

# Fatigue des câbles de haubanage

## Organisation et principaux résultats du programme de recherche dirigé par le LCPC\*

Jean-Paul GOURMELON

Laboratoire Central des Ponts et Chaussées

### RÉSUMÉ

Le comportement des câbles à la fatigue est un facteur majeur pour la sécurité des ponts haubanés. L'organisation et les résultats du programme de recherche dirigé par le Laboratoire Central des Ponts et Chaussées sur ce sujet sont présentés.

Le programme de recherche comportait quatre thèmes :

- sollicitations, incluant les spectres de charges et les types de sollicitations,
- mécanique, comprenant la mécanique des câbles et des ancrages, le calcul des contraintes et la modélisation à la fatigue,
- endommagement, comprenant les mécanismes d'endommagement, les études sur fils, la fatigue de frottement en petits débattements (fretting fatigue) et les essais sur modèles,
- essais sur machines de fatigue.

Les moyens utilisés pour chaque partie de ce programme, de même que les résultats et les perspectives concernant le trafic, la vibration des câbles, le calcul des contraintes ainsi que l'étude expérimentale et théorique de la fatigue sont présentés.

Ces résultats devraient conduire à la mise au point d'outils pratiques et de recommandations pour les ingénieurs, afin d'améliorer la conception des câbles de haubanage vis-à-vis de leur résistance à la fatigue.

DOMAINE : Ouvrages d'art.

### ABSTRACT

#### CABLE FATIGUE BEHAVIOR AS A MAJOR SAFETY FACTOR IN CABLE-STAYED BRIDGES

*This paper presents the organization and results of a research program conducted by the Laboratoire Central des Ponts et Chaussées on the topic of cable fatigue behavior in cable-stayed bridges.*

*The research program was organized around four themes:*

- *Load effects, encompassing load spectrum and types of load effects;*
- *Mechanics, covering cable and anchorage mechanics, stress calculations and fatigue modeling;*
- *Damaging, including damage mechanisms, investigation on wires, fretting fatigue and tests on models;*
- *Tests, focusing on fatigue machine tests.*

*The resources mobilized for each part of this program, along with results and future prospects concerning traffic and wind effects, cable vibrations, stress calculations, and experimental/theoretical fatigue studies, are all presented herein.*

*These results should lead to practical tools and recommendations intended for engineers, as well as a safe fatigue design procedure for stay cables.*

*FIELD: Structural engineering.*

## Introduction

Lorsqu'en 1990 un programme de recherche sur la fatigue des câbles de haubanage a commencé à être élaboré, la conception et le calcul des câbles de génie civil vis-à-vis de la résistance à la fatigue reposait, d'une part, sur les résultats d'essai de fatigue en traction ondulée sur un câble muni de ses ancrages et, d'autre part, sur la prise en compte d'une contrainte maximale et d'une limitation de l'amplitude de variation de la contrainte en service. C'est toujours le cas aujourd'hui et c'est encore à ce type de prescriptions que font références les recommandations « Post-Tensioning Institute », relatives à la conception, aux essais et à la mise en œuvre des haubans [27].

Le comportement à la fatigue des câbles de génie civil était moins bien connu que celui des câbles de mines ou de remontées mécaniques. Pour ces derniers, de nombreuses études avaient été menées sur la résistance à la fatigue en flexion ou en traction-flexion, ce qui ne constitue pas le problème principal en génie civil. Ainsi, on sait que les points critiques sont les ancrages et que des ruptures

\* Le contenu de cet article a fait l'objet d'une présentation à l'Institut für Fördertechnik und Logistik de Stuttgart le 21/02/2002, à l'occasion du Stuttgarter Seiltag 2002 [24] et a été publié dans le Bulletin n° 84 de l'OIPEEC [25]

de fils peuvent survenir surtout tout près ou à l'intérieur de ceux-ci. Toutefois, les mécanismes de dégradation étaient mal connus et peu de publications étaient disponibles sur ce sujet.

L'évolution des techniques de construction des grands ouvrages, avec l'émergence de la précontrainte extérieure et le développement des ponts à haubans, imposaient de porter une attention particulière à la sécurité et à la durabilité des câbles utilisés dans ces domaines et d'élaborer un programme de recherche spécifique.

L'objectif de ce programme de recherche était donc de fournir au projeteur, avec une certaine marge de sécurité, des éléments concernant la durée de vie attendue en fonction du type de câble, de ses ancrages et des sollicitations prévues.

## État de l'art

L'état de l'art concernant le comportement à la fatigue des câbles dans le domaine considéré avait été résumé dans une revue bibliographique, dans laquelle il apparaissait que les principaux essais de fatigue réalisés dans le monde étaient des essais en traction ondulée.

Pourtant, dans les structures haubanées, la flexion libre produit des variations de contraintes au voisinage des ancrages pouvant être du même ordre de grandeur que celles produites par les variations de tension. Ce dernier point avait été très peu examiné. On ne disposait que de quelques résultats d'essais et d'observations montrant une élévation de température près du culot d'ancrage durant de tels essais. Aussi, le programme de recherche devait-il considérer en priorité la flexion libre.

## Méthodologie

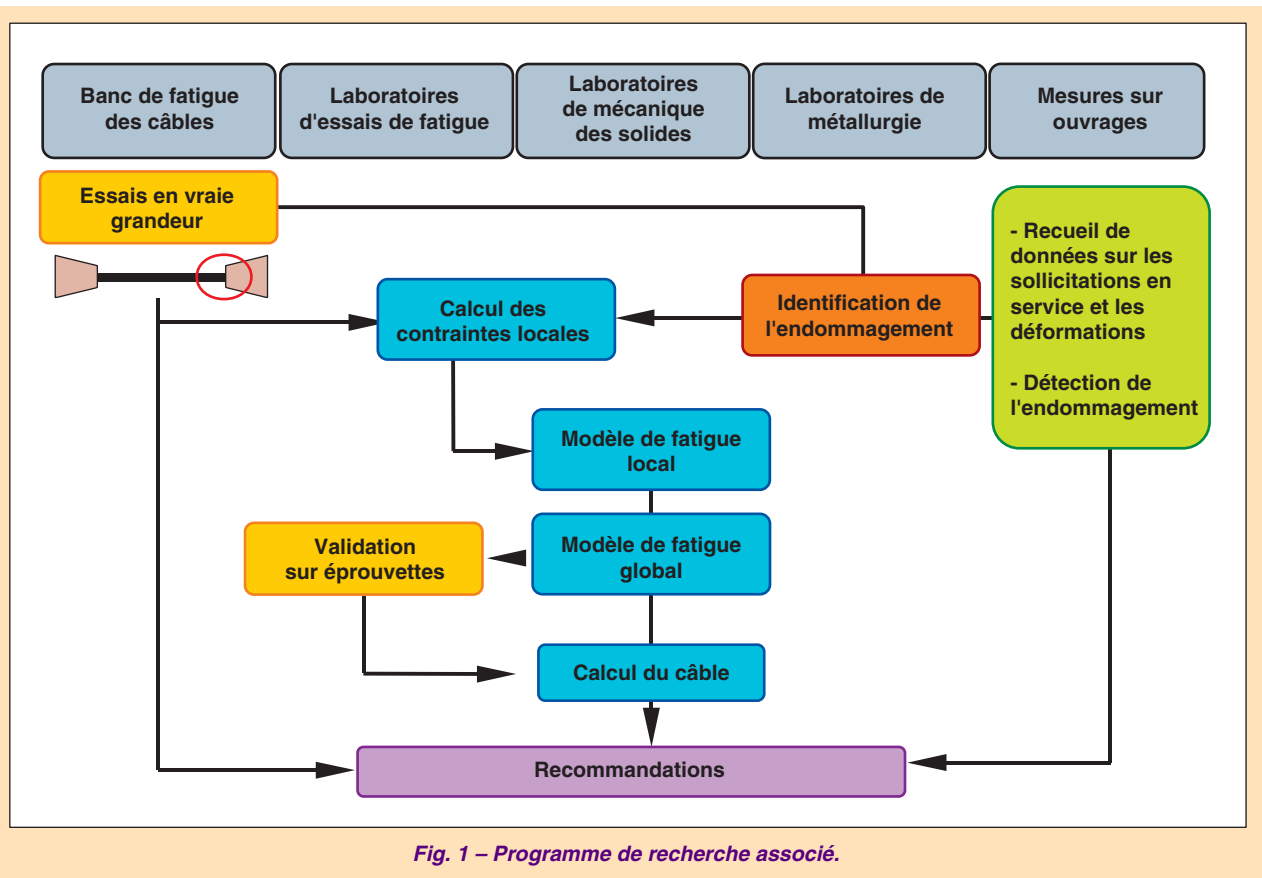
Le nombre de paramètres à prendre en compte est important : l'amplitude, le niveau moyen et le spectre des sollicitations, le type et la conception du câble, la nature des matériaux utilisés pour la protection contre la corrosion, etc., de sorte que l'on pouvait atteindre un nombre d'essais prohibitif si l'on souhaitait examiner l'influence de chaque facteur à l'aide d'essais en vraie grandeur. Cela est d'autant plus vrai que la fatigue est un phénomène aléatoire qui tend à augmenter le nombre d'essais à réaliser. Dans le cas présent, seule une modélisation fondée sur une analyse minutieuse du problème était susceptible d'apporter une réponse à la question posée. Les étapes envisagées pour le travail étaient les suivantes :

- a) identification des mécanismes de dégradation, en supposant que la fatigue par frottement en petits débattements jouait un rôle essentiel,
- b) calcul des contraintes aux points critiques,
- c) détermination des lois de fatigue à l'échelle des mécanismes élémentaires de dégradation,
- d) validation d'un modèle global de fatigue à l'aide d'essais statistiques sur des câbles de petits diamètres, en nombre suffisant, sur des machines de capacité courante,
- e) validation de ce modèle par des essais en petit nombre sur câbles de gros diamètre,
- f) établissement, dans le même temps, d'une base de données sur les sollicitations en service,
- g) rédaction de recommandations pour la réalisation des essais sur câbles et ancrages.

La figure 1 décrit le processus logique du programme de recherche associé.

## Organisation du programme

Le programme était ambitieux et l'ampleur du sujet, tel qu'il apparaît sur la figure 1, impliquait la participation de plusieurs partenaires. Il était nécessaire de faire travailler ensemble des praticiens et des experts en fatigue, des mécaniciens du solide et des métallurgistes, et de s'assurer, dès le départ, de la participation d'ingénieurs bien au fait des exigences des bureaux d'études et des organismes de certification ou de normalisation.



Sous la direction d'un coordinateur, le programme de recherche avait été divisé en cinq thèmes, chacun d'eux étant confié à un animateur :

- ❶ GT 1 : Sollicitations (spectre de charges et types de sollicitations) ;
- ❷ GT 2 : Mécanique (mécanique des câbles et des ancrages, calcul des contraintes et modélisation du comportement à la fatigue) ;
- ❸ GT 3 : Endommagement (mécanismes de dégradation, études sur fils, fatigue de frottement en petits débattements et essais sur modèles) ;
- ❹ GT 4 : Essais (essais sur machines de fatigue) ;
- ❺ GT 5 : Guide (recommandations).

## Principales étapes du programme

### Étude des sollicitations

La question posée était de connaître les variations de charge axiale des haubans et les variations angulaires entre les haubans et le tablier. En outre, suivant les différents types de câbles et d'ancrages, des mesures devaient être réalisées pour apprécier la courbure locale et ces diverses données devaient être comparées aux enregistrements du trafic, de la vitesse et de la direction du vent ainsi que des variations de température.

Trois ouvrages, présentant différentes conditions de site et de vent, et comportant des câbles clos ou des câbles multitorons, devaient être instrumentés de la façon suivante :

- charge axiale des câbles multitorons : cellules de force placées derrière l'ancrage, sur plusieurs torons (dix par exemple) ;
- variations angulaires : caméras enregistrant les déplacements des ancrages haut et bas des haubans, couplées avec un inclinomètre au point haut et une table gyroscopique au point bas ;
- courbure locale : tube indéformable, placé en continuité de l'ancrage et équipé de capteurs sans contact.

Toutes ces mesures pouvaient être complétées par celles des coefficients d'amortissement, le but étant d'établir un modèle permettant de prévoir le spectre de sollicitations des haubans, particulièrement au niveau des ancrages, selon leur type et le type d'ouvrage, en fonction du vent, du trafic et des variations de température.

## **Mécanique des câbles**

Les câbles sont des systèmes mécaniques complexes. Pour prévoir leur comportement, il était jugé nécessaire de calculer les contraintes dans les fils en fonction des sollicitations appliquées aux câbles ou aux haubans, les charges appliquées comprenant une composante de traction et une composante de flexion. L'analyse des charges et des déplacements aux contacts entre fils ou entre fils et culot est en effet essentielle pour prévoir l'initiation de fissures de fatigue par frottement en petits débattements.

L'objectif était de construire une surface représentant les temps d'initiation des fissures en fonction des deux composantes ci-dessus. L'étude devait être menée sur deux types de câbles (clos et multi-torons) et comprendre à la fois des points expérimentaux et des points calculés théoriquement. Elle pouvait être complétée par l'influence du type d'ancrage.

## **Étude de l'endommagement sur câbles « fatigués »**

Les modèles de fatigue utilisés ci-dessus nécessitent la connaissance de données sur les aciers utilisés et sur les matériaux entrant dans la composition des ancrages. La question principale est d'étudier la fatigue par frottement en petit débattement, domaine encore mal connu, dans lequel les conditions de surface jouent un rôle prépondérant.

Outre les propriétés métallurgiques et mécaniques des fils, leur résistance à la fatigue par flexion rotative, dans l'air et dans l'eau, devait être étudiée. Cette étude serait menée sur différents types de fils provenant des câbles clos ou de câbles multi-torons, incluant ceux des ouvrages instrumentés. L'influence de la galvanisation serait examinée.

La résistance de ces mêmes fils à la fatigue par frottement en petit débattement serait étudiée, ainsi que l'influence de l'eau et de la galvanisation.

## **Essais de fatigue sur câbles**

Deux types d'essais étaient prévus. Les premiers sur des machines de capacité classique, les seconds sur le banc de fatigue du LCPC, l'objectif étant de valider les modèles établis dans la partie « Mécanique des câbles » et d'évaluer l'effet d'échelle, en vue de réduire, dans l'avenir, le nombre d'essais sur gros câbles. Une attention particulière serait apportée aux effets de flexion aux ancrages.

Les câbles essayés seraient instrumentés de façon à suivre, en particulier, l'évolution de leur raideur. L'étude comprendrait une analyse poussée des dommages subis pendant les essais aussi bien « post mortem » qu'après observations lors d'interruptions d'essais.

## **Recommandations**

L'étape finale du programme, étayée par les modèles établis et les résultats d'essais, devait être la rédaction d'un guide du projeteur permettant une optimisation de la conception et du dimensionnement des ancrages. Il serait également possible d'utiliser les résultats de l'étude pour la définition d'essais de qualification.

## **Réalisation du programme**

Par rapport à ce programme ambitieux et jugé à la fois très théorique et un peu irréaliste quand il fut présenté, en octobre 1991, lors d'une réunion technique de l'OIPEEC (Organisation Internationale Pour l'Étude de l'Endurance des Câbles) [1], tout n'a pas été réalisé, soit pour des raisons financières, soit par manque de disponibilité des experts. Les résultats obtenus sont néanmoins significatifs.

Sur la base des principes exposés ci-dessus, un thème de recherche a été défini dans le cadre d'une programmation triennale 1993-1995, en collaboration, notamment, avec les Écoles Centrales de Paris, Lyon et Nantes. Celui-ci comprenait quatre sujets sous la responsabilité respective de Christian Crémona, Jean-Louis Robert, Dominique Siegert et Pierre Brevet :

- ❶ modélisation probabiliste des actions sur les haubans,
- ❷ étude des vibrations des câbles tendus,
- ❸ comportement à la fatigue en flexion des câbles à la sortie des ancrages,
- ❹ mécanismes et quantification des dommages.

L'intérêt des études a conduit à une prolongation aboutissant, d'une part à des résultats concrets sur un certain nombre de points et, d'autre part, à une ramification sur des sujets complémentaires en cours de développement.

## Principaux résultats

### Étude des sollicitations

Un seul pont à haubans a été instrumenté, le Pont de Bourgogne à Chalon-sur-Saône : il s'agit d'un pont à cinq travées dont trois haubanées [2]. La travée centrale est longue de 351,50 mètres. Les câbles sont constitués de torons à 7 fils parallèles. Chaque pylône supporte 40 haubans (20 de chaque côté du tablier) (fig. 2).



Fig. 2 - Pont de Bourgogne.

L'instrumentation du Pont de Bourgogne était destinée à mesurer les tensions dans les haubans, les rotations relatives « haubans/tablier », la vitesse et la direction du vent, les températures des haubans et du tablier, les fréquences de vibration et les caractéristiques du trafic. Pour ce faire, on a procédé à l'installation de divers équipements de mesure :

- deux haubans ont été instrumentés avec des cellules de force, tel qu'indiqué sur la figure 3 ;
- un tube rigide a été fixé sur le tube guide en sortie d'ancrage. Ce tube, en deux parties, a été équipé de 21 capteurs de déplacements (fig. 4 et 5) ;
- un anémomètre a été placé sur un pylône d'éclairage
- trois sondes de température ont été noyées à mi-portée du tablier ;
- la section centrale du tablier a été munie de deux géophones placés dans l'alignement des haubans ;
- deux barreaux de pesage piézoélectriques ont été installés sur chaque voie de circulation.

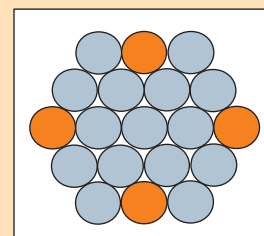
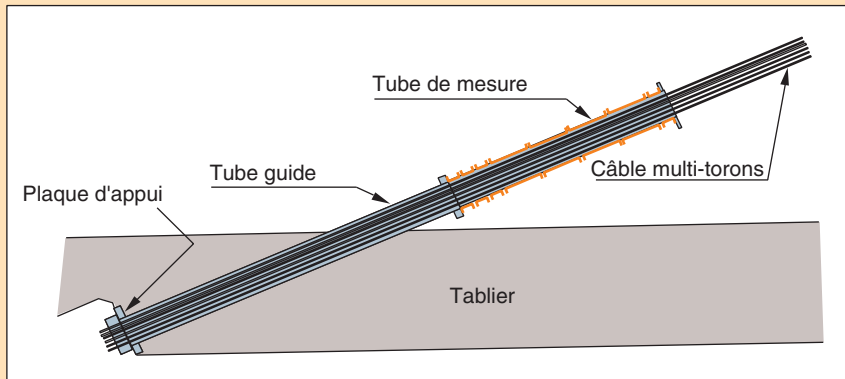
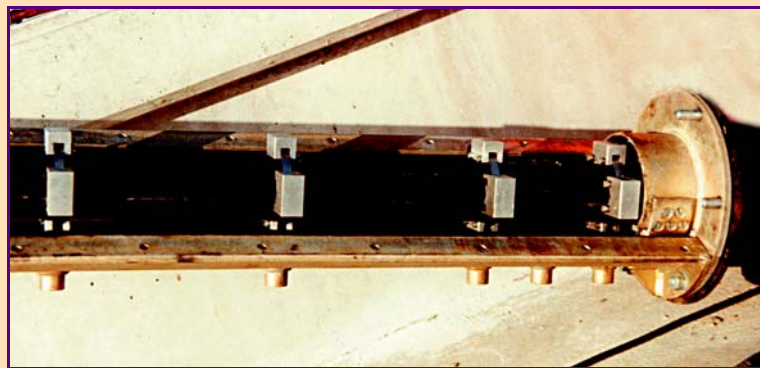


Fig. 3 - Torons instrumentés.



**Fig. 4 - Position du tube de mesure.**

**Fig. 5 - Plaques d'appui des capteurs.**

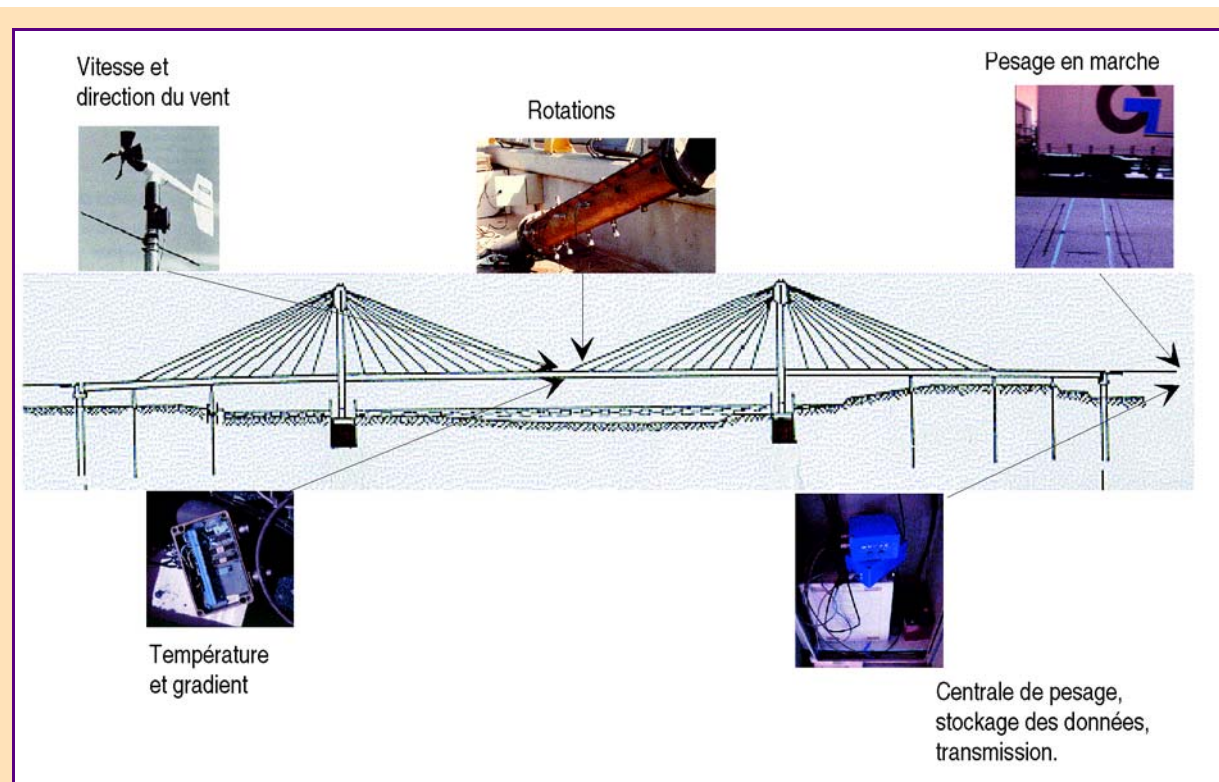


Une station centrale d'acquisition, fondée sur le principe de l'intelligence répartie, a enregistré tous les signaux fournis par chacun de ces capteurs. Selon le principe de l'intelligence répartie, chaque capteur, dont l'élément sensible reste inchangé, est associé à un boîtier électronique. Cela ouvre des possibilités complémentaires à une simple acquisition de signal. Ces capteurs sont appelés « capteurs intelligents ». Les différences avec une centrale d'acquisition classique sont présentées sur la figure 6.

Centrale d'acquisition classique	Centrale d'acquisition avec capteurs intelligents
<p><b>Diagramme</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Une ligne de transmission par capteur</li> </ul>	<p><b>Diagramme</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Ligne de transmission unique (multiplex)</li> </ul>
<p><b>Signal</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Analogique</li> </ul>	<p><b>Signal</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– numérique</li> </ul>
<p><b>Identification des capteurs</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Aucune</li> </ul>	<p><b>Identification des capteurs</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Une adresse pour chaque capteur</li> </ul>
<p><b>Possibilité d'action sur la mesure</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Aucune</li> </ul>	<p><b>Possibilité d'action sur la mesure :</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– À l'aide d'un microprocesseur sur site</li> </ul>

**Fig. 6 - Comparaison entre une centrale classique et une centrale « intelligence répartie ».**





*Fig. 7 - Instrumentation du Pont de Bourgogne.*

L'ensemble de l'instrumentation du Pont de Bourgogne est présenté sur la figure 7.

Les informations attendues de cette instrumentation étaient :

- les histogrammes des valeurs de tension obtenues par la méthode de la goutte d'eau (rain-flow) et les minima et les maxima et sur 1 heure minimum,
- les histogrammes des valeurs de rotation obtenues par la méthode de la goutte d'eau (rain-flow) et les minima et les maxima et sur 1 heure minimum,
- la température moyenne et le gradient efficace sur 1 heure minimum,
- la vitesse et la direction moyennes du vent sur 1 heure minimum.

Toutes ces données devaient être corrélées avec les données de trafic enregistrées par la station de pesage.

Les principaux résultats de cette expérimentation sont les suivants.

### ***Effets du trafic***

Les effets extrêmes du trafic sur la tension et les rotations des câbles, ainsi que les histogrammes rain-flow ont été calculés, ce qui a permis de valider la précision des modèles de calcul pour ingénieurs et la conception d'un module spécifique du logiciel de calcul « Castor – LCPC » [3].

Il est prévu de réaliser ultérieurement une version « ingénieur » du logiciel précité, qui permettra d'exploiter les enregistrements de trafic pendant une période de référence.

### ***Effets du vent***

Les données relatives au vent n'ont pas encore été exploitées. Des résultats complémentaires sont nécessaires afin de progresser sur un certain nombre de points, notamment le facteur de pointe à prendre en compte dans les calculs.

### **Vibrations des haubans**

Les résultats relatifs à la vibration des haubans concernent deux sujets : l'amélioration de la mesure des tensions par méthode vibratoire et l'établissement d'une courbe universelle d'amortissement.

### Méthode vibratoire

La méthode vibratoire dite « de la corde tendue », pour laquelle il existe un mode opératoire LCPC, permet de calculer la tension du câble en fonction de sa longueur, de sa masse linéique et de ses fréquences propres de vibration. Cependant, cette méthode implique que la raideur du câble en flexion puisse être négligée et que l'ancrage soit considéré comme infiniment rigide.

Les études ont montré les limites d'utilisation de son utilisation et des études complémentaires sont en cours pour la valider dans des cas particuliers tels que courte longueur, grande raideur ou ancrages articulés [4].

La figure 8 présente quelques résultats de mesure de vibrations pour une même longueur et une même tension : équation de la corde tendue, câble tendu encastré, câble articulé aux extrémités.

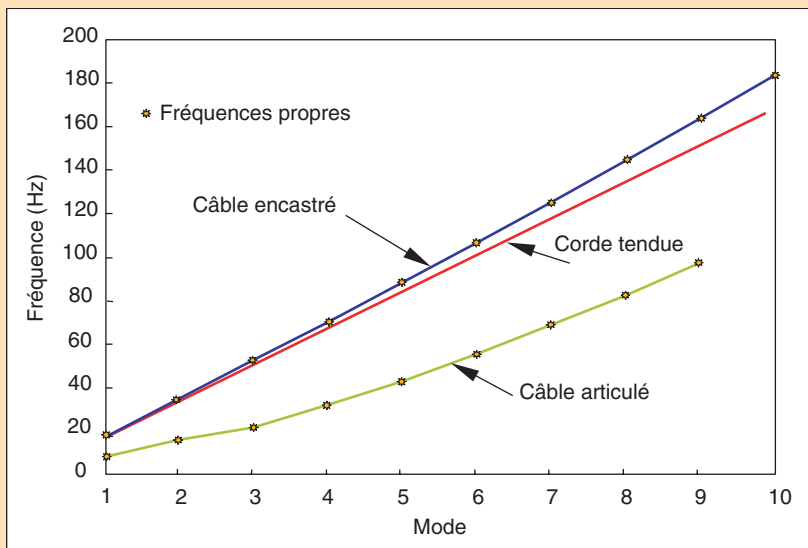


Fig. 8 - Spectres de fréquences.

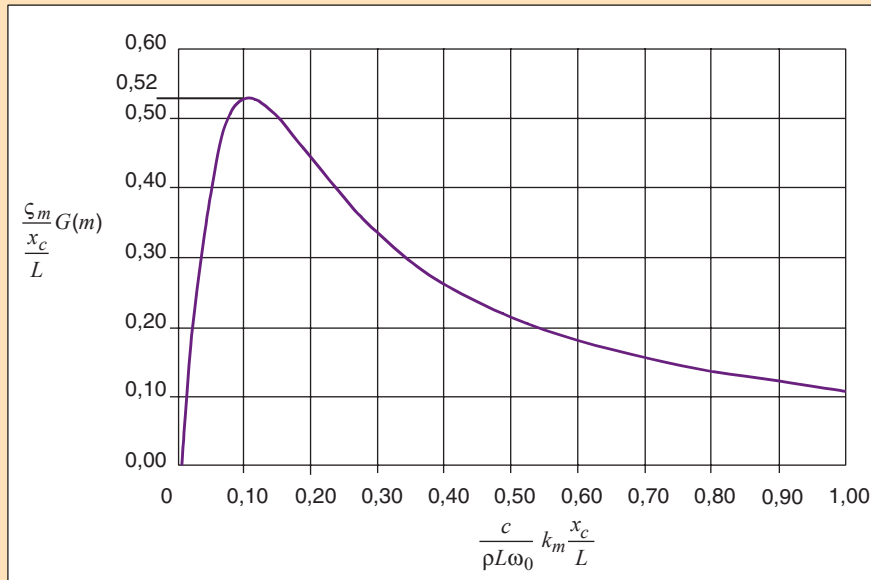
### Courbe universelle d'amortissement

Des amortisseurs visqueux sont souvent installés au point bas des câbles de ponts haubanés de façon à réduire l'effet des vibrations sur ces câbles ; ils assurent une liaison entre le câble et le tablier comme indiqué sur la figure 9. La conception et le dimensionnement de ces amortisseurs est un problème complexe car l'amortissement est différent pour chaque mode de vibration du câble [5].

Fig. 9 - Exemple d'amortisseur au point bas d'un hauban.







**Fig. 10 - Courbe universelle d'amortissement.**

Afin de faciliter le calcul, une courbe universelle d'amortissement a été établie [6]. Cette courbe, représentée sur la figure 10, valable quel que soit le câble, établit une relation entre le coefficient d'amortissement pour chaque mode de vibration et les caractéristiques du câble et de l'amortisseur.

Avec

$c$  : coefficient propre de l'amortisseur,

$\zeta_m$  : coefficient d'amortissement résultant du câble pour le mode de vibration  $m$ ,

$L$  : longueur du câble,

$x_c$  : distance du point d'attache de l'amortisseur à l'extrémité inférieure du câble,

$G(m)$ ,  $k_m$  : fonctions de la masse par mètre, de la longueur, de l'angle et de la tension du câble.

Pour un point d'attache  $x_c$  donné, on peut optimiser le coefficient d'amortissement pour un mode de vibration  $m$  (maximum de la courbe) puis en déduire le coefficient d'amortissement résultant. Les coefficients d'amortissement du câble pour les autres modes se déduisent en sens inverse

## Comportement des câbles à la fatigue en flexion

L'une des parties les plus importantes du programme de recherche, le comportement en fatigue des câbles soumis à la flexion, comporte trois volets : le calcul des contraintes, l'étude théorique de la fatigue et l'étude expérimentale de la fatigue. L'articulation de ces trois volets est schématisée sur la figure 11 [7].

### Calcul des contraintes

Les modèles de calcul des contraintes normales et des contraintes de contact ont été établis pour des câbles tendus soumis à la flexion. Ces modèles tiennent compte de l'effet du glissement interfilaire sur la raideur du câble [8-10, 13, 18-20].

Ils permettent l'évaluation de deux paramètres essentiels pour la détermination des conditions de fatigue par frottement (fretting fatigue) et pour la prédiction de la durée d'amorçage des fissures de fatigue : les contraintes de flexion et le paramètre de chargement tangentiel.

Pour un toron à 19 fils multicouche, selon le modèle de la figure 12, les figures 13a et 13b donnent des exemples de contraintes de flexion et de paramètre de chargement tangentiel entre les deux couches externes en fonction de la distance à l'ancrage. Le paramètre de chargement tangentiel est défini par  $Q = T/\mu F_c$ , où  $T$  est la force de frottement,  $\mu$  le coefficient de frottement et  $F_c$  la force normale de contact.  $Q = 1$  signifie que le mode de glissement total est atteint [11].

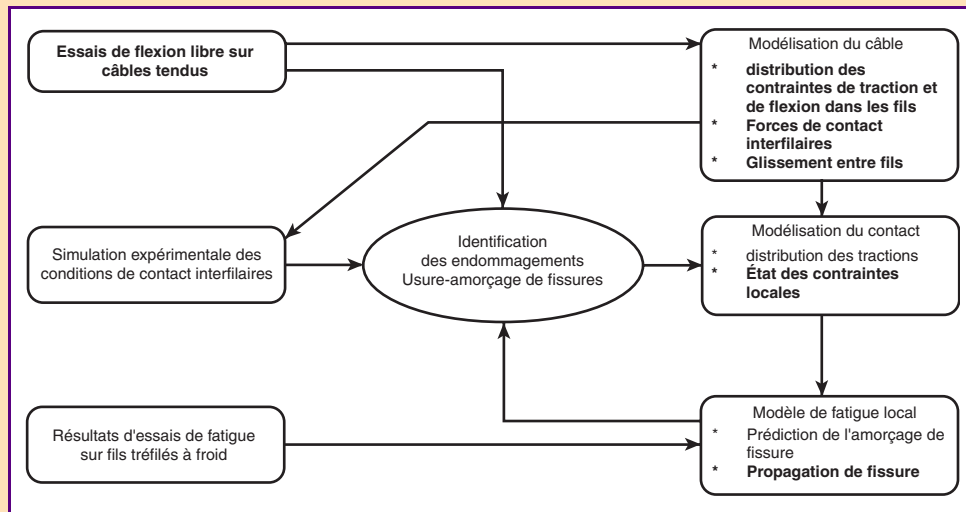


Fig. 11.

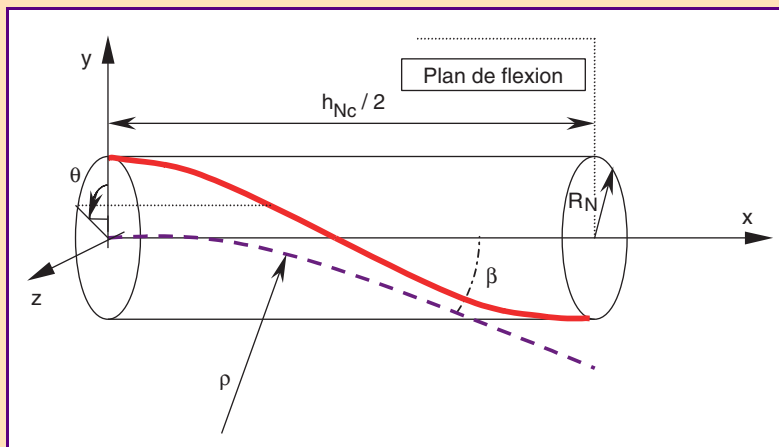
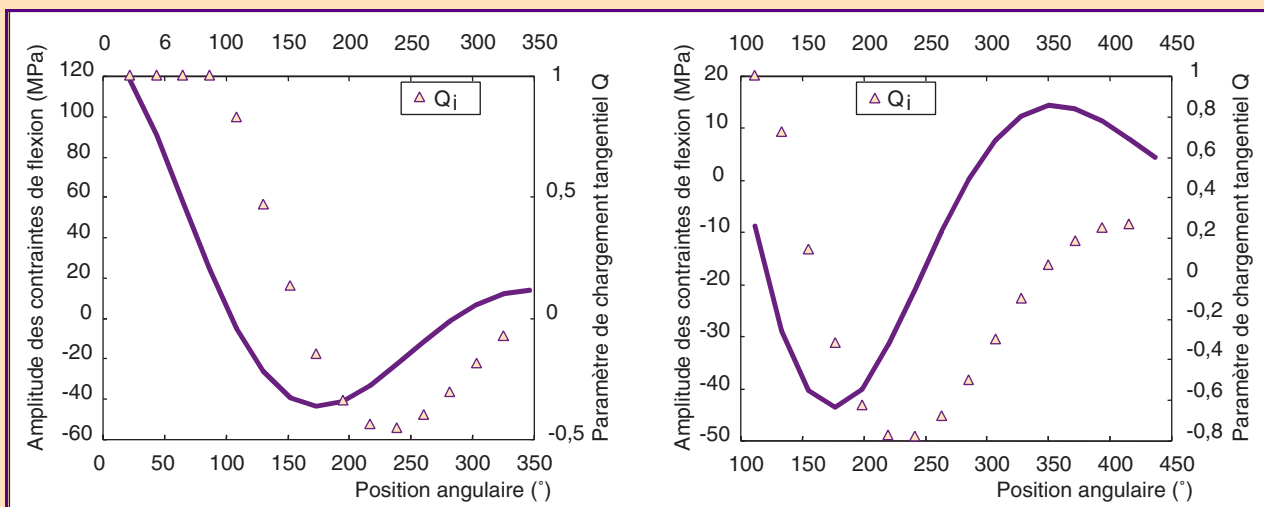


Fig. 12 - Modèle de flexion.

Fig. 13 - Amplitudes des contraintes de flexion et du paramètre de chargement tangentiel



a)  $\theta_0 = 0^\circ$ ,

b)  $\theta_0 = \pi/2$ .

Ces exemples sont donnés pour un coefficient de frottement interfilaire  $\mu = 0,6$  et un angle de flexion  $\beta = 0,55^\circ$  correspondant au début du glissement partiel. Le premier exemple est relatif à un point de départ du fil situé dans le plan de flexion ( $\theta_0 = 0^\circ$ ) et le second dans le plan perpendiculaire ( $\theta_0 = \pi/2$ ) [26].

L'évaluation de ces paramètres est essentielle pour la détermination des conditions de fatigue par frottement et la prédiction de la durée d'amorçage des fissures de fatigue. La détermination des conditions de fatigue par frottement permet de fixer les paramètres d'essais lors des simulations expérimentales.

### Étude théorique de la fatigue

L'étude théorique de la fatigue représente la deuxième partie de la modélisation du comportement en fatigue des câbles en flexion libre après le calcul des contraintes [13, 17, 20, 22].

L'objectif est de donner une définition de la limite de fatigue par frottement en fonction de l'amplitude des contraintes de frottement, sur la base des principes de la mécanique du contact et de critères de propagation des fissures courtes

La théorie du contact de Hertz appliquée aux torons conduit au modèle de chargement local de la figure 14, c'est-à-dire à une zone de contact elliptique dont les dimensions dépendent de la géométrie locale et de la force de contact. En mode de glissement partiel, la distribution des contraintes de cisaillement à la surface du contact définit une zone de glissement périphérique et une zone centrale d'adhérence.

Leurs dimensions sont liées par la relation  $\frac{a_1}{a} = \frac{b_1}{b} = \sqrt[3]{1-Q}$ , selon laquelle la zone d'adhérence décroît lorsque l'amplitude d'effort tangentiel augmente et devient nulle en mode de glissement total ( $Q = 1$ ).

Les comparaisons effectuées entre calcul théorique et résultats expérimentaux pour diverses contraintes de contact montrent des différences (fig. 15). Elles sont imputables à l'usure pour les contraintes les plus faibles et à l'écoulement plastique pour les plus fortes [20].

Le chargement de frottement alterné sur ces surfaces peut être considéré comme un effet de concentration de contrainte, fonction de la force de contact et du coefficient de frottement. Dans de telles conditions, la prévision de l'amorçage des fissures de fatigue nécessite de prendre en considération la combinaison du gradient de contrainte et la taille de grain caractéristique de la microstructure du matériau. Ce second facteur se révèle d'ailleurs aussi important vis-à-vis de la propagation des fissures.

Dans le cas général, le champ de contrainte au niveau du contact est un champ multiaxial, ce qui conduit à l'adoption d'un critère de fatigue spécifique. Cependant, dans les conditions particulières au phénomène de fatigue par frottement, sur un contact étroit et selon la théorie de Hertz, on peut considérer que les extrémités de la surface de contact sont surtout soumises à des contraintes de traction dans la direction du frottement. On peut donc utiliser un critère de fatigue en traction uniaxiale comme celui de Goodman-Smith.

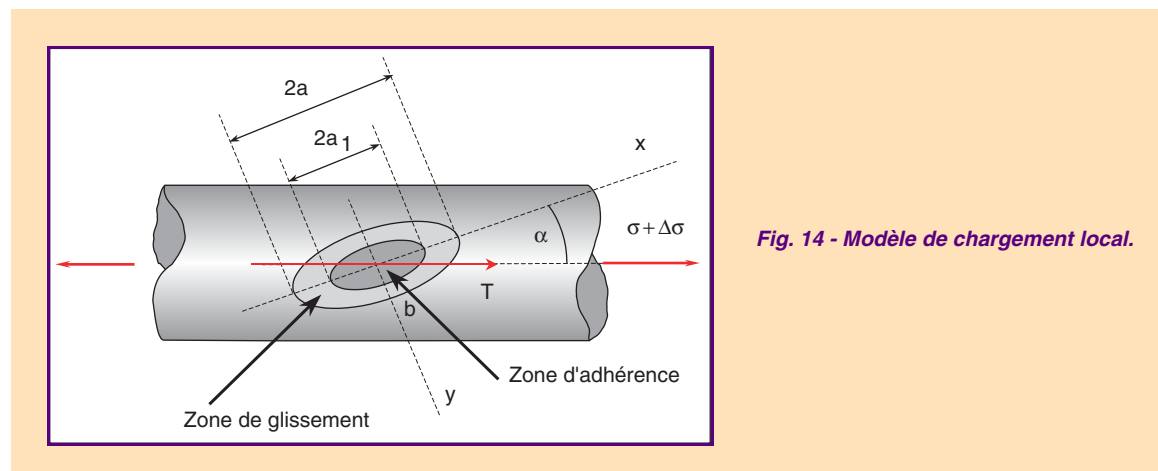


Fig. 14 - Modèle de chargement local.

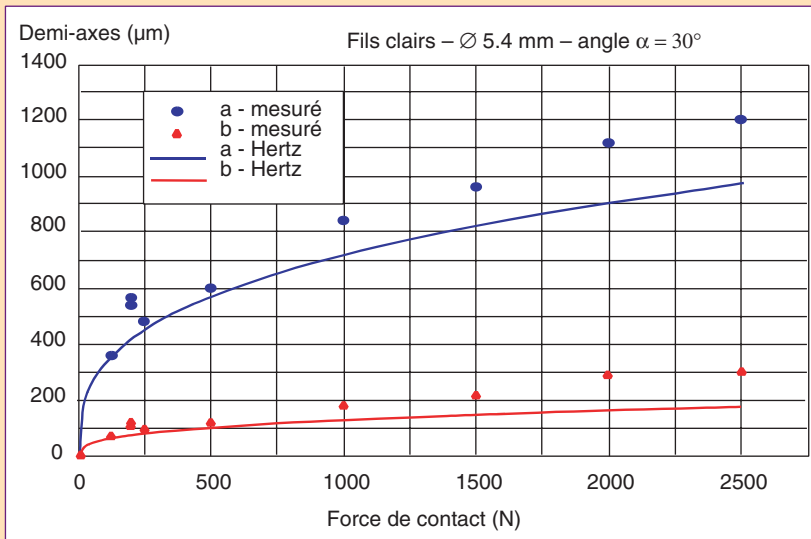
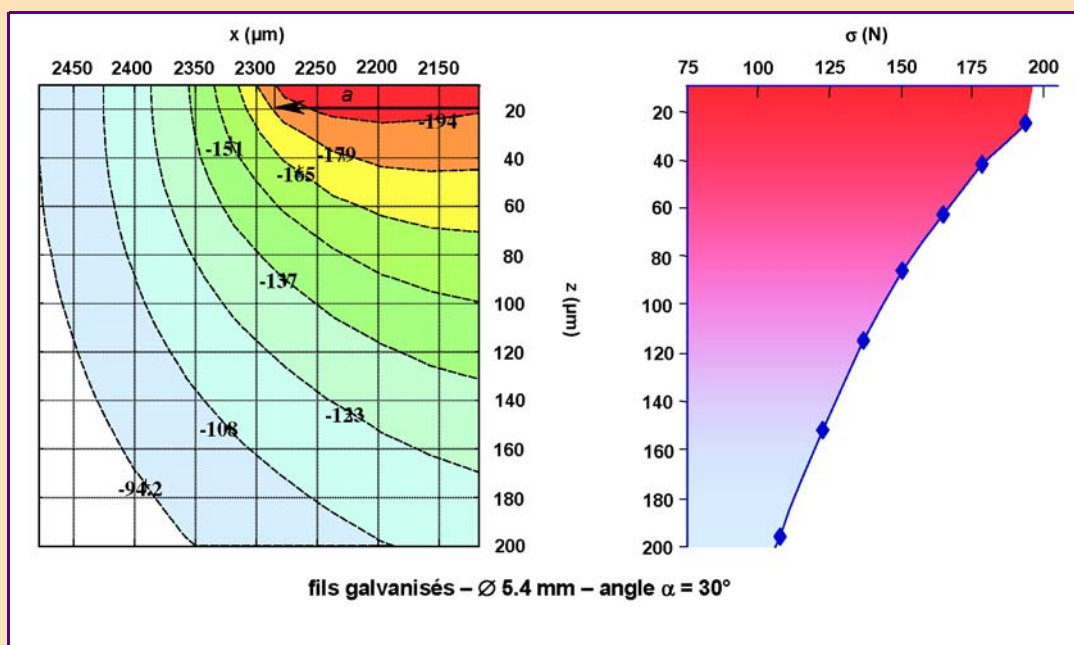


Fig. 15 - Comparaison entre les dimensions des surfaces de contact.

La figure 16 montre le champ de contrainte de traction induit par le phénomène de frottement sous un contact de dimension  $a = 2\,290\ \mu\text{m}$ , avec une force de contact  $F_c = 1\ \text{kN}$ , un coefficient de frottement  $\mu = 0,6$  et un paramètre de chargement tangentiel  $Q = 0,9$  [20].

Cette figure montre le fort gradient du champ de contrainte de contact ; ce dernier doit être comparé à la taille de grain caractéristique de la microstructure du matériau. En effet, l'application du critère de Goodman-Smith sur la base de la variation de contrainte en surface pourrait conduire à des résultats peu réalistes, dans la mesure où les grains perlitiques de la structure des fils tréfilés, parallèles à la direction de tréfilage, constituent des barrières à la propagation de fissures. La profondeur d'application du critère d'amorçage de fissure doit donc être choisie de telle façon que la propagation soit possible.

Fig. 16 - Contraintes de traction sous le contact



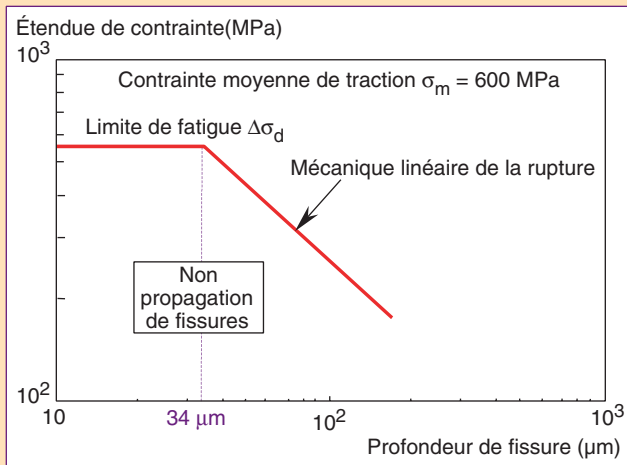


Fig. 17 - Diagramme de Kitagawa pour fils tréfilés à froid.

Concernant la propagation, les concepts classiques de mécanique de la rupture ne peuvent être utilisés pour des fissures courtes, de moins de 100  $\mu\text{m}$  de long. Dans ce cas, le critère de Kitagawa introduit une valeur seuil  $\Delta\sigma_d$ , qui est fonction de la contrainte moyenne de traction  $\sigma_m$ . Pour les fils tréfilés à froid, cette valeur est égale à  $\Delta\sigma_d = 750 - 0,33 \sigma_m$ , en MPa, calculée à partir de leurs caractéristiques de résistance en traction ondulée [13, 15].

Le diagramme de la figure 17 en montre l'application pour une contrainte moyenne de traction de 600 MPa, ce qui donne une valeur seuil de 550 MPa. La taille critique de propagation de fissure est donnée par  $Z_0 = 1/\pi (\Delta K/Y\Delta\sigma)^2$ , où Y est un facteur caractéristique de la géométrie de la fissure et  $\Delta K$  la valeur seuil de variation du facteur d'intensité de contrainte.  $\Delta K$  est donnée par  $\Delta K = 5,54 - 3,43 (\sigma_{\min}/\sigma_{\max})$ , avec  $\Delta\sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min}$  [16]; la valeur de Y retenue est de 0,75 pour une fissure courte. Si l'on effectue le calcul pour  $\Delta\sigma = \Delta\sigma_d$ , on obtient  $Z_0 = 34 \mu\text{m}$ .

Suivant ce raisonnement, en appliquant le principe de superposition on peut maintenant définir une limite de fatigue par frottement  $\Delta\sigma_{ff}$  correspondant au seuil de variation de la contrainte de traction entraînant la propagation d'une fissure de fatigue lorsque se superpose une variation de contrainte locale due au frottement :

$$\Delta\sigma_{ff} = \Delta\sigma_d - \Delta\sigma_{xx}(Q)$$

où  $\Delta\sigma_{xx}(Q)$  est la variation de contrainte locale due au frottement correspondant à un paramètre de chargement tangentiel donné. La limite de fatigue par frottement décroît lorsque l'amplitude du paramètre de chargement tangentiel Q augmente et peut même s'annuler à partir d'une certaine valeur de Q.

Pour  $Q = 0,9$ , une profondeur de fissure de 34  $\mu\text{m}$  et dans les conditions de contact exposées plus haut (cf. fig. 15 et 16) où la contrainte de traction correspondante à la profondeur  $Z_0$  est égale à 187 MPa, on trouve  $\Delta\sigma_{ff} = 550 - 2 \times 187 = 176 \text{ MPa}$ .

### Étude expérimentale de la fatigue

L'étude expérimentale de la fatigue a été conduite à l'aide de deux types d'essais : des essais de fatigue par frottement et des essais en flexion libre [12-14, 20, 23]. L'intérêt des premiers est d'acquérir une meilleure connaissance des mécanismes de dégradation localisés aux contacts interfilaires et dus à la fatigue par frottement. Les seconds permettent d'appréhender le comportement de torons soumis à des contraintes de flexion libre, particulièrement dans la zone proche de l'ancrage.

Les essais de fatigue par frottement ont été réalisés avec le montage expérimental présenté sur la figure 18. Celui-ci comporte une pince en deux parties, chacune d'elles supportant deux fils qui agissent comme des patins de friction. Les fils essayés ont été soumis à un chargement en traction ondulée caractérisé par sa contrainte moyenne et l'étendue de variation de contrainte. Les paramètres d'essai étaient la force de contact  $2F_c$  (100 N à 2 kN) et la distance L entre patins (20 à 60 mm), ainsi que l'angle entre ces derniers et le fil d'essai ( $90^\circ$  et  $30^\circ$ ). L'étendue de variation du déplacement relatif est directement fonction de celle du chargement en traction et de la distance entre patins.



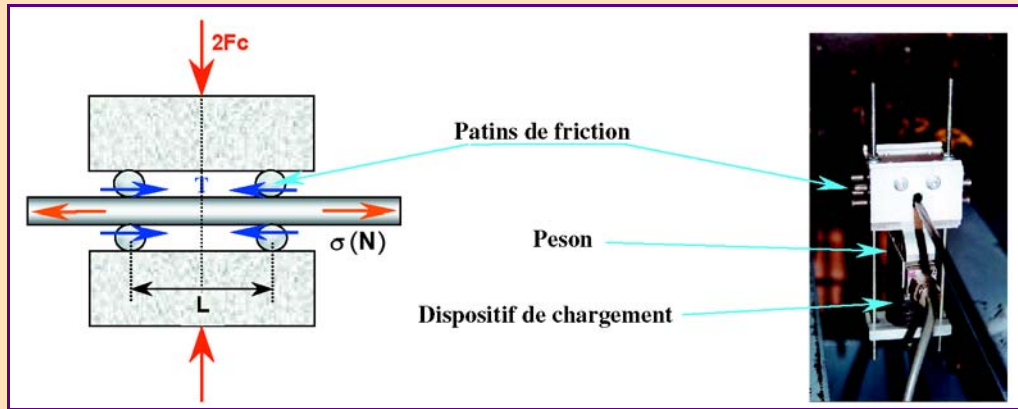


Fig. 18 - Dispositif d'essai de fatigue par frottement.

Pour des fils clairs, avec  $F_c = 100 \text{ N}$ ,  $L = 200 \text{ mm}$  et  $\alpha = 90^\circ$ , la représentation de Wöhler des résultats expérimentaux donne une limite d'endurance comprise entre 100 et 150 MPa pour un paramètre de chargement tangentiel  $Q$  variant entre 0,35 et 0,25. La figure 19 donne des résultats pour des distances entre patins  $20 \leq L \leq 60 \text{ mm}$  et  $F_c = 200 \text{ N}$  ; la limite d'endurance est proche de 100 MPa. Ces résultats sont cohérents avec l'approche théorique exposée précédemment.

L'examen des surfaces de contact fait apparaître un état significatif du mode de glissement partiel. Les surfaces de contact présentent des différences entre zone centrale d'adhérence et zone périphérique de glissement ainsi que des traces d'usure. L'amorçage des fissures de fatigue se produit toujours à la limite de la zone périphérique. Des exemples sont donnés sur les figures 20a et 20b.

La figure 21 présente le dispositif utilisé pour les essais de flexion libre. Une déformation cyclique de flexion est imposée aux extrémités des torons testés au moyen d'un déplacement transversal alterné sous une fréquence de 10 Hz. Les principaux paramètres d'essai sont la tension  $T$  et la déflexion angulaire  $\beta = \arctg(\delta/2L)$ . Les essais ont été réalisés sur des torons 7 fils et 19 fils soumis à une force de traction constante. Une attention particulière a été apportée aux dispositifs d'extrémité afin d'éviter toute rupture amorcée soit par le système d'ancrage, soit par le contact entre les fils et le support d'essai.

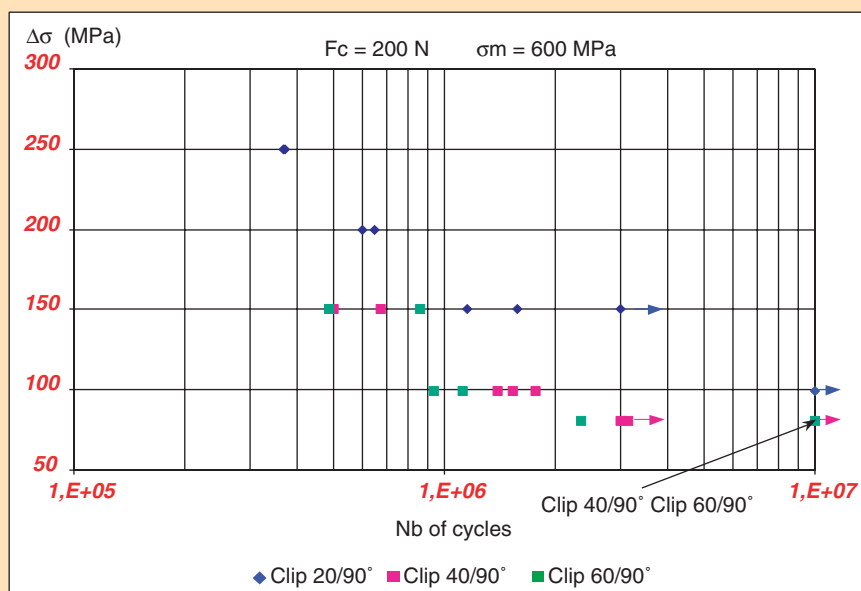
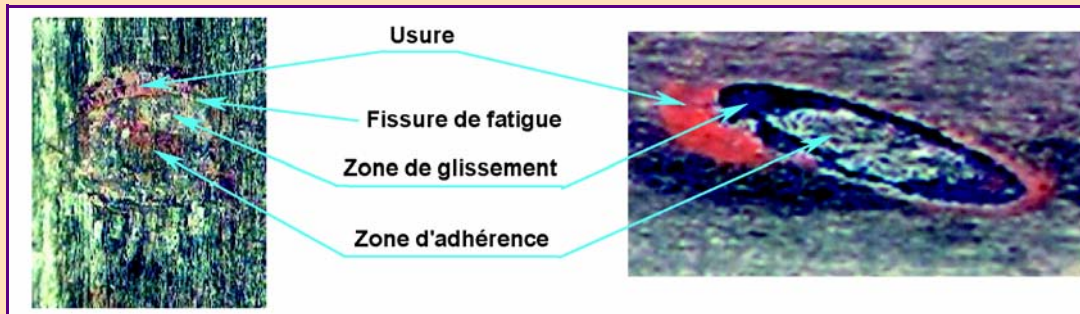


Fig. 19 - Essais de fatigue par frottement sur fils clairs non lubrifiés. Représentation de Wöhler.

Fig. 20 - Surfaces de contact



a) Fils clairs –  $\alpha = 90^\circ$   
 $F_c = 200 \text{ N} - Q = 0,35$

b) Fils galvanisés –  $\alpha = 30^\circ$   
 $F_c = 200 \text{ N} - Q = 0,33$

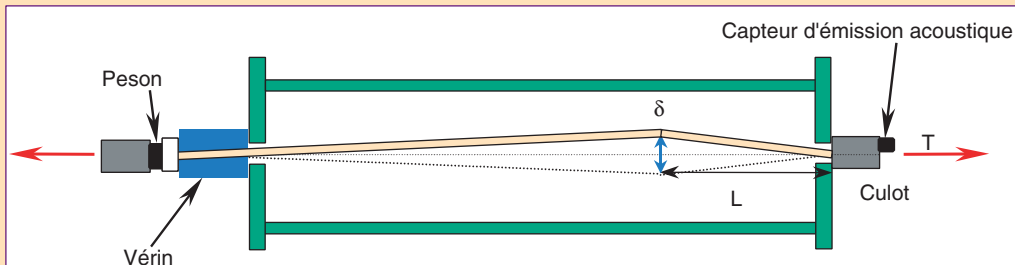


Fig. 21 - Dispositif d'essai de flexion libre.

Les deux séries d'essais ont été exploitées de façon différente car on doit noter que les torons 7 fils sont soumis au phénomène de fatigue par frottement en contact linéique, alors qu'il s'agit de contacts croisés au niveau des couches externes des torons 19 fils.

Concernant la deuxième série, la figure 22 donne des résultats d'essais pour des torons 19 fils de 23,5 mm de diamètre en fils d'acier galvanisés  $\varnothing 4,7 \text{ mm}$  sans lubrification, soumis à une tension  $T = 185 \text{ kN}$ . La première rupture de fil a toujours été détectée par émission acoustique ; la figure 23 illustre l'une d'entre elles. On peut remarquer que les ruptures de fatigue ne se produisent pas dans le plan de flexion, où les contraintes de flexion sont maximales mais dans une zone où la combinaison des contraintes de flexion et du paramètre de frottement tangentiel est la plus défavorable conformément aux résultats présentés sur la figure 13a.

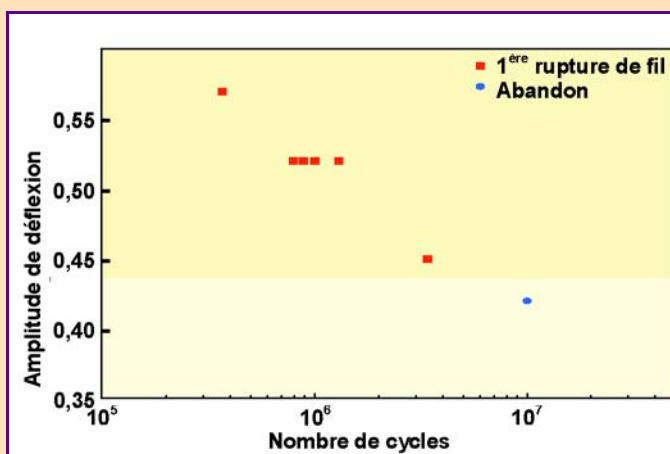


Fig. 22 - Résultats d'essais de flexion libre.

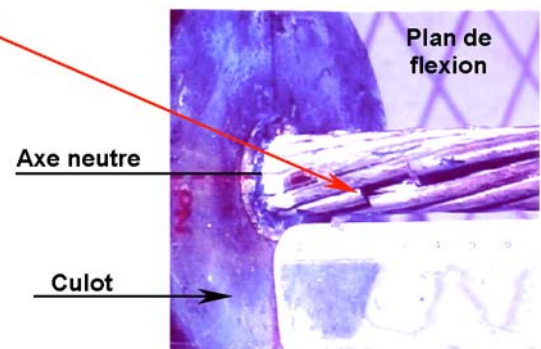


Fig. 23 - Première rupture de fil.

L'examen des surfaces de contact révèle des surfaces de contact similaires à celles observées lors des essais de fatigue par frottement. On peut noter l'évolution suivant les contacts croisés successifs à partir de l'ancrage jusqu'à la section libre des torons, avec la transition du mode d'adhérence au mode de glissement total. Les fissures de fatigue par frottement ont toujours été observées dans la zone de glissement partiel ainsi que le montre la figure 24.

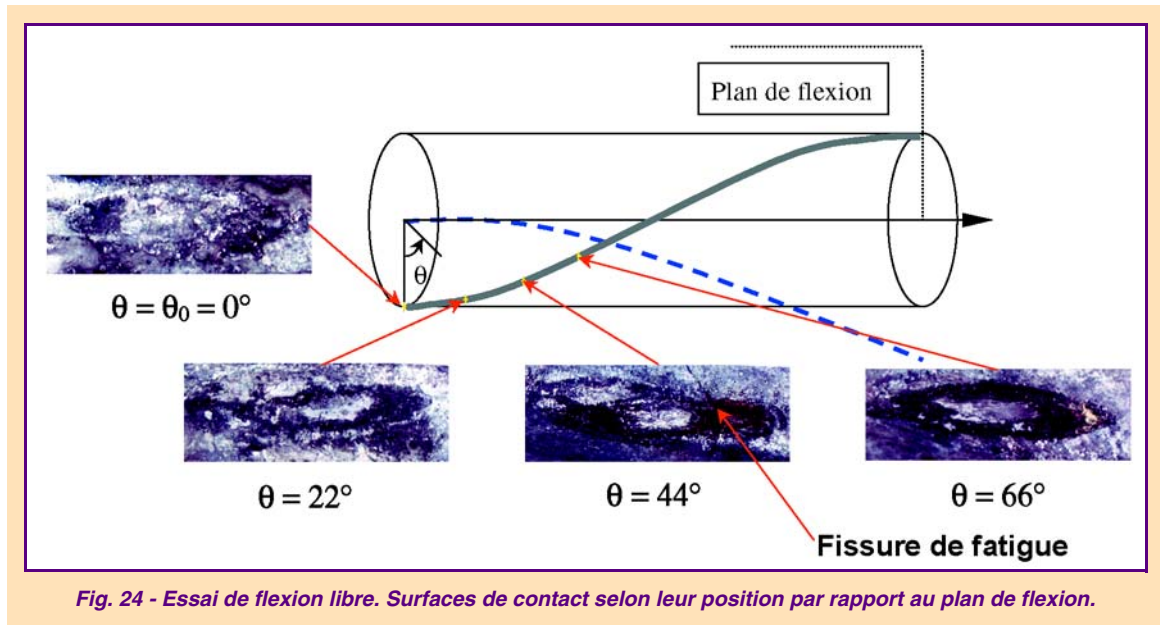


Fig. 24 - Essai de flexion libre. Surfaces de contact selon leur position par rapport au plan de flexion.

## Prédiction de l'endurance et conclusions

Compte tenu des résultats de ces diverses études, le programme de recherche sur la fatigue des câbles de haubannage a permis de franchir une étape importante en proposant un modèle pour la prédiction de l'endurance en flexion des torons multicouches [12, 21-22].

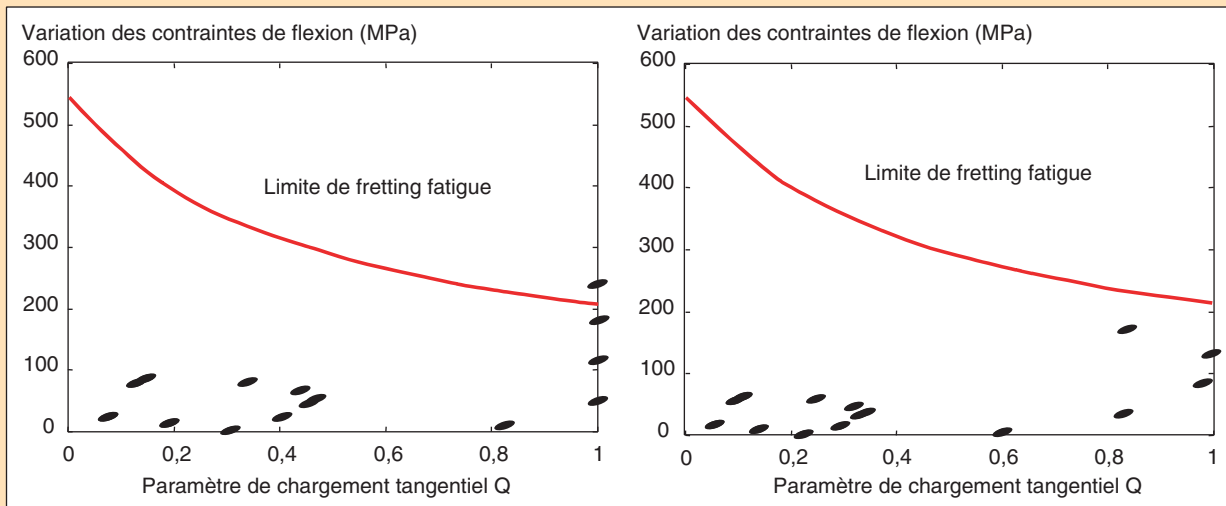
Ce modèle établit tout d'abord des relations entre les amplitudes de déplacement, les contraintes de flexion dans les fils et les contraintes de contact interfilaire. Ce modèle relie ensuite les contraintes de contact à la répartition de la pression et du cisaillement sur les surfaces de contact, ce qui permet de déterminer le paramètre de chargement tangentiel  $Q$ . Combiné au critère d'amorçage des fissures en fatigue par frottement, cela permet de définir un seuil d'endurance dans la mesure où les diverses caractéristiques des fils et du revêtement, y compris les coefficients de frottement, sont connues. Des exemples d'application à des torons 19 fils sont présentés sur la figure 25.

Le premier, sur la figure 25a, correspond à un angle de flexion  $\beta = 0,55^\circ$  pour un angle de départ du fil  $\theta_0 = 0^\circ$ . La courbe rouge représente la limite de fatigue par frottement avec un point haut  $\Delta\sigma = 550$  MPa,  $Q = 0$  en mode d'adhérence totale et un point bas  $\Delta\sigma = 205$  MPa,  $Q = 1$  en mode de glissement total.

Les points sont appelés « points de fonctionnement » du toron, (c'est-à-dire points de contacts croisés) ; leurs coordonnées sont respectivement l'amplitude de variation des contraintes de flexion et le coefficient de chargement tangentiel conformément aux conventions de la figure 12. On voit que le point présentant la combinaison la plus défavorable d'amplitude de variation de contraintes de flexion et de paramètre de chargement tangentiel franchit la courbe, en cohérence avec les résultats expérimentaux.

Le deuxième exemple, sur la figure 25b, correspond à un angle  $\beta = 0,40^\circ$ . Aucun point ne franchit la courbe limite de fatigue par frottement, ce qui est également cohérent avec les résultats expérimentaux, aucune rupture de fil n'ayant été enregistrée pour un tel angle de flexion. On peut remarquer que, contrairement au cas précédent où les points critiques étaient en mode de glissement total, le point le plus proche de la courbe est en mode de glissement partiel, ce qui est aussi cohérent avec les études expérimentales.

Fig. 25 - Prédiction de la première rupture de fil par fatigue – Point de départ du fil :  $\theta_0 = 0^\circ$



a) Angle de flexion :  $\beta = 0,55^\circ$ .

b) Angle de flexion :  $\beta = 0,40^\circ$ .

Cette méthode, appliquée à un câble de 85 mm de diamètre comportant 9 couches et 217 fils non revêtus donne des résultats sensiblement différents. D'abord, la limite de fatigue par frottement devient nulle pour un paramètre de chargement tangential  $Q > 0,5$ . Ensuite, les points de fonctionnement sont plus nombreux, les deux couches externes ayant respectivement 42 et 48 fils.

L'exemple de la figure 26 est donné pour un angle de flexion  $\beta = 0,13^\circ$ , qui correspond à une amplitude de vibration de 7 cm pour un hauban de 100 m de long, entraînant une contrainte de flexion de 100 MPa. Dans ce cas, les points critiques correspondent à un angle de départ du fil  $\theta_0 = \pi/4^\circ$ .

Avec une telle méthode, il est possible de déterminer les conditions où le risque de fatigue existe et de prendre toutes les mesures de sécurité nécessaires. C'est l'un des résultats majeurs du programme de recherche sur la fatigue des câbles de haubannage.

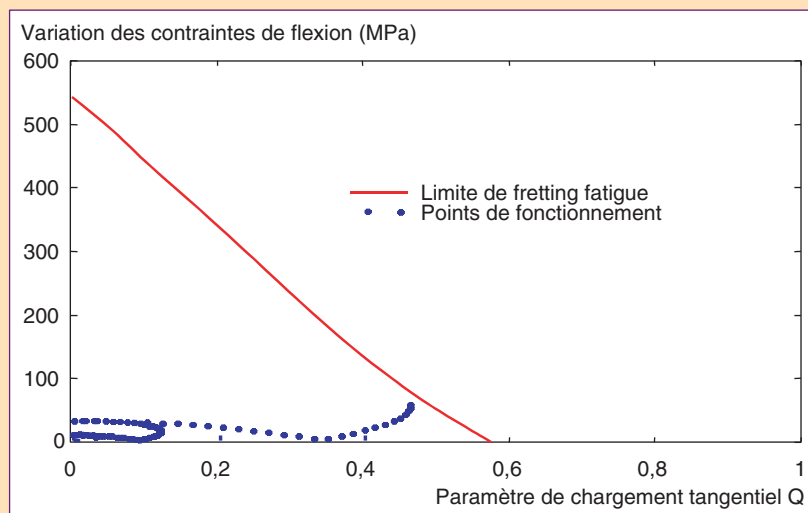


Fig. 26 - Prédiction de la première rupture de fil par fatigue.  
Câble  $\varnothing$  85 mm – fils clairs – angle de flexion :  $\beta = 0,13^\circ$ .  
Point de départ du fil :  $\theta_0 = \pi/4$ .

Pour être complètement opérationnel, ce programme demande à être complété par une meilleure connaissance des effets du vent sur la vibration des câbles afin d'obtenir une évaluation fiable de l'étendue de variation des contraintes de flexion. L'analyse statistique des essais de fatigue par frottement devrait également fournir des données intéressantes pour le paramètre de chargement tangentiel  $Q$ , en fonction des différents types de fils et de revêtements anticorrosion.

---

#### RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

---

- [1] FRANÇOIS D., GOURMELON J.-P., For a new safety fatigue design concept of civil engineering cables, *OIPEEC Bulletin*, **62**, 1991.
- [2] LACOMBE J.-M., BRETONNIÈRE S., CRÉMONA C., DOURTHE J.-M., LAVIGNE J., Un exemple d'instrumentation de pont à haubans, Le pont de Bourgogne à Chalon-sur-Saône, *Travaux publics*, **528**, novembre 1994.
- [3] CRÉMONA C., Évaluation des effets extrêmes du trafic sur les haubans d'un pont, *Bulletin de liaison des Laboratoires des Ponts et Chaussées*, **199**, 1995.
- [4] SIEGERT D., Experimental determination of frequencies and tension for stay cables, *The non-destructive testing of rope*, *OIPEEC Technical meeting*, Krakow, 1999.
- [5] PACHECO M., FUJINO Y., SULEKH A., Estimation curve for modal damping in stay cables with viscous damper, *Journal of Structural Engineering*, vol. 119, **6**, 1993.
- [6] CRÉMONA C., Courbe universelle pour le dimensionnement d'amortisseurs en pied de hauban, *Revue française de génie civil*, **1**, 1997.
- [7] GOURMELON J.-P., Wire rope in civil engineering structures; Working group 4 report, *OIPEEC Bulletin*, **70**, 1995.
- [8] BREVET P., SIEGERT D., Fretting fatigue of seven wire strands axially loaded in free bending fatigue tests, *Endurance of wire ropes under fluctuating tension*, *OIPEEC Technical meeting*, Stuttgart, 1995 & *OIPEEC Bulletin*, **71**, 1996.
- [9] SIEGERT D., BREVET P., ROYER J., Failure mechanisms in spiral strands under cyclic flexural loading close to terminations, The application of endurance prediction for wire ropes, *OIPEEC Round Table Conference*, Reading, 1997.
- [10] GOURMELON J.-P., Wire rope in civil engineering structures, Working group 4 report, *OIPEEC Bulletin*, **74**, 1997.
- [11] SIEGERT D., Initiation of fretting fatigue cracks in spiral multi-layer strands, *OIPEEC Bulletin*, **78**, 1999.
- [12] GOURMELON J.-P., Wire rope in civil engineering structures, Working group 4 report, *OIPEEC Bulletin*, **78**, 1999.
- [13] SIEGERT D., *Mécanismes de fatigue de contact dans les câbles de haubanage du génie civil*, Thèse de doctorat n° ED 82-254, Université de Nantes, décembre 2000.
- [14] BREVET P., SIEGERT D., Analysis of local effects of mechanical solicitations on stay cables ; bending of a helical wire in contact with a core wire, *Practical application of wire rope endurance research*, *OIPEEC Round Table Conference*, Delft, 1993.
- [15] BECKER K., La résistance à la fatigue des câbles d'acier, *Le Tréfilé*, **29**, 1979.
- [16] LLORCA J., SANCHEZ GALVEZ V., Fatigue threshold determination in high cold drawn eutectoid steel wires, *Engineering Fracture Mechanics*, vol. 26, **6**, 1987.
- [17] DELCLOS A., SIEGERT D., Interwire contact stress of spiral strands. Application to the endurance prediction, *Structural Integrity in the 21<sup>st</sup> century*, Cambridge, 19-21 septembre 2000.
- [18] DELCLOS A., SIEGERT D., Adaptation géométrique des contacts dans les câbles de haubans, *14<sup>ème</sup> congrès français de mécanique AUM-AFM*, Toulouse, 30 août-3 septembre 1999.
- [19] DELCLOS A., Études des contacts élastoplastiques dans les câbles de haubans, *Colloque national Mécamat*, Aussois, 23-27 janvier 2000.
- [20] DELCLOS A., *Comportement élastoplastique du contact entre fils d'un câble*, Thèse de doctorat n° ED 0367-006, Université de Nantes, décembre 2000.
- [21] GOURMELON J.-P., Wire rope in civil engineering applications, Working group 4 report, *OIPEEC Bulletin*, **82**, 2001.
- [22] SIEGERT D., Prediction of the fatigue limit of stay cables, *Rope terminations and fitting*, *OIPEEC Round table conference*, Bethlehem, 2001.



- [23] SASSE J.-Y., SIEGERT D., D'HERBES P., BOTELLA D., Rope termination performance in free bending fatigue, *Rope terminations and fitting, OIPEEC Round table conference*, Bethlehem, **2001**.
- [24] GOURMELON J.-P., Fatigue of staying cables, Organisation and results of the research programme, *Stuttgarter Seiltag 2002*, Stuttgart, 21 février **2002**.
- [25] GOURMELON J.-P., Fatigue of staying cables, Organisation and results of the research programme *OIPEEC, Bulletin*, **84**, décembre **2002**.
- [26] BREVET P., SIEGERT D., *Fatigue des câbles de haubanage*, ERLPC (à paraître).
- [27] Recommendations for Stay-Cable Design, Testing and Installation. PTI Publications NM, March **2001**.