of grip and sheave battery. A study of the correlation between the vertical acceleration of the chair and the maximum bending strain of the hanger. / Télésiège 4 places 4,8 m/s. Franchissement pylône compression 8 galets. Caractéristiques principales de la pince et du balancier. Etude de la corrélation entre l'accélération verticale subie par la tête de suspente et la contrainte de flexion maxi de la suspente.



MAGNETINDUKTIVE SEILUNTERSUCHUNG

LT. ERLASS E/221/3 VOM 14. OKTOBER 1957 BM. f. V. u. E.
U. ERLASS EB 5000/7-II/5-1974 BM. f. V.

Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Anton Neth

Adolfstorgasse 6
A-1130 Wien

Tel. 0 22 2 / 82 73 54
82 18 303

3. Meßvorrichtungen:

3.1 Belastung:

An verschiedenen Punkten des Fahrtriebmittels waren mehrere Meßstreifen für die einachsige Verformung angebracht. Ihre Anordnung ermöglichte nur die Messung der Biege- und Zugsverformungen auf Gehängeebene. Die Erfahrungen, die früher im Laufe zahlreicher Versuche in der Industrie gemacht wurden, hatten uns gezeigt, daß nur diese Art der Verformung von Interesse ist.

3.2 Beschleunigung:

Nur die Beschleunigung des Gehängekopfes wurde mit einem Beschleunigungsmesser mit Verformungsmeßstreifen gemessen, dessen Vermessungsachse vertikal ist.

3.3 Film über die Klemmenlagen:

Der von der Kamera erfaßte Bereich ermöglichte es, die Klemme bei ihrer gesamten Durchfahrt durch die Rollenbatterie zu verfolgen. Die Unsicherheit in den Messungen der Klemmenlage, sie betrug 10 mm, wurde mittels einer verschieden gerasterten Matrize bestimmt.

3.4 Synchronisierung der Beschleunigungs- und Belastungssignale mit der Klemmenlage

Sie wurde mittels eines klassischen Elektronenblitzes durchgeführt. Der Blitz, der von einem Operator in der Nähe der Stütze ausgelöst wurde, überbelichtete zwei Bilder des Films und erregte eine Photodiode, deren Signal zugleich mit den Beschleunigungs- und Belastungssignalen von einem mehrspurigen Magnetaufzeichner aufgezeichnet wurde.

4. Meß- und Beobachtungsergebnisse:

Die Aufzeichnungen betreffen zwei Niederhaltstützen mit Rollen, wovon eine Stütze auf der Strecke einer Doppelsesselbahn und die andere auf der Strecke einer Vierrersesselbahn stand.

4.1 Analyse der Abb. 2:

Beschleunigung einer Klemme bei der Überfahrt über eine Niederhaltstütze mit acht Rollen (Doppelsesselbahn). Dieses Signal wurde zunächst gefiltert (niedriger Durchgang 30 Hz, Dämpfung 12 dB/Oktave) und dann von einem Schreiber mit einer Geschwindigkeit von 200 mm/s (Durchlaßband 0—40 Hz zu —3 dB) aufgezeichnet.

Es stellte sich als eine Folge von Beschleunigungs-Einschwingvorgängen dar. Das Synchronisierungssystem bewies, daß am Ursprung jedes einzelnen sowohl die Kontaktnahme (bezeichnet Ei), als auch der Kontaktverlust (bezeichnet Si) der Nadeln der Klemme war, welche sich durch die Rollenbatterie mit den verschiedenen Rollen (bezeichnet i mit i veränderlich von 1 bis 8) vorwärtsbewegt. Übrigens kann man die Ursache jeder dieser Zunahme feststellen, wenn die Geschwindigkeit des Seildurchlaufs und die geometrischen Daten der Klemme und der Rollenbatterie bekannt ist.

Bei jeder Kontaktnahme Ei oder Kontaktverlust Si einer Rolle mit einem Nadelende beobachtet man das Auslösen einer Übergangsschwingung, die mit einem halben positiven Wechsel beginnt und dem ein Herabsinken des Gehängekopfes entspricht. Das erklärt sich folgendermaßen: bei der plötzlichen Kontaktnahme Ei wird die Rolle nach oben und die Klemme nach unten geschleudert; bei Kontaktverlust Si fällt die Rolle plötzlich auf das Seil zurück, welches absinkt und dabei die Klemme

3. Measuring equipment:

3.1 Loading:

Several strain gages were attached at various points of the carrier to detect uniaxial deformation. The arrangement of the gages made it possible to measure only the bending and stretching strain in the plane of the hanger. The experience already gained in the course of numerous industrial trials had shown us that only these types of deformation were of interest.

3.2 Acceleration:

Only the acceleration of the head of the hanger was measured by means of an accelerometer with deforming strain gages. The axis of measurement was vertical.

3.3 Film of the grip position:

The area covered by the camera made it possible to follow the grip during its entire passage of the sheave battery. The error in measuring the position of the grips was 10 mm, determined using matrices with variable grid sizes.

3.4 Synchronization of signals from the accelerometer and strain gages with the position of the grip:

Synchronization was effected using a classical electronic flash. The flash was actuated by an operator near the tower, overexposing two frames of the film and energizing a photodiode. The signal from the photodiode was recorded on a multi-track magnetic recorder simultaneously with the signals from the accelerometer and the strain gages.

4. Results of measurement and observation:

The recordings were made at two hold-down towers with sheaves. One of these was on the line of a double chairlift, the other on the line of a quadruple chairlift.

4.1 Analysis of Figure 2:

The acceleration of a grip passing over a hold-down tower with eight sheaves (double chairlift). This signal was first filtered (lower limit 30 Hz, attenuation 12 dB/octave) and then recorded on a plotter with a speed of 200 mm/s (filter band 0—40 Hz to —3 dB).

The figure is a succession of transient accelerations. The synchronization system enabled us to show that the origin of each corresponded to the tongue of the grip coming into contact (Ei) or losing contact (Si) with the each of the various sheaves (designated i, where i varies from 1 to 8) on its passage through the sheave battery. Incidentally, it is possible to determine the origin of each of these accelerations if the speed of the rope and the geometrical characteristics of the grip and the sheave battery are known.

A transient oscillation is observed every time the end of a tongue comes into contact (Ei) or loses contact (Si) with a sheave. Each begins with half a positive phase and corresponds to a downwards movement of the head of the hanger. The explanation of this is as follows: when the tongue suddenly comes into contact with the sheave (Ei), the sheave is catapulted upwards, and the grip downwards. When the tongue loses contact with the sheave (Si), the sheave suddenly falls back onto the rope, which moves downwards, pulling the grip with it.

3. Dispositifs de mesure:

3.1 Contrainte:

La structure du véhicule était équipée de plusieurs jauges de déformation uniaxiale implantées en différents points. Leur montage ne permettait que la mesure des déformations de flexion et de traction dans le plan de la suspente. L'expérience acquise précédemment au cours de nombreux essais de caractère industriel nous avait en effet montré que seules ces déformations sont significatives.

3.2 Accélération:

Seule celle de la tête de suspente a été mesurée au moyen d'un accéléromètre (à jauges de déformation) dont l'axe de mesure (appartenant au plan de la suspente) était vertical.

3.3 Film des positions de la pince:

Le champ couvert par la caméra permettait de suivre la pince tout au long de son avancée dans le balancier. L'incertitude des mesures de la position de la pince a été déterminée au moyen d'une trame à pas variable, elle était de 10 mm.

3.4 Synchronisation des signaux d'accélération et de contrainte avec la position de la pince:

Elle a été réalisée au moyen d'un flash électronique classique. L'éclair, déclenché par un opérateur à proximité du pylône, surexposait 2 images du film et excitait une photodiode dont le signal était enregistré simultanément avec les signaux d'accélération et de contrainte sur un enregistreur magnétique multivoies.

4. Résultats des mesures et observations:

Les enregistrements reproduits concernent deux pylônes compression, 8 galets, l'un sur la ligne du télésiège 2 places, l'autre sur celle du télésiège 4 places.

4.1 Analyse de la figure 2:

Accélération subie par la pince au passage d'un pylône compression 8 galets (télésiège 2 places).

Ce signal a tout d'abord été filtré (passe bas 30 Hz, atténuation 12 dB/octave), puis restitué sur un enregistreur graphique à une vitesse de 200 mm/s (bande passante 0—40 Hz à —3 dB en pleine échelle).

Il se présente comme une succession de transitoires d'accélération. Le système de synchronisation a permis de montrer qu'à l'origine de chacun correspond soit la prise de contact (notée Ei), soit la perte de contact (noté Si) des aiguilles de la pince qui avance dans le balancier avec les différents galets (noté i avec i variant de 1 à 8). On peut d'ailleurs retrouver l'origine de chacun de ces accroissements, connaissant la vitesse de défilement du câble et les caractéristiques géométriques de la pince et du balancier.

Lors de chaque prise Ei ou perte de contact Si d'un galet avec une extrémité d'aiguille on observe le déclenchement d'une oscillation transitoire qui commence par une demi-alternance positive, à laquelle correspond une descente de la tête de suspente. Celle-ci s'explique de la façon suivante: lors du choc de prise de contact Ei le galet est projeté vers le haut et la pince vers le bas; lors de la perte de contact Si le galet retombe brutalement sur le câble qui s'enfonçe en entraînant la pince vers le bas.

nach unten zieht. Die darauffolgende Übergangsschwingung, die durch einen Beschleunigungsmesser deutlich wird, entspricht der Reaktion mit einer Frequenz von ungefähr 40 Hz des elastischen Systems, das aus dem mit dem Wagen und der Rollenbatterie belasteten elastischen Seil besteht. Die Reaktion auf die Erregungen Ei oder Si interferieren; dieses Phänomen erklärt die Verstärkung oder Abschwächung gewisser Beschleunigungsspitzen z. B. E3.

4.2 Analyse der Abb. 3 und 4:

Wechselbeziehung zwischen der Beschleunigung und Belastung während der Überfahrt der achtrolligen Niederhaltestütze (Doppelsesselbahn bzw. Vierersesselbahn). Jede dieser Abbildungen zeigt parallel das Signal der vertikalen Beschleunigung des Gehängekopfes und die maximale Biegebelastung des Gehänges.

Das Beschleunigungssignal wurde unter den gleichen Bedingungen wie im vorhergehenden Fall gefiltert. Das Belastungssignal wurde bei 10 Hz (Dämpfung 12 dB/Oktave) gefiltert. Jedes Signal wurde anschließend mit Hilfe eines numerischen, zweispurigen Korrelator-Analysators und eines Zeichengerätes aufgezeichnet. Dieses System ermöglichte es, die Gleichstromkomponente des Signals bei der Ablesung auszuschalten und den Maßstabfaktor mühelos anzupassen.

Das Beschleunigungssignal der Abb. 2 ist in Abb. 3 als digitales Signal dargestellt. Jedem Einsinken Ei und Si der Klemme entspricht eine Schließung des Gehänges: Seine Innenseite, auf der der Verformungsmeßstreifen angebracht ist, wird einer Kompression ausgesetzt, demnach wird die Biegebelastung reduziert.

Anschließend öffnet sich das elastische Gehänge: Entwicklungsphase bei Zug der Innenseite, wo sich der Meßstreifen befindet.

Diese Beobachtung schließt die Möglichkeit aus, daß die Belastungen durch das Fahren mit der Rückseite der Klemme über jede Rolle zustande kommen. Man hätte sich eigentlich vorstellen können, daß die Klemme, die sich zwischen das Seil und jede Rolle schiebt, ein Anheben der Rolle und ein erhebliches Absenken des Gehängekopfes auslöst. In diesem Falle hätte sich das Gehänge während der Fahrt der Klemmenrückseite über jede Rolle schrittweise geschlossen, und der Verformungsmeßstreifen hätte ein Komprimierungsphänomen angezeigt.

Die Öffnung des Gehänges könnte im Gegenteil seinem freien Ansprechen auf die verschiedenen impulsartigen Erregungen, wie sie die Vertiefungen Ei oder Si darstellen, zuzuordnen sein.

Zu diesem Ansprechen kommt die zwangsläufige Reaktion auf die Übergangsschwingung des Gehängekopfes (siehe Abs. 5.1). Das Filtern des Belastungssignals (niedriger Frequenzgang 10 Hz) wurde durchgeführt, weil es das zwangsläufige Ansprechen (Frequenz etwa 40 Hz) dämpft und dadurch das freie Ansprechen des Gehänges (Frequenz etwa 6 Hz) begünstigt. Das hat jedoch den Nachteil, daß es zu einer Verringerung der Amplitude der Mindestbelastung beim raschen Schließen des Gehänges (bei den verschiedenen Absinken) kommt, wodurch sie gedämpft wird, und daß sie auf eine Höhe gebracht wird, die nur leicht über der Amplitude der Maximalbelastung während der vollständigen Öffnung des Gehänges liegt.

Man kann der Abb. 4 entnehmen, daß die Maximalöffnung des Gehänges, welche ihrer eigenen Art von Verformung entspricht, in diesem speziellen Fall nicht die Zeit hat, sich zu entwickeln. Ein Herabsinken des Gehängekopfes erzwingt vorher seine Schließung. ▶

The subsequent transient oscillation is clearly shown by an accelerometer, and corresponds to the response, with a frequency of around 40 Hz, of an elastic system consisting of the elastic rope subjected to the loading of the carrier and the sheave battery. The reactions to inputs Ei and Si interfere with one another. This phenomenon explains why certain peak accelerations are lower or higher, as shown by E3, for example.

4.2 Analysis of Figures 3 and 4:

Relationship between acceleration and loading when the grip passes an eight sheave hold-down tower (double or quadruple chairlift). Each of these figures shows the vertical acceleration of the head of the hanger and the maximum bending strain of the hanger.

The acceleration signal was filtered under the same conditions as in the previous case. The load signal was filtered at 10 Hz (attenuation 12 dB/octave). Each signal was then recorded with the aid of a two-track digital correlation analyzer and a plotter. This system made it possible to eliminate the continuous element of the signal and adapt the scaling factor easily.

The acceleration signal of Figure 2 is reproduced as a digital signal in Figure 3. Each of the depressions Ei and Si of the grip corresponds to a closure of the hanger. The inner side of the hanger, to which the strain gage was attached, is subjected to compression, resulting in a corresponding reduction in bending strain. The elastic hanger then opens, and a phase of traction occurs at the inner side to which the strain gage was attached.

This observation precludes the possibility that the loading is due to the back of the grip passing under each sheave. It might actually have been conceivable that the grip, which passes between the rope and each sheave, might have caused the sheave to be lifted and the head of the hanger to drop considerably. In this case there would be a progressive closure of the hanger as the back of the grip passed over each sheave. The strain gage would have indicated the phenomenon of compression. On the contrary, the opening of the hanger may be due to its responding freely to the various impulses as represented by depressions Ei or Si. To this response is added the positive response to the transitory oscillation of the head of the hanger. The load signals were filtered (low frequency response 10 Hz) because this attenuated the positive response (frequency around 40 Hz), thus promoting the free response of the hanger (frequency about 6 Hz). However, this had the disadvantage that it resulted in a reduction in the amplitude of the minimum loading as the hanger closed rapidly as it dropped each time. This attenuated the signal, reducing it to a level which was only slightly above the amplitude of the maximum loading during the complete opening of the hanger.

Figure 4 shows that in this particular case the hanger did not have time to open to its maximum corresponding to its own type of deformation. A drop in the head of the hanger forces it to close prematurely. ▶

L'oscillation transitoire qui suit, mise en évidence au moyen de l'accéléromètre, correspond à la réponse, à une fréquence d'environ 40 Hz, du système élastique constitué par le câble élastique chargé du balancier et du véhicule. Les réponses aux excitations Ei ou Si interfèrent entre elles; ce phénomène explique le renforcement, ou la faiblesse de certains pics d'accélération E3 par exemple.

4.2 Analyse des figures 3 & 4:

Corrélation entre accélération et contrainte au passage d'un pylône compression 8 galets (respectivement télésiège 2 places et télésiège 4 places).

Chacune de ces figures montre en parallèle le signal d'accélération verticale de la tête de suspente et la contrainte de flexion maxi de la suspente.

Le signal d'accélération a été filtré dans les mêmes conditions que dans le cas précédent. Le signal de contrainte a été filtré passe bas 10 Hz (atténuation 12 dB/octave). Chacun a été ensuite restitué au moyen d'un analyseur corrélateur numérique à 2 voies et d'une table traçante. Ce système permettait de supprimer à la lecture la composante continue du signal et d'adapter facilement le facteur d'échelle. Le signal d'accélération de la figure 2 est reproduit figure 3 en version numérisée. A chacun des enfoncements Ei et Si de la pince, il correspond une fermeture de la suspente: sa face interne sur laquelle est implantée la jauge de déformation est mise en compression, la contrainte de flexion passe alors par un minimum.

La suspente élastique s'ouvre ensuite: phase d'évolution en traction de sa face interne où est implantée la jauge.

Cette observation exclut la possibilité que les sollicitations aient pour origine le passage du dos de la pince sur chaque galet. On aurait en effet pu imaginer que la pince, qui s'insère entre le câble et chaque galet, provoque la montée du galet et une descente significative de la tête de suspente solidaire du câble. On aurait alors fermeture progressive de la suspente au cours du passage du dos de pince sur chaque galet, et la jauge de déformation aurait rendu compte d'un phénomène de compression.

Au contraire l'ouverture de la suspente pourrait être attribuée à sa réponse libre à la suite des différentes excitations de type impulsif que sont les enfoncements Ei ou Si.

A cette réponse propre s'ajoute la réponse forcée à l'oscillation transitoire de la tête de suspente (voir paragraphe 4.1).

Le filtrage du signal de contrainte (passe bas 10 Hz) a été choisi parce qu'il atténue la réponse forcée (fréquence d'environ 40 Hz) pour privilégier la réponse libre de la suspente (fréquence d'environ 6 Hz). Cela a cependant pour inconvénient de réduire l'amplitude de la contrainte minimum lors de la fermeture très rapide de la suspente (lors des différents enfoncements), qui de ce fait est atténuée et ramenée à un niveau seulement très légèrement supérieur à l'amplitude de la contrainte maximum lors de l'ouverture complète de la suspente.

On peut remarquer sur la figure 4 que l'ouverture maxi de la suspente correspondant à son mode propre de déformation n'a, dans ce cas d'espèce, pas le temps de s'établir. Un enfoncement de la tête de suspente vient avant forcer sa fermeture. ▶

Schlußfolgerung

Die Untersuchungen, die wir auf den Niederhaltestützen durchgeführt haben, zeigen, daß die dynamische Verformung der Fahrbetriebsmittel von Einseilbahnen von den aufeinanderfolgenden Kontaktnahmen und Kontaktverlusten der Klemme mit jeder Rolle verursacht wird. Die Stärke der Nadeln markiert ja eine Diskontinuität des Profils, die das rasche Absinken der Klemme und des Gehängekopfes sowohl bei der Kontaktnahme als auch beim Herabfallen auf das Seil bei Kontaktverlust verursacht. Als Folge dieser Erregung scheint das Fahrbetriebsmittel auf eine vorrangige Weise mit seiner ihm entsprechenden Verformungsart zu reagieren. Dieses Phänomen wiederholt sich entsprechend der Anzahl der Rollen in der Batterie.

Diese Art der Erregung kann übrigens gleichfalls beim Übergang über die Tragstützen sichtbar gemacht werden. Außerdem ist dieses Phänomen mit dem Kippen der Batterien gekoppelt, welches durch Trägheit zusätzliche Belastungen hervorruft. Dieses Problem wird Gegenstand eines weiteren Artikels sein.

Wir danken den Konstrukteuren MONTAZ-MAUTINO und POMAGALSKI, den Seilbahngesellschaften von CHAMROUSSE und Les MENUIRES und der CETIM von SAINT-ETIENNE für ihre Hilfe, die sie uns bei dieser Untersuchung angedeihen ließen.

Conclusions

The studies which we carried out on hold-down towers showed that the dynamic deformation of the carriers of monocable ropeways is caused by the grip successively coming into contact with and parting company with each sheave. In fact the thickness of the tongues results in a discontinuity of profile caused by the grip and the head of the hanger dropping rapidly both as they come into contact with the sheave and as the sheave falls back onto the rope as the grip moves on.

The carrier appears to react to this excitation with its own particular type of deformation. This phenomenon is repeated as many times as there are sheaves in the battery. This type of excitation, incidentally, can also be demonstrated as the grip passes over a supporting tower. This phenomenon is also linked with the tipping of the sheave batteries, which causes additional loading due to its inertia. This problem will be the subject of a future article.

We should like to express our thanks to MONTAZ-MAUTINO and POMAGALSKI, the aerial ropeway companies in CHAMROUSSE and Les MENUIRES, and the C.E.T.I.M. in SAINT-ETIENNE for the assistance which they gave us in carrying out this investigation.

Conclusion

Les études que nous avons réalisées sur les pylônes compression montrent que la déformation dynamique des véhicules de téléphériques monocâbles a pour origine la succession des prises et des pertes de contact de la pince avec chaque galet. En effet l'épaisseur des aiguilles matérialise une discontinuité du profil qui provoque l'enfoncement très rapide de la pince et de la tête de suspente soit lors du choc à la prise de contact soit à la retombée du galet sur le câble lors de la perte de contact. Suite à cette excitation le véhicule semble répondre de façon privilégiée suivant un de ses modes propres de déformation. Ce phénomène se répète autant de fois que le balancier comporte de galets.

Ce type d'excitation peut d'ailleurs lui aussi être mis en évidence au franchissement des pylônes support. Ce phénomène est de plus conjugué au mouvement de basculement des balanciers qui introduit par inertie des contraintes supplémentaires. Ce problème fera l'objet d'un article ultérieur.

Nous remercions les constructeurs MONTAZ-MAUTINO et POMAGALSKI, les Sociétés d'Exploitation des stations de CHAMROUSSE et des MENUIRES et le C.E.T.I.M. de SAINT-ETIENNE pour l'aide apportée à la réalisation de cette étude.

SEILBAHNEN

CABLE CARS

REMONTÉES MÉCANIQUES

Metro Alpin Saas Fee / Schweiz/Switzerland/Suisse

Die höchste unterirdische Standseilbahn der Welt wurde am 19. Dezember 1984 feierlich eröffnet.

Für Saas Fee bedeutet diese außergewöhnliche Bahn ein neues Skizeitalter und ein erweitertes touristisches Angebot. Die Wintersaison dauert 50 Tage länger, es gibt 20 km neue Pisten, und das ganze Jahr hindurch kann der Skisport in einer traumhaft schönen Landschaft ausgeübt werden.

Projektiert wurde die neue Standseilbahn für die Erschließung des Mittelallalin-Gebietes und als Verlängerung der Luftseilbahn Saas Fee—Felskinn. Sie überwindet einen Höhenunterschied von 465 m, eine Steigung von 17 bis 48 % und kann stündlich, in jeder Richtung, 1500 Personen befördern (Fassungsvermögen: 115 + 1 Person pro Wagen). Sie ist eine der leistungsfähigsten Gebirgs-U-Bahnen der Welt.

Nähere seilbahntechnische Informationen in der nächsten Ausgabe unserer Zeitschrift.

The world's longest underground funicular railway was officially opened on 19th December 1984.

For Saas Fee the installation heralds a new age of skiing and represents a valuable addition to the resort's tourist facilities. The winter season now lasts 50 days longer, there are 20 km of new ski runs, and it is now possible to ski the whole year round in a breath-taking alpine landscape.

The new funicular was planned to open up the Mittelallalin ski area and as an extension to the Saas Fee—Felskinn aerial tramway. The installation has a vertical rise of 465 m and a gradient of 17—48 %. With a capacity of 115 + 1 per cabin, the Metro Alpin can carry 1500 passengers an hour in both directions, making it one of the highest capacity underground mountain railways in the world.

Further information on the technology behind the new Metro Alpin funicular in the next issue of our magazine.

Le funiculaire souterrain le plus haut du monde a été inauguré le 19 décembre 1984.

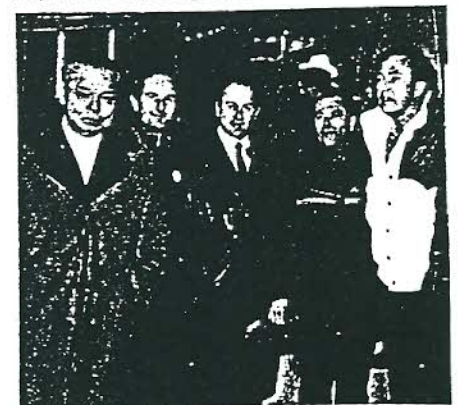
Pour Saas-Fee ce funiculaire peu commun sera le point de départ d'une nouvelle ère du ski en ouvrant de nouvelles possibilités touristiques. La saison d'hiver dure désormais 50 jours de plus et les skieurs ont à leur disposition 20 km de nouvelles pistes. Le ski peut être pratiqué d'un bout de l'année à l'autre dans un paysage enchanteur.

Le nouveau funiculaire a été construit en vue de donner accès au moyen Allalin et pour prolonger le téléphérique de Saas-Fee—Felskinn.

Ce funiculaire surmonte une dénivellée de 465 m avec une pente de 14 à 48 %. Il peut transporter 1500 personnes/heure dans les deux directions (capacité d'un wagon: 115 personnes + 1). Il s'agit donc d'un des funiculaires souterrains ayant la plus grande capacité du monde.

Nous donnerons de plus amples détails sur la partie mécanique de cette installation dans notre prochain numéro.

V. l. n. r. / fr. l. t. r. / d. g. à dr.: Verwaltungspräsident der Luftseilbahn Saas Fee AG, Dr. E. Taugwalder, A. Reisser und der neue Geschäftsleiter H.-J. Huber, beide von Roll Habegger AG, Dir. H. Bumenn, Luftseilbahn Saas Fee AG, M. Phister, Gangloff AG.



Annexe 4

Calcul des sollicitations des véhicules des téléphériques monocâbles au passage
des pylônes compression – Fondement d'une méthode de calcul (1^{ière} partie)
J.Dubuisson – ISR 4/1991 – Pages 6 à 10.

Berechnung der Belastungen der Fahrbetriebsmittel von Einseilbahnen beim Passieren von Niederhaltestützen

J. Dubuisson¹⁾

Grundlage für eine Berechnungsmethode (Erster Teil).

Beim Passieren der Niederhaltestützen ist eine Reihe von „Stößen“ zu spüren, die das Fahrzeug erschüttern und dessen Lebensdauer beeinträchtigen. Wir haben uns deshalb mit der Berechnungsmöglichkeit von dynamischen Beanspruchungen beschäftigt, denen das Fahrzeug ausgesetzt ist, damit seine Abmessungen im Hinblick auf Ermüdungserscheinungen optimiert werden können.

Die Internationale Seilbahnrundschau brachte bereits einmal eine Zusammenfassung über den Ursprung dieser „Stöße“²⁾.

Im ersten Teil hier sollen die Grundlagen für eine Berechnungsmethode vorgestellt werden. In der nächsten Nummer möchten wir dann die Berechnungsbedingungen ausführen und über einige signifikante Ergebnisse berichten.

1. Problemstellung

In unserem ersten Artikel haben wir gezeigt, daß die Beschleunigungs- und Belastungsspitzen, denen das Fahrbetriebsmittel ausgesetzt ist, vom Auf- und Ablaufen der Klemmenzungen bei jeder Rolle der Niederhalte-Rollenbatterie herrühren, während das Durchlaufen des Klemmkörpers unter jeder der Rollen keine nennenswerten Folgen zu haben schien.

Der Verlauf der Schwingungen nach jedem Spitzenwert war ent-

weder durch die Reaktion des elastischen Systems – die mit dem Seil belastete Rollenbatterie – oder durch die des Fahrzeuges selbst erklärt worden.

In unseren Arbeiten versuchten wir also in erster Linie, den Einfluß der verschiedenen Erregungsquellen und der verschiedenen Reaktionen des Systems „Niederhalte-Rollenbatterie/Fahrzeug“ zu bewerten.

Diese Studie wurde an Hand von Signalanalysetechniken durchgeführt. Damit läßt sich der Energienanteil quantifizieren, den die verschiedenen Phänomene einbringen, die durch ihre Ausprägung im Frequenzbereich charakterisiert werden.

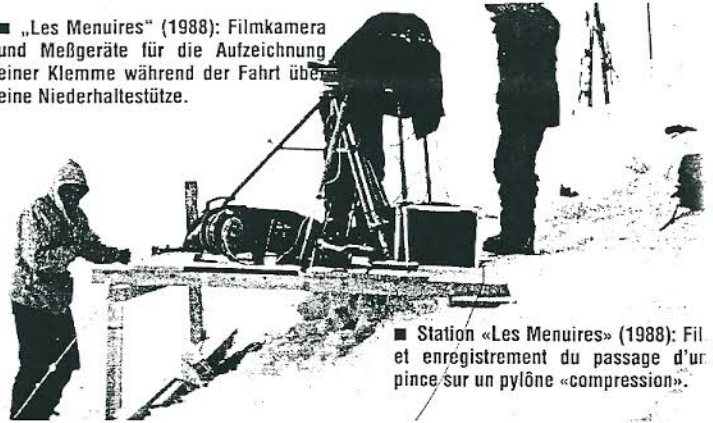
In unserem Fall sind jene Signale relevant, die aus Dehnungs- oder Beschleunigungs-Meßwertgebern stammen, mit denen ein über diese Rollenbatterie laufendes Fahrbetriebsmittel ausgestattet ist.

Diese Analysetechniken sind dann um so leichter durchzuführen, wenn man von vornherein theoretisch den Ursprung von einigen charakteristischen Frequenzen bestimmt, die sich aus einer einfachen Annahme über die Dynamik des Systems ergeben.

Diese Annahme lautet in unserem Fall, daß die Bewegungen des Gehängekopfes des Fahrzeuges dieselben sind wie an der Stelle des Seils, wo die Klemme befestigt ist, während das Seil weiterhin mit der Rollenbatterie in Kontakt ist. Die Bewegungen dieses Gehängekopfes sind demnach die eines Punktes der Rollenbatterie, der zusammenfällt mit der Stelle auf dem Seil, an der die Klemme montiert ist.

Die Rollenbatterie ist ein Schwingungssystem, das aus mit Gelenken versehenen Massetei-

■ „Les Menuires“ (1988): Filmkamera und Meßgeräte für die Aufzeichnung einer Klemme während der Fahrt über eine Niederhaltestütze.



■ Station «Les Menuires» (1988): Fil et enregistrement du passage d'une pince sur un pylône «compression».

Calcul des sollicitations des véhicules des téléphériques monocâbles au passage des pylônes compression

J. Dubuisson^{*})

Fondement d'une méthode de calcul (1^{ère} partie)

Au passage des pylônes compression le passager ressent une succession de «secousses» qui ébranlent le véhicule et affectent sa durée de vie. Aussi nous nous sommes posés le problème de la possibilité d'un calcul des sollicitations dynamiques imposées au véhicule afin d'optimiser son dimensionnement vis à vis des phénomènes de fatigue.

Le compte rendu de la recherche de l'origine de ces «secousses» avait été fait dans ISR¹⁾.

La présentation du fondement d'une méthode de calcul fait l'objet de cette première partie.

L'énoncé des conditions de calcul et quelques résultats significatifs seront exposés dans le prochain numéro.

1. Exposé du problème

Nous avons montré dans notre précédent article que l'origine des pics d'accélération et de contrainte subies par le véhicule était soit la prise soit la perte de contact des aiguilles avant et arrière de la pince avec chacun des galets du balancier compression. Alors que le passage du corps de la pince sur chaque galet ne semblait pas avoir une contribution notable.

Les oscillations d'accélération ou de contrainte qui suivent chacun des pics maximum avaient été imputées à la réponse du système élastique que constitue le balancier chargé du câble ou à la réponse propre du véhicule.

Notre premier objectif de travail a donc été d'essayer de relativiser l'influence des différentes

sources d'excitation et des différentes réponses du système composé du balancier compression et du véhicule.

Cette étude a été réalisée au moyen des techniques d'analyse du signal. Celles-ci permettent de quantifier la part d'énergie mis en jeu par les différents phénomènes caractérisés par leur signature dans le domaine fréquentiel.

Dans notre cas elles porteront sur des signaux issus de capteurs de mesure de déformation ou d'accélération équipant un véhicule circulant dans ce balancier.

Leur utilisation est grandement facilitée quand il est possible de déterminer théoriquement, à priori, l'origine d'un certain nombre de fréquences caractéristiques déterminées au moyen d'une hypothèse simple de la dynamique du système.

Dans notre cas, nous postulons que:

«Les mouvements de la tête de suspente du véhicule sont ceux du point du câble, où est fixé la pince; alors que le câble est supposé resté en contact avec le balancier. En conséquence les mouvements de la tête de suspente sont ceux d'un point coïncident du balancier associé au point du câble où est fixé la pince.»

Le balancier est un système oscillant constitué de solides pe-

¹⁾ J. Dubuisson, Service Technique des Remontées Mécaniques, 1462 rue de la Piscine, F-38400 Saint Marie d'Herres.

²⁾ „Ursprung der Belastungen, denen Fahrbetriebsmittel von Einseilbahnen bei der Überfahrt von Niederhaltestützen ausgesetzt sind“, J. Dubuisson – P. Jaus-saud. ISR 1/1985.

^{*}) J. Dubuisson, Service Technique des Remontées Mécaniques, 1461 Rue de la Piscine, 38400 Saint Martin d'Herres.

¹⁾ Origine des sollicitations des véhicules des téléphériques monocâbles au passage des pylônes compression. J. Dubuisson – P. Jaus-saud – ISR 1/1985.

len besteht; diese Massen werden aus ihrer Gleichgewichtslage hinausgedrückt und durch die Seilspannung wieder in diese Lage zurückgebracht.

Läuft der Klemmenkörper zwischen dem Seil und jeder der Rollen durch, muß der Gehängekopf des Fahrzeuges eine spezifische Bewegung machen.

Wie stark die Reaktion des Fahrzeuges und auch die Seil-schwingungen zufolge der Litzenstruktur des Seiles beim Lauf über die Rollen sind, muß selbstverständlich analysiert werden.

2. Hypothese eines dynamischen Ablaufs im System: Theoretische Bestimmung der Frequenzwerte der hier betrachteten Phänomene

Für jede der untersuchten Anlagen gelten natürlich eigene Frequenzwerte im Zusammenhang mit jedem dieser Phänomene, die theoretisch bestimmt werden, bevor Signalanalysetechniken zur Anwendung gelangen. In unserem Beispiel handelt es sich um eine kuppelbare Viersesselbahn mit einer Fahrgeschwindigkeit von 1,4 – 2,8 – 3,8 – 4,8 m/s. Die untersuchte Stütze hat eine Rollenbatterie mit acht Niederhalterollen.

2.1. Eigenfrequenzen der Rollenbatterie

Das Arbeitsmodell der Rollenbatterie sieht folgendermaßen aus:

Die Rollenbatterie besteht aus mehreren Zweier-Wiegen, die über vollkommene Drehgelenke mit den Waagebalken verbunden sind. Die Rollenbatterie ist mittels eines vollkommenen Drehgelenkes mit der Stütze verbunden, die als unendlich starr angesehen wird.

Die Bestandteile der Rollenbatterie sind nicht verformbar und massebehaftet.

Wir betrachten das Seil als undehnbar und sagen, daß es auf der Länge unterhalb der Rollenbatterie kein Gewicht hat. Die Seilspannung ist konstant. Das Seil gleitet auf den Rollen, ohne zu reiben; wir nehmen auch an, daß der Seilkontakt permanent aufrecht bleibt.

Die statische Gleichgewichtslage wird so definiert, daß die Rollenbatterie, unter der das Fahrzeug durchfährt, gleichmäßig in dem aus den angrenzenden

Seilfeldern resultierenden An- und Ablaufwinkel des Förderseiles liegt.

Die kinetische Energie, die vom Seil an den beiden benachbarten Seilfeldern eingebracht wird, wird näherungsweise so berechnet, daß das Seil in diesen Feldern als ein gerader, nicht verformbarer Balken betrachtet wird, der sich frei um die Auflagepunkte auf den angrenzenden Stützen drehen kann.

Berücksichtigt wird die kinetische Energie des Fahrzeuges, das wir als Massepunkt ansehen. Zur Erfassung des zurückgelegten Weges im Vergleich zur feststehenden Rollenbatterie werden verschiedene Konfigurationen von bestimmten Stellungen des Fahrzeuges in bezug auf die Rollenbatterie herangezogen.

Die Bewegungen bei dynamischen Erscheinungen resultieren aus den Kräften und Bewegungen im System.

Auf Grund der Kleinheit der Bewegungen wird dem System ein lineares Berechnungsmodell zugrunde gelegt. An Hand der Lageparameter Θ_j werden die verschiedenen Rollenbatterien in von ihrer statischen Ausgangsposition abweichende Lagen gebracht.

Aus den Gleichungen für die Bewegung wird der Ausdruck einer Massenmatrix [M] für eine jede der Konfigurationen sowie einer einheitlichen Steifigkeitsmatrix [K] abgeleitet.

Beim Arbeitsmodell wird zur Untersuchung einer Reihe verschiedener Konfigurationen mit der Methode der modalen Überlagerung gearbeitet. Bei einer achtrolligen Rollenbatterie z. B. mit Konfigurationen, die der Lage des Fahrzeuges unter jeder Rolle entsprechen, plus zwei Konfigurationen für die Rollenbatterie-Endlagen, wird ein kinetisches Modell mit sieben Freiheitsgraden in zehn verschiedenen Konfigurationen behandelt.

Für jede Konfiguration werden die Werte für die modale Überlagerung (Eigenpendelung ω_i , Eigenvektoren e_{ij}) mit dem Jakobischen Algorithmus ausgerechnet.

Die Ergebnisse der Eigenfrequenzberechnungen sind in Tafel I dargestellt.

Die Rechenergebnisse der Eigenformen werden nicht dargestellt. Den niedrigsten Frequen-

sants et articulés qui écartés de leur position d'équilibre, y sont ramenés sous l'effet de la tension du câble.

Le passage du corps de la pince, qui s'insère entre le câble et chacun des galets, est susceptible d'imposer un mouvement spécifique à la tête de suspension du véhicule.

L'influence de la réponse propre du véhicule devra bien sûr être analysée, ainsi que les oscillations du câble conséquences du passage des torons.

2. Détermination théorique des valeurs de fréquences des phénomènes retenus dans l'hypothèse du fonctionnement dynamique du système

La détermination théorique de la valeur des fréquences associées à chacun de ces phénomènes, préalable à l'utilisation des techniques d'analyse de signal, est bien entendu spécifique à chacune des installations étudiées. Notre exemple portera sur un télésiège 4 places débrayables circulant à une vitesse de 1,4 – 2,8 – 3,8 – 4,8 m/s. Le pylône étudié sera un balancier 8 galets compression.

2.1. Fréquences propres du balancier

La modélisation mécanique retenue pour le balancier est la suivante:

Le balancier est constitué de plusieurs balanciers de deux galets, reliés à des traverses par l'intermédiaire de liaisons rotoïdes parfaites. Il est articulé par une liaison parfaite sur le pylône, considéré comme infiniment rigide. Ses éléments constitutifs sont indéformables et pesants.

Le câble est supposé inextensible, non pesant sur la longueur engagée sous le balancier. Sa tension est constante. Il circule sans frottement sur les galets et on suppose que le contact est permanent.

La configuration d'équilibre statique est définie en considérant que le balancier sous lequel circule le véhicule vient s'inscrire dans l'angle que forment les directions des tensions des câbles des travées inférieure et supérieure.

On calcule de manière approchée l'énergie cinétique mise en jeu par le câble des deux travées extérieures, en les considérant comme des poutres droites indéformables, libres en rotation autour des points d'épure des pylônes adjacents.

On prend en compte l'énergie cinétique du véhicule, considéré comme un point matériel pesant. Pour tenir compte de son déplacement par rapport au balancier, on considère un certain nombre de configurations de référence associées à des positions particulières du véhicule.

En dynamique, seules les actions de contact du câble sur les galets sont susceptibles de développer un travail.

La modélisation est effectuée dans le cadre de la théorie linéaire des petits mouvements. Par rapport à la position statique d'origine les différents balanciers sont orientés au moyen des paramètres Θ_j .

Les équations du mouvement conduisent à l'expression d'une matrice de masse [M] associée à chacune des configurations de référence et d'une matrice de rigidité [K], unique.

Le modèle mécanique utilise une méthode de superposition modale dans l'étude successive des différentes configurations de référence. Par exemple, pour un balancier de 8 galets et en prenant les configurations de référence qui correspondent à la position du véhicule sous chaque galet plus deux pour les extrémités du balancier, on traite un système à sept degrés de liberté dans dix configurations différentes.

		Valeurs des fréquences en Hz							
Config. 1	4,37	10,02	14,47	19,78	22,67	25,48	27,22	27,22	
Config. 2	2,34	7,31	12,70	18,27	21,89	25,07	27,09	27,09	
Config. 3	2,69	8,77	12,73	14,48	20,65	24,41	26,96	26,96	
Config. 4	3,17	7,32	10,84	17,51	22,36	22,67	26,47	26,47	
Config. 5	3,88	5,13	12,98	16,83	21,25	24,60	26,03	26,03	
Config. 6	3,88	5,12	12,98	16,32	21,25	24,60	26,03	26,03	
Config. 7	3,17	7,32	10,84	17,51	22,35	22,67	26,47	26,47	
Config. 8	2,69	8,77	12,73	14,48	20,66	24,41	26,96	26,96	
Config. 9	2,34	7,32	12,70	18,27	21,89	25,07	27,09	27,09	
Config. 10	3,46	8,18	13,03	18,53	21,90	25,12	27,10	27,10	

■ Tableau N° 1: Présentation des fréquences propres pour chacune des configurations de référence. Balanciers 8 galets compression.

zen entsprechen die Bewegungen der gesamten Rollenbatterie, während den größten die Verschiebung der Zweier-Wiegen entspricht.

2.2. Die Klemme fährt unter jeder Rolle durch

Unter Berücksichtigung des Abstandes zwischen den einzelnen Rollen und der Geschwindigkeit der Anlage gelten folgende Frequenzen:

1,4 m/s: 2,35 Hz – 2,8 m/s: 4,7 Hz – 3,8 m/s: 6,4 Hz – 4,8 m/s: 8,1 Hz.

2.3. Verformungs-Eigenfrequenzen des Fahrzeuges

Diese Frequenzen wurden ausgerechnet. Die Eigenschwingungen, die auftreten können, sind

Geschwindigkeit von 4,8 m/s in Abb. 2 die Signale eines Dehnungs-Meßstreifens S_1 dargestellt, der sich in nächster Nähe eines Gehängekopfes befindet.

Auf Grund der Auswertung aller durchgeführten DSP-Spektren konnte gezeigt werden, daß:

□ die Bewegungsenergie beim Lauf des Seiles mit Litzenkontakt auf den Rollen konstant bleibt, egal, wie groß die Geschwindigkeit der Anlage ist.

Bei einer Geschwindigkeit von 1,4 m/s ist der Einfluß dieser Energie genau so groß wie der des Klemmenkörpers, der die Stütze passiert. Dieser Einfluß ist eindeutig niedriger bei einer Geschwindigkeit von 2,8 m/s und fast völlig unbedeutend bei Geschwindigkeiten von 2,8 und 4,8 m/s.

Les caractéristiques modales (pulsations propres ω_i vecteurs propres e_{ij}) sont calculées au moyen de l'algorithme de Jacobi pour chaque configuration de référence.

Les résultats des calculs des fréquences propres sont présentés dans le tableau N° 1.

Les résultats des calculs des formes propres ne sont pas présentés. Aux fréquences les plus basses il correspond des mouvements d'ensemble du balancier alors qu'aux fréquences les plus hautes il correspond des mouvements de dislocation des balanciers de deux galets.

2.2. Passage de la pince sous chaque galet

Compte tenu de la distance entre chacun des galets et de la vitesse de l'installation, les fréquences sont les suivantes:

1,4 m/s: 2,35 Hz – 2,8 m/s: 4,7 Hz – 3,8 m/s: 6,4 Hz – 4,8 m/s: 8,1 Hz

2.3. Fréquences propres de déformation du véhicule

Elles ont été déterminées par le calcul. Les modes propres sus-

ceptibles d'être mis en évidence sont des modes de flexion à la fréquence de 3,5 Hz et 10,4 Hz. Le premier privilégie la déformation de la suspente. Au second est associé une déformation de la suspente et de l'arceau.

2.4. Passage des torons du câble

Compte tenu de la distance entre les sommets des torons et de la vitesse de l'installation, les fréquences sont les suivantes:

1,4 m/s: 28,6 Hz – 2,8 m/s: 59,2 Hz – 3,8 m/s: 80,4 Hz – 4,8 m/s: 98 Hz

3. Utilisation des techniques de traitement du signal et exposé des résultats

L'étude de la contribution relative des différentes sources d'excitation et des différentes réponses en fonction de la vitesse de l'installation a été réalisée au moyen des spectres de densité de puissance (DSP).

A titre d'exemple les DSP des signaux d'une jauge de déformation S_1 située à proximité de la tête de suspente sont présentés

Darstellung der Eigenfrequenzen in jeder Konfiguration
Frequenzen in Hz

Konfig. 1	4,37	10,02	14,47	19,78	22,67	25,48	27,22
Konfig. 2	2,34	7,31	12,70	18,27	21,89	25,07	27,09
Konfig. 3	2,69	8,77	12,73	14,48	20,65	24,41	26,96
Konfig. 4	3,17	7,32	10,84	17,51	22,36	22,67	26,47
Konfig. 5	3,88	5,13	12,98	16,83	21,25	24,60	26,03
Konfig. 6	3,88	5,12	12,98	16,32	21,25	24,60	26,03
Konfig. 7	3,17	7,32	10,84	17,51	22,35	22,67	26,47
Konfig. 8	2,69	8,77	12,73	14,48	20,66	24,41	26,96
Konfig. 9	2,34	7,32	12,70	18,27	21,89	25,07	27,09
Konfig. 10	3,46	8,18	13,03	18,53	21,99	25,12	27,10

■ Tafel 1: Achtröllige Niederhaltebatterie

Biegeschwingungen mit einer Frequenz von 3,5 und 10,4 Hz. Bei ersterer tritt eher die Verformung des Gehänges auf, bei der zweiten die Verformung des Gehänges und des Sesselrahmens.

2.4. Lauf des Seiles auf den Rollen

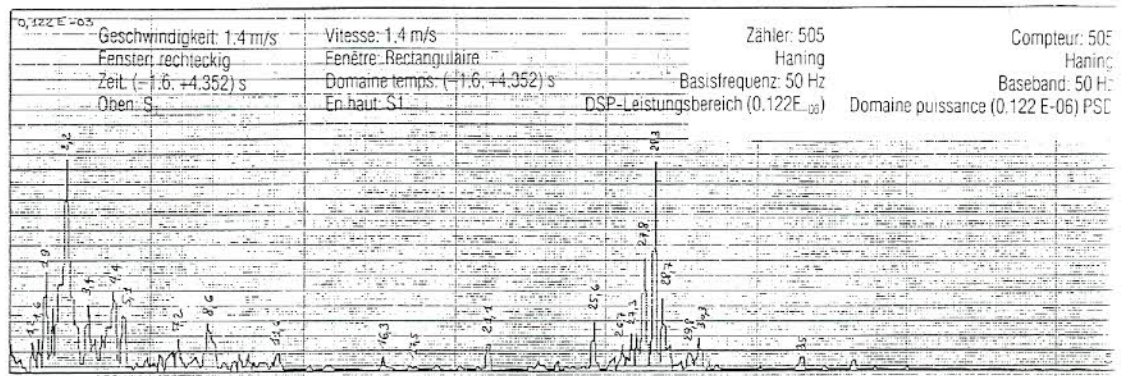
Unter Berücksichtigung des Abstandes zwischen den Scheitelpunkten der Litzen und der Geschwindigkeit der Anlage gelten folgende Frequenzen:

1,4 m/s: 28,6 Hz – 2,8 m/s: 59,2 Hz – 3,8 m/s: 80,4 Hz – 4,8 m/s: 98 Hz.

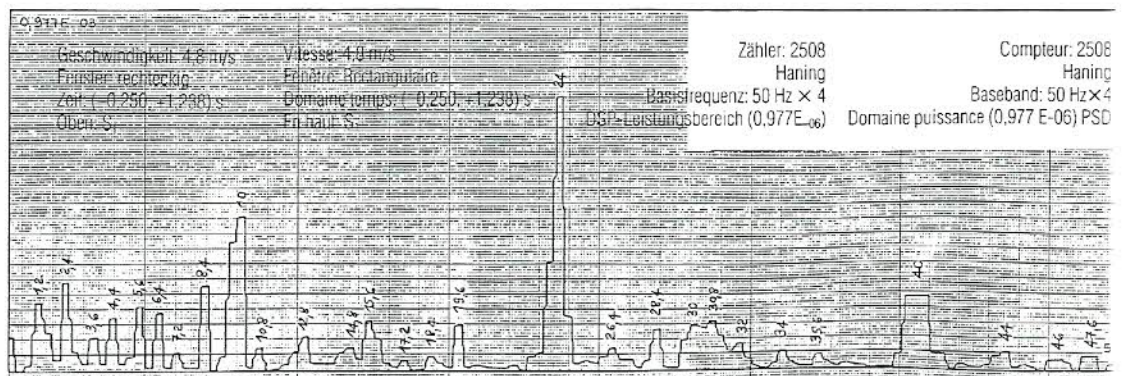
3. Einsatz von Signalverarbeitungsmethoden, Darstellung der Ergebnisse

Die Untersuchung der relativen Anteile der verschiedenen Erregungsquellen und der verschiedenen Reaktionen in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit der Anlage wurde mit Hilfe von Leistungsdichtespektren (DSP) durchgeführt.

Als Beispiel für DSPs werden bei einer Geschwindigkeit von 1,4 m/s in Abb. 1 und bei einer



■ Abb. 1: Darstellung des DSP-Moduls Belastungssignal S_1 ; Geschwindigkeit der Anlage: 1,4 m/s.
■ Figure 1: Représentation du module de la DSP du signal de contrainte S_1 – Vitesse de l'installation 1,4 m/s.



■ Abb. 2: Darstellung des DSP-Moduls Belastungssignal S_1 ; Geschwindigkeit der Anlage: 4,8 m/s.
■ Figure 2: Représentation du module de la DSP du signal de contrainte S_1 – Vitesse de l'installation 4,8 m/s.

□ die Bewegungsenergie bei der Durchfahrt des Klemmenkörpers in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit linear zunimmt.

Der Anteil dieser Energie ist bei einer Geschwindigkeit von 1,4 m/s gemeinsam mit jener des Seillaufes am größten. Er nimmt bei einer Geschwindigkeit von 2,5 m/s ab und ist fast völlig unbedeutend bei Geschwindigkeiten von 3,8 und 4,8 m/s.

□ die Bewegungsenergie der zufolge des An- und Ablaufens der Klemmenzunge erregten Rollenbatterie in Form einer Parabel zunimmt.

Dieser Einfluß ist genauso groß wie bei der Durchfahrt des Klemmenkörpers bei einer Geschwindigkeit von 2,8 m/s und ist sehr stark bei Geschwindigkeiten von 3,8 und 4,8 m/s.

4. Schlußfolgerung

Auf Grund des Einsatzes von Signalanalysetechniken war es möglich, den Einfluß der verschiedenen Erregungsquellen von Schwingungen der Fahrbetriebsmittel von Einseilbahnen beim Passieren von Niederhaltestützen zu bewerten. Bei Fahrgeschwindigkeiten über 2,5 m/s kommt die Erregung hauptsächlich aus der dynamischen Schwingung der Rollenbatterie, die durch die Stöße beim An- und Ablauf der Klemmenzungen an den einzelnen Rollen erregt wird.

Jacques Dubuisson ist Doktor der Technik; er leitet die Forschungen im Service Technique des Remontées Mécaniques, wo mit dem Institut National Polytechnique de Grenoble (INPG) und dem Centre Technique des Industries Mécaniques (CETIM

– St-Étienne) zusammengearbeitet wird.

Die Versuche an den Fahrbetriebsmitteln sind langwierig und finanziell aufwendig, und aus wirtschaftlichen Gründen ist es unmöglich, eine größere Zahl von ihnen durchzuführen, während sich die dynamischen Phänomene bei jeder Anlage eruieren lassen. Durch die Erstellung von Arbeitsmodellen können komplexe Phänomene erfaßt werden, deren Bedeutung bei den modernen Hochleistungsanlagen immer größer wird (verstärkte Förderleistung und vor allem höhere Geschwindigkeit).

Diese Untersuchung wurde vor allem im Hinblick auf die Fahrbetriebsmittel unternommen. Auf Grund der in letzter Zeit festgestellten Unregelmäßigkeiten bei Streckenbauten – nicht zuletzt bei den Trittstufen der Wartungsstege – ist es notwendig, die Art der dynamischen Beanspruchungen, die zu Ermüdungserscheinungen in Form von Ribbildung führen, besser zu beleuchten. Auf behördlicher Seite hat man sich deswegen zur Finanzierung von Experimenten an in Betrieb befindlichen Anlagen entschlossen, damit die Berechnungsregeln und -methoden zur Erfassung der dynamischen Beanspruchungen auch Bestätigungen finden.

Auf Grund unterschiedlicher Arbeitsweisen von Forschungsinstituten in den verschiedenen Ländern können mißverständliche Begriffe in der deutschen Übersetzung nicht ausgeschlossen werden. Bei etwaigen Unklarheiten wenden Sie sich bitte direkt an den Autor.

(Anmerkung der Redaktion)

figure 1 pour la vitesse de 1,4 m/s et figure 2 pour la vitesse de 4,8 m/s.

L'étude de l'ensemble des DSP réalisés nous a permis de montrer que:

□ L'apport d'énergie associé au passage des torons du câble est constante quelque soit la vitesse de l'installation.

Son influence est d'égale importance à celle du passage du corps de la pince pour la vitesse de 1,4 m/s. Elle est d'importance bien moindre par la vitesse de 2,8 m/s et pratiquement inexistante pour la vitesse de 3,8 et 4,8 m/s.

□ L'apport d'énergie associé au passage du corps de la pince croît linéairement en fonction de la vitesse.

Son influence prédomine conjointement à celle du passage des torons à la vitesse de 1,4 m/s. Elle est cependant d'une importance moindre pour la vitesse de 2,5 m/s et pratiquement inexistante pour les vitesses de 3,8 et 4,8 m/s.

□ L'apport d'énergie associé à la réponse du balancier excité par la succession de prise et perte de contact de la pince contre les galets croît de manière parabolique.

Son influence est équivalente à celle du passage du corps de la pince pour la vitesse de 2,8 m/s. Elle est largement prédominante pour les vitesses de 3,8 m/s et 4,8 m/s.

4. Conclusion

L'utilisation des techniques d'analyse du signal a permis de relativiser l'influence des différentes sources d'excitation des véhicules des téléphériques mo-

nocâbles au passage des pylônes compression. Pour des vitesses d'installation supérieures à 2,5 m/s, la source principale est l'oscillation dynamique du balancier excité par les percussions de prise et perte de contact des extrémités des aiguilles avec chacun des galets.

Jacques Dubuisson est docteur en mécanique; il est responsable de la recherche au STRM. Les partenaires de cette recherche sont l'Institut National Polytechnique de Grenoble (INPG) et le Centre Technique des Industries Mécaniques (CETIM – St-Étienne).

Les essais sur les véhicules sont longs, coûteux il est impossible économiquement de les multiplier, alors que les phénomènes dynamiques sont à caractériser pour chaque installation. La modélisation devient le moyen de maîtrise des phénomènes complexes dont l'importance est croissante sur les appareils modernes à hautes performances (débit et surtout vitesse accrues).

Cette recherche a été lancée en s'intéressant prioritairement aux véhicules. Les désordres observés récemment sur les ouvrages de ligne – sans oublier les marches de passerelle – nécessitent de mieux appréhender la nature des sollicitations dynamiques à l'origine de fissuration par fatigue. C'est la raison pour laquelle les Pouvoirs Publics ont décidé de financer des essais expérimentaux effectués sur des appareils en service pour valider les règles et les méthodes de calcul permettant d'évaluer les sollicitations dynamiques.

Seilbahnfahrzeuge Erhöhung des Fahrkomforts

Unter Zuhilfenahme der modernen Meß- und Rechentechnik haben Ing. Alois Daněk und Ing. Thomáš Fried vom Forschungsinstitut für Verkehrswesen in Zilina/ČSFR versucht, eine Möglichkeit zur Erhöhung des Fahrkomforts von Seilbahnfahrzeugen durch optimale Dimensionierung der Federung zwischen Gehänge und Wagenkasten zu finden. Grundlage hierfür ist die

Messung der vertikalen Beschleunigungen während der Fahrt und die Bewertung der Auswirkungen der vertikalen Beschleunigungen auf den Fahrgast mit Hilfe von Methoden, die bei anderen Verkehrsmitteln bereits angewendet worden sind. Es ist dies die Wertungszahl der Fahrtqualität W_z nach der ISO-Norm 2361. Es wird ein mathematisches Modell in Form einer Übertragungsfunktion erstellt, mit deren Hilfe der Einfluß der verschiedenen Parameter auf die Wertungszahl der Fahrtqualität

ermittelt werden kann. Aus den theoretischen Ergebnissen können unmittelbar praktische Hinweise für die Konstruktion von Seilbahnfahrzeugen abgeleitet werden. Die Autoren sehen sich mit Hilfe des von ihnen entwickelten Programms in der Lage, seitens der Seilbahnindustrie an sie herangetragene spezielle Probleme der genannten Art zu lösen.

Wegen des Umfangs der Forschungsarbeit ist ein Abdruck in der ISR nicht möglich; auf Wunsch wird jedoch durch die

Redaktion der ISR interessierten Lesern eine Kopie der Arbeit zugesandt (16 Seiten + 3 Abb.). –jn

L'étude sur les possibilités d'augmentation du confort des passagers de remontées mécaniques par un dimensionnement correct de la suspension, publiée par les ingénieurs tchèques Alois Danek et Thomas Fried, de l'Institut de recherche sur les transports de Zilina (Tchécoslovaquie), n'est disponible qu'en allemand.

Annexe 5

Calcul des sollicitations des véhicules des téléphériques monocâbles au passage
des pylônes compression – Enoncé des conditions de calcul et de quelques
résultats significatifs (2^{ième} partie)

J.Dubuisson – ISR 5/1991 – Pages 24 à 28.

Berechnung von Belastungen der Fahrbetriebsmittel von Einseilbahnen beim Passieren von Niederhaltestützen

J. Dubuisson*)

Berechnungsbedingungen und einige signifikante Ergebnisse. (Teil 2)

Beim Passieren der Niederhaltestützen ist eine Reihe von „Stößen“ zu spüren, die das Fahrzeug erschüttern und dessen Lebensdauer beeinträchtigen. Wir haben uns deshalb mit der Berechnungsmöglichkeit von hydraulischen Beanspruchungen beschäftigt, denen das Fahrzeug ausgesetzt ist, damit seine Abmessungen im Hinblick auf Ermüdungserscheinungen optimiert werden können.

Die Internationale Seilbahn-Rundschau brachte bereits einmal eine Zusammenfassung über den Ursprung dieser „Stöße“ (1).

Die Grundlage für eine Berechnungsmethode ist in ISR 4/1991 vorgestellt worden.

In diesem zweiten Teil sollen die Berechnungsbedingungen und einige signifikante Ergebnisse dargestellt werden.

1. Problemstellung

Wir haben gezeigt, daß bei einer Fahrgeschwindigkeit von über 2,5 m/s die Erregerquelle des Fahrzeuges allein auf die dynamische Reaktion der Rollenbatterie reduziert werden konnte, die ja durch die Stöße beim Auf- und Ablufen der Klemmenzungen auf und von den Rollen erregt wurde.

Das Arbeitsmodell, das für das Verhalten der Rollenbatterie erarbeitet wurde, ist im vorigen Artikel behandelt worden. Nun folgt das für die Stöße. Die Gültigkeit

dieser Berechnungsmethode wurde mittels Vergleichs der theoretischen und im Experiment erhaltenen Beschleunigungswerte – sowohl in bezug auf die Zeit als auch hinsichtlich ihrer Frequenz – geprüft. Die signifikantesten Ergebnisse werden nachfolgend angeführt.

2. Theoretische Bestimmung des Stoßes beim Auf- und Ablufen der Klemmenzungen auf und von den Rollen

Bei einem solchen Arbeitsmodell treten komplexe Probleme auf. Deshalb haben wir uns für eine Näherungsberechnung entschieden:

□ Die Wirkungen der die Stöße verursachenden Masse sind auf die Klemme beschränkt. Daß nur ein Teil der Fahrzeugmasse berücksichtigt wird, wird damit gerechtfertigt, daß wir es beim Gehängekopf mit einem Gelenk zu tun haben und daß der Sessel stark verformbar ist. Und auf Grund der starken Verformbarkeit des Seiles dürfen wir die Tatsache, daß davor und dahinter andere Fahrzeuge kommen, außer acht lassen. Ein erstes System von zwei algebraischen Gleichungen ergibt sich aus der Anwendung des Impulserhaltungssatzes

$$M_{PIN} \cdot (\vec{V}_1 - \vec{V}_0) = \vec{\Phi}$$

M_{PIN} : Masse der Klemme

\vec{V}_1 : Geschwindigkeitsvektor der Klemme nach dem Stoß

\vec{V}_0 : Geschwindigkeitsvektor der Klemme vor dem Stoß

$\vec{\Phi}$: Antriebsvektor der auf die Rolle wirkenden äußeren Kräfte

Die starke Verformbarkeit des Seiles und die entsprechende Be-

Calculs des sollicitations des véhicules des téléphériques monocâbles au passage des pylônes compression

J. Dubuisson*)

Enoncé des conditions de calcul et de quelques résultats significatifs (2^{ème} partie).

Au passage des pylônes compression le passager ressent une succession de «secousses» qui ébranlent le véhicule et affectent sa durée de vie. Aussi nous nous sommes posé le problème de la possibilité d'un calcul des sollicitations dynamiques imposées au véhicule afin d'optimiser son dimensionnement vis à vis des phénomènes de fatigue.

Le compte rendu de la recherche de l'origine de ces «secousses» avait été fait dans ISR (1).

La présentation du fondement d'une méthode de calcul a été réalisée dans le numéro 4 d'ISR.

L'énoncé des conditions de calcul et quelques résultats significatifs font l'objet de cette seconde partie.

1. Exposé du problème

Nous avons montré que pour des vitesses d'installation supérieures à 2,5 m/s, la source d'excitation du véhicule pouvait se réduire à la seule réponse dynamique du balancier, excité par les percussions de prise et perte de contact des aiguilles de la pince avec les galets.

La modélisation mécanique retenue pour le comportement du balancier a été présentée dans l'article précédent. La modélisation retenue pour les percussions est présentée ci-après. L'étude de la validité de cette méthode de calcul a été réalisée par comparaison des signaux d'accélération théoriques et expérimentaux, aussi bien dans le domaine temporel que fréquentiel. Les résul-

tats les plus significatifs sont présentés ci-après.

2. Détermination théorique des percussions d'entrée et de sortie des aiguilles de la pince avec les galets

Cette modélisation pose des problèmes complexes. Aussi nous avons opté pour une technique de calcul approchée:

□ La masse percutante est limitée à celle de la pince. La présence de l'articulation de la tête des suspentes et la grande déformabilité du siège justifie le fait que seule une part de la masse du véhicule soit prise en compte. La grande déformabilité du câble justifie que la présence des véhicules adjacents ne soit pas considérée. Une premier système de deux équations algébriques découle de l'application du théorème de la résultante cinétique.

$$M_{PIN} \cdot (\vec{V}_1 - \vec{V}_0) = \vec{\Phi}$$

M_{PIN} : masse de la pince

\vec{V}_1 : vecteur vitesse de la pince après la percusion

\vec{V}_0 : vecteur vitesse de la pince avant la percusion

$\vec{\Phi}$: vecteur percusion appliqué au galet

□ La grande déformabilité du câble et le mouvement relatif de la pince et des galets justifie l'introduction d'une condition de fin de choc. La condition de Newton adaptée aux chocs sans frottement a été utilisée.

$$\vec{V}_1 \cdot (-\vec{n}) = e \cdot (\vec{V}_0 \cdot \vec{n})$$

\vec{n} : vecteur orientant le vecteur percusion et la normale commune à la pince et au galet.

e : coefficient de restitution qui dépend des matériaux en contact mais pas des conditions de choc. La possibilité

*) J. Dubuisson, Service Technique des Remontées Mécaniques – 1461 Rue de la Piscine – 38400 Saint Martin d'Hères.

(1) Origine des sollicitations des véhicules des téléphériques monocâbles au passage des pylônes compression. J. Dubuisson – P. Jaussaud – ISR 1/1985.

*) J. Dubuisson, Service Technique des Remontées Mécaniques, 1462, rue de la Piscine, F-38400 Saint Martin d'Hères.

(1) „Ursprung der Belastungen, denen Fahrbetriebsmittel von Einseilbahnen bei der Überfahrt von Niederhaltestützen ausgesetzt sind“. J. Dubuisson – P. Jaussaud. ISR 1/1985.

wegung der Klemme und der Rollen rechtfertigen die Annahme, daß deren Geschwindigkeitszustand sich sprunghaft ändert. Wir haben dabei reibungsfreie Stöße vorausgesetzt (Newtonsche Stoßhypothese).

$$\vec{V}_1 \cdot (-\vec{n}) = -e \cdot (\vec{V}_0 \cdot \vec{n})$$

\vec{n} : Gemeinsamer Normalenvektor von Klemme und Rolle.

e : Stoßzahl (Restitutionskoeffizient), abhängig von den Materialien, die in Berührung zueinander treten, aber nicht von den Stoßbedingungen. Ursprünglich hatten wir die Möglichkeit der Verwendung von zwei Stoßzahlen vorgesehen, eine für das Auf- und eine für das Ablaufen der Zungen.

□ Durch die Auflösung des Systems der drei vorstehenden Gleichungen läßt sich der Antriebsvektor berechnen. Das Anwachsen des Bewegungsvolumens jeder der Rollenbatterien läßt sich durch die Anwendung der Lagrangeschen Stoßgleichungen ableiten:

$$[M] \cdot [\dot{\Theta}_i^0] = [M] \cdot [\dot{\Theta}_i^1] + \frac{\delta C_M}{\delta \Theta_j} \cdot \vec{\Phi}$$

$[\dot{\Theta}_i^1]$: Geschwindigkeit der verschiedenen Rollenbatterien nach dem Stoß

$[\dot{\Theta}_i^0]$: Geschwindigkeit der verschiedenen Rollenbatterien vor dem Stoß

\vec{C}_M : Ortsvektor des Stoßansatzpunktes

Nach jedem Stoß werden die Werte für die Lageparameter Θ_j im Rahmen der freien Schwingung des Systems berechnet; diese wird allerdings abgeändert durch die Funktion für ein eher träges Ausschwingen.

$$\Theta_j = e^{-\lambda t} \cdot \epsilon_{ij} \cdot (A_i \cos \omega_i t + B_i \sin \omega_i t)$$

λ : Ausschwingkoeffizient.
 A_i, B_i : Werte für die Anfangsbedingungen (zurückgelegter Weg und Geschwindigkeit), die vom System vorgegeben sind.

Auf Grund unserer Annahme von der Dynamik des Systems kann man die Beschleunigung (bzw. Geschwindigkeit oder den zurückgelegten Weg) des Gehängkopfes berechnen, ausgehend von der Beschleunigung (bzw.

Geschwindigkeit oder den zurückgelegten Weg) der damit zusammenfallenden Stelle der Rollenbatterie; letztere Beschleunigung wird in Abhängigkeit der Werte für die Lageparameter des Systems errechnet.

3. Prüfung der Berechnungsmethode auf ihre Gültigkeit

Die Software für unsere Berechnungsmethode umfaßt ungefähr 5000 Programmierzeilen. Dazu kommt noch die Software für die Darstellung und für die Signalverarbeitung.

Die Gültigkeit unserer Berechnungsmethode wurde in drei aufeinanderfolgenden Schritten geprüft, in denen das Beschleunigungssignal untersucht wurde. Die signifikantesten Ergebnisse seien in der Folge dargestellt.

3.1. Prüfung auf Allgemeingültigkeit

Die ersten Berechnungsergebnisse zeigten einen unbedeutenden Beschleunigungswert nach dem Stoß beim Auflaufen auf die erste Rolle und beim Ablaufen von der letzten Rolle; die Beträge sämtlicher Bewegungsvektoren lagen also in derselben Größenordnung.

Wir schlossen daraus, daß im Arbeitsmodell die Annahme von der Wirkung der Seilfelder links und rechts der Stütze übertrieben war. Die kinetische Energie der Seilfelder kann bei den schnellen Schwingungen der Rollenbatterie nicht genauso berechnet werden wie bei nichtverformbaren, geraden Balken. Das Phänomen kommt eher einer transversalen Rüttelbewegung nahe, die sich in den Seilfeldern über die Seile ausbreitet.

Kohärente Berechnungsergebnisse kamen dann zustande, als wir die kinetische Energie, die durch die Bewegung der Seilfelder zu beiden Seiten der Stützen entstand, außer acht ließen.

3.2. Untersuchung der Amplituden als Reaktion auf den Stoß

Hier bestand das Hauptziel darin, eine Aussage zu treffen über die Gültigkeit der Modelldarstellung des Stoßes und über die Notwendigkeit der Einführung einer Ausschwingfunktion.

Die Werte für die vertikale Beschleunigung des Gehängkopfes wurden bei verschiedenen Fahr-

d'utilisation de deux coefficients de restitution différents pour la prise et la perte de contact a été initialement prévue.

□ La résolution du système des 3 équations précédentes permet le calcul du vecteur percussion. L'accroissement des quantités de mouvement de chacun des balanciers est déduit de l'application des équations de Lagrange.

$$[M] \cdot [\dot{\Theta}_i^0] = [M] \cdot [\dot{\Theta}_i^1] + \frac{\delta C_M}{\delta \Theta_j} \cdot \vec{\Phi}$$

$[\dot{\Theta}_i^1]$: vitesse des différents balanciers après la percussion.

$[\dot{\Theta}_i^0]$: vitesse des différents balanciers avant la percussion.

\vec{C}_M : vecteur qui situe le point d'application de la percussion.

Après chacune des percussions les valeurs des paramètres de position Θ_j sont calculées dans le cadre de la réponse libre du système modulée par l'effet d'une fonction d'amortissement de type visqueux.

$$\Theta_j = e^{-\lambda t} \cdot \epsilon_{ij} \cdot (A_i \cos \omega_i t + B_i \sin \omega_i t)$$

λ : coefficient d'amortissement.

A_i, B_i : valeurs des conditions initiales en déplacement et en vitesse imposées au système.

Notre hypothèse de la dynamique du système permet le calcul de l'accélération (vitesse ou déplacement) de la tête de suspente à partir de l'accélération (vitesse ou déplacement) du point coïncidant du balancier calculée en fonction des valeurs des paramètres de position du système.

3. Etude de la validité de la méthode de calcul

Le logiciel informatique associé à notre méthode de calcul représente environ 5000 lignes de programmation. Il lui est adjoind un logiciel de visualisation et de traitement du signal.

La validité de notre méthode de calcul a été appréciée en 3 stades successifs d'étude du signal d'accélération. Les résultats les plus significatifs sont exposés ci-après.

3.1. Etude de la validité globale

Les premiers résultats de calcul mettaient en évidence une valeur insignifiante de l'accélération après la percussion d'entrée sur le premier galet et de sortie sur le dernier galet; alors les modules de l'ensemble des vecteurs percussions étaient du même ordre de grandeur.

Nous en avons conclu que la modélisation des travées de câble extérieures au pylône était excessive. Lors des mouvements d'oscillation rapide du balancier l'énergie cinétique des travées ne peut pas se calculer comme celle de poutres droites indéformables. En effet le phénomène s'apparente plutôt à la propagation d'un ébranlement transversal dans les câbles des travées.

Des résultats de calcul cohérents ont ensuite été obtenus en négligeant l'énergie cinétique mise en jeu par le mouvement des travées des câbles extérieures au pylône.

3.2. Etude de la réponse en amplitude

Son objectif principal était de statuer sur la validité de la modélisation des percussions et de la nécessité d'introduire l'effet d'une fonction d'amortissement.

Pour différentes vitesses de l'installation, le signal d'accélération verticale de la tête de suspente a été comparé au signal d'accélération calculée. Un exemple pour la vitesse de 2,8 m/s est présenté figure 1. Il est apparu que l'introduction d'une valeur identique pour les deux coefficients de restitution suffisait à optimiser la réponse du balancier aux percussions d'entrée et de sortie de la pince contre les galets. On peut constater sur la figure 1 que les valeurs des maxima d'amplitude des signaux d'accélération expérimentale et calculée sont très proches l'une de l'autre.

Il est apparu d'autre part qu'il était inutile d'introduire l'effet d'une fonction d'amortissement, «l'effet de battement» suffisait à provoquer l'extinction du signal d'accélération calculée à la suite des percussions d'entrée et de sortie de la pince des différents galets.

geschwindigkeiten mit den errechneten Beschleunigungen verglichen. Auf Bild 1 ist ein Beispiel für eine Geschwindigkeit von 2,8 m/s zu sehen. Die Einführung eines einzigen Wertes für die beiden Stoßzahlen erwies sich als ausreichend zur Optimierung der Reaktion der Rollenbatterie auf die Stöße beim Auf- und Ablaufen der Klemme an den Rollen. Aus Bild 1 ist ersichtlich, daß die Höchstwerte für die Amplituden der Beschleunigungswerte – im Experiment und bei der Berechnung – sehr nahe beieinanderliegen.

Es zeigte sich weiters, daß die Einführung einer Ausschwingfunktion unnötig war – die Dämpfung durch das Seil war ausreichend, um das Erlöschen der rechnerischen Beschleunigungswerte infolge der Stöße beim Auf- und Ablaufen der Klemme an den verschiedenen Rollen herbeizuführen.

3.3. Untersuchung der Frequenzen als Reaktion auf die Stöße

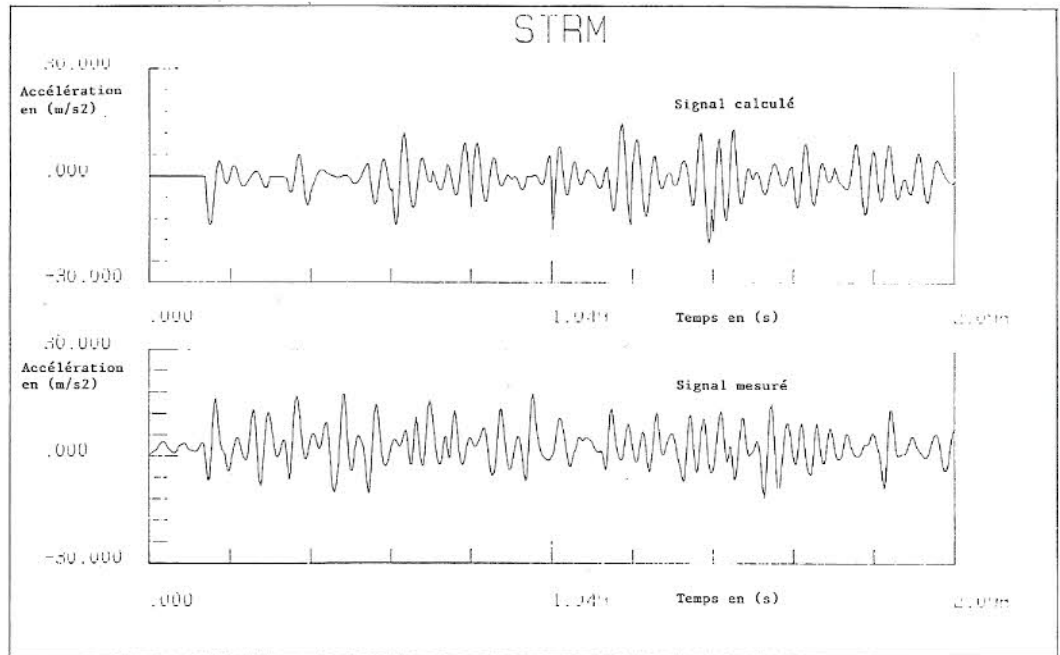
Es ging hier hauptsächlich darum, eine Aussage über das für die Rollenbatterie angenommene Arbeitsmodell zu treffen.

Das Frequenzspektrum des Signals für die vertikale Beschleunigung des Gehängekopfes wurde bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten mit dem Spektrum der errechneten Beschleunigungswerte verglichen. Bild 2 bringt ein Beispiel bei einer Geschwindigkeit von 2,8 m/s.

Die verschiedenen mit der Abfolge der Stöße verbundenen Frequenzen, in anderen Worten das Erregerspektrum des Systems, wurden mit Hilfe des Frequenzspektrums einer „Kammfunktion“ festgelegt: Jeder Augenblick erhält den Wert Null zugewiesen, außer der Augenblick des Stoßes beim Auf- oder Ablaufen, dem ein Einheitsimpuls zugewiesen wurde. Bild 3 bringt dafür ein Beispiel bei einer Geschwindigkeit von 2,8 m/s.

Zu beachten:

□ Es handelt sich diesmal um Spektren, die wir durch eine einfache Fourier-Transformation erhalten haben; ihr Einsatz ist

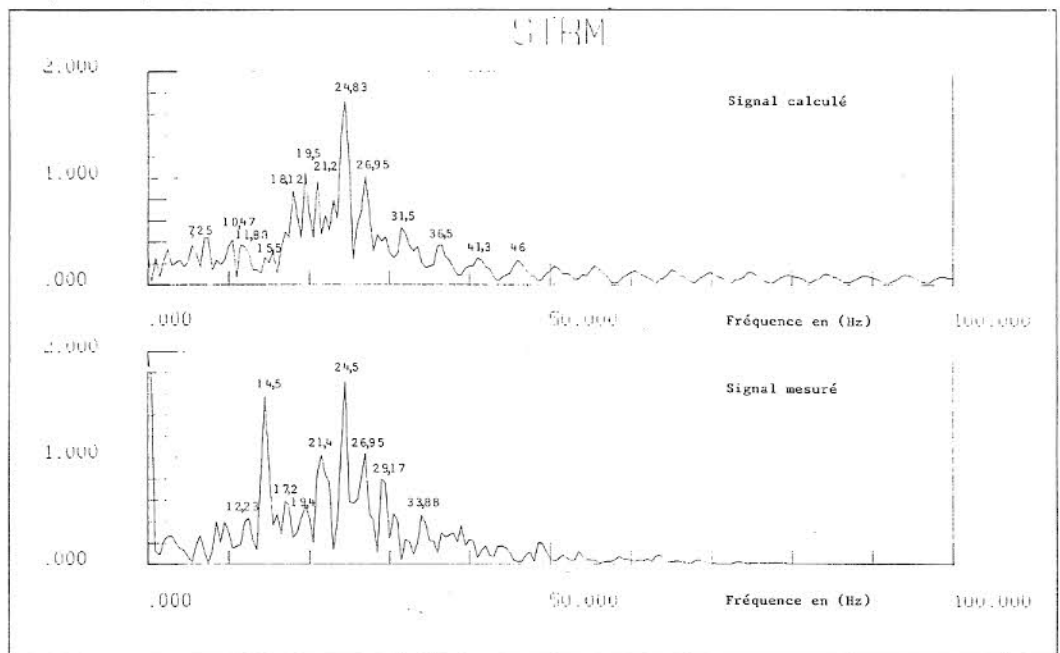


■ Bild 1: Vergleich der errechneten und tatsächlich gemessenen Werte für die vertikale Beschleunigung des Gehängekopfes.

Fahrgeschwindigkeit: 2,8 m/s

■ Figure 1: Comparaison des signaux d'accélération verticale calculée et mesurée de la tête de suspente. Vitesse de l'installation 2,8 m/s.

(Legende: Beschleunigung in m/s^2)
Signal calculé – errechneter Wert
Temps en (s) – Zeit in s
Signal mesuré – gemessener Wert



■ Bild 2: Vergleich der Werte aus den Fourier-Transformationen der errechneten und der tatsächlich gemessenen Werte für die vertikale Beschleunigung des Gehängekopfes.

Fahrgeschwindigkeit: 2,8 m/s.

■ Figure 2: Comparaison des modules des Transformées de Fourier des signaux d'accélération verticale calculée et mesurée de la tête de suspente. Vitesse de l'installation 2,8 m/s.

vertretbar bei deterministischen Signalen.

□ Die Auflösung dieser Spektren beträgt angesichts der Annahmen für die Berechnungen ca. 0,75 Hz.

Bei den beiden Frequenzspektren der Beschleunigungswerte – des experimentellen und des errechneten – haben wir die Frequenzkomponenten eine nach der

3.3. Etude de la réponse en fréquence

Son objectif principal était de statuer sur la modélisation adoptée pour le balancier.

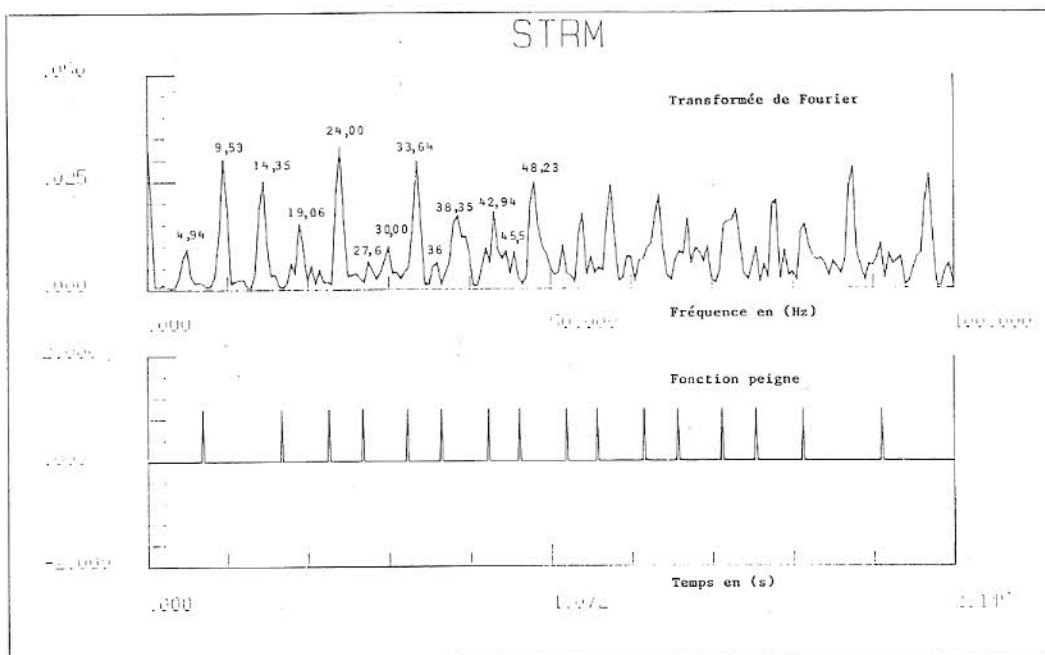
Pour différentes vitesses de l'installation le spectre en fréquence du signal d'accélération verticale de la tête de suspente a été comparé au spectre du signal d'accélération calculée. Un ex-

emple pour la vitesse de 2,8 m/s est présenté figure 2.

Les différentes fréquences associées à la suite des percussions, ou spectre d'excitation du système, ont été définies au moyen du spectre en fréquence d'une «fonction peigne»; ou à chaque instant a été affectée une valeur «zéro» sauf à l'instant des percussions d'entrée ou de sortie où il a été affecté une «impulsion unité». Un exemple pour la vitesse de 2,8 m/s est présenté figure 3.

A noter:

□ qu'il s'agit cette fois de spectres obtenus par une transforma-



■ Bild 3: Darstellung der „Kammfunktion“, resultierend aus 16 aufeinanderfolgenden Stößen beim Auf- und Abblenden der Klemme und des entsprechenden Wertes aus der Fourier-Transformation.
 Fahrgeschwindigkeit: 2,8 m/s.

■ Figure 3: Représentation de la «Fonction peigne» associée à la suite des 16 percussions d'entrée de sortie de la pince et du module de sa transformée de Fourier. Vitesse de l'installation 2,8 m/s.

anderen aufgezeichnet. Außerdem wurden die errechneten Eigenfrequenzen des Systems, denen keine der Frequenzen auf dem Erregerspektrum entspricht, gekennzeichnet.

□ Es ist zunächst einmal ersichtlich, daß von allen Hauptfrequenzen des Erregerspektrums des Systems und von den Frequenzen mit einer relativ konstanten Amplitude innerhalb des Analysebereichs von 0 bis 100 Hz nur jene eine signifikante Auswirkung haben, die im Bereich der Eigenfrequenzen liegen.

□ Es ist weiters ersichtlich, daß die Frequenzkomponenten der beiden Spektren – errechnete und experimentelle Beschleunigung – faktisch ident sind (bis hin zur Frequenzauflösung), insbesondere, was die Eigenfrequenzen der Rollenbatterie betrifft, die im experimentellen Spektrum wiederzufinden sind.

□ Und schließlich zeigt sich, daß, obwohl im großen und ganzen die beiden Spektren ziemlich ähnlich verlaufen, die Amplitudenwerte (bei einer gegebenen Frequenz) nicht immer gleich sind. Die Amplitude bei 24,5 Hz ist in beiden Fällen praktisch gleich groß, während die beiden Amplituden bei einer Frequenz von 14,5 Hz im Verhältnis 1:3 zueinander stehen.

□ Eine derartige Verzerrung der Resultate mag darin begründet sein, daß einem Berechnungsmodell für Stoßvorgänge bei moda-

ler Überlagerung einer begrenzten Anzahl von Bezugsconfigurationen eben Grenzen gesetzt sind.

4. Schluß

Die Software für die Berechnung, die auf diesem Arbeitsmodell basiert, ist seit mehreren Monaten im Einsatz, wobei der Einfluß der verschiedenen Parameter systematisch untersucht wurde.

Auf Grund der Tatsache, daß die erzielten Resultate global kohärent sind, erwägen wir den Einstieg in die Phase der industriellen Anwendung. In einem solchen Rahmen würden wir im Labor am Prototyp des Fahrzeugs einen Versuch hinsichtlich der mechanischen Impedanz zur Bestimmung der Übertragungsfunktionen durchführen, die in Abhängigkeit von der am Gehängekopf des Fahrzeuges ansetzenden Erregung die Amplitude der Beanspruchungen angeben.

Nachdem die Erregung schon bei der Planung der Strecke berechnet werden kann, könnten daraufhin die Beanspruchungen kalkuliert und – sollten diese im Vergleich zur Dauerfestigkeit zu groß sein – der Prototyp des Fahrzeuges entsprechend abgeändert werden, noch bevor die Serienerzeugung anläuft.

tion de FOURIER simple dont l'utilisation est valide pour des signaux à caractère «déterministe»:

□ que compte tenu des conditions de calcul, la résolution de ces spectres est d'environ 0,75 Hz.

Sur les 2 spectres en fréquence du signal d'accélération expérimentale et calculée, nous avons noté une à une les composantes en fréquence. De plus les fréquences propres calculées du système auxquelles il ne correspond aucune fréquence du spectre d'excitation ont été encadrées.

Il apparaît tout d'abord que de toutes les fréquences principales du spectre d'excitation du système, et d'amplitude relativement constante dans la gamme d'analyse 0–100 Hz, seules sont significatives celles qui appartiennent au domaine de variation des fréquences propres du système.

Il apparaît de plus que les composantes en fréquence des deux spectres d'accélération expérimentale et calculée sont pratiquement identiques (à la résolution en fréquence près). Notamment pour ce qui concerne les fréquences propres du balancier que l'on retrouve bien dans le spectre expérimental.

Il apparaît enfin que, bien que globalement l'allure des 2 spectres soit proche l'une de l'autre, les valeurs des amplitudes (pour une fréquence donnée) ne sont pas toujours égales. L'amplitude à la fréquence 24,5 Hz est pratiquement égale dans les deux cas, alors que celle à la fréquence 14,5 Hz est dans un rapport de 1 à 3.

Les limites de la modélisation des percussions et de la superposition modale d'un nombre limité de configurations de référence peuvent être à l'origine de cette distorsion des résultats.

4. Conclusion

Le logiciel de calcul basé sur cette modélisation fonctionne depuis plusieurs mois et l'influence des différents paramètres a été systématiquement étudiée.

La bonne cohérence de l'ensemble des résultats obtenus nous permet maintenant d'envisager la possibilité d'entrer dans une phase de validation industrielle. Dans ce cadre un essai d'impédance mécanique du prototype du véhicule serait réalisé au laboratoire pour déterminer les fonctions de transfert, qui expriment l'amplitude des contraintes en fonction de l'excitation imposée en tête de suspente du véhicule.

A partir de l'excitation calculée au stade de la conception de la ligne, les contraintes seraient calculées et le prototype du véhicule modifié avant le lancement de sa fabrication en série si celles-ci étaient trop importantes vis à vis des conditions de résistance en fatigue.