

Zeitschrift: Ingénieurs et architectes suisses
Band: 110 (1984)
Heft: 23

Artikel: Détermination des caractéristiques optimales des assises non linéaires de machines en régime transitoire
Autor: Spénztas, Constantin N.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-75358>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. [Mehr erfahren](#)

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. [En savoir plus](#)

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. [Find out more](#)

Download PDF: 22.02.2026

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>

Détermination des caractéristiques optimales des assises non linéaires de machines en régime transitoire

par Constantin N. Spentzas, Athènes

Le problème de la détermination des caractéristiques optimales des assises non linéaires de machines en régime transitoire est ici résolu par une méthode numérique sur micro-ordinateur en couplant un programme d'intégration des équations différentielles du mouvement avec un programme d'optimisation multivariable. Des expériences avec différentes méthodes d'intégration et d'optimisation conduisent au choix des algorithmes de Runge-Kutta du 4^e ordre pour l'intégration et de Box pour l'optimisation. L'influence de la formulation mathématique du problème physique sur le résultat ainsi que la nécessité d'imposer des conditions de restriction sont discutées et clairement illustrées par un exemple d'application.

1. Introduction

Différentes méthodes sont utilisées par les ingénieurs pour dimensionner les assises de machines. Certaines sont des méthodes analytiques [1, 2]¹, d'autres des méthodes graphiques [3]. Mais toutes ont une caractéristique commune : elles ne considèrent que le mouvement permanent du système.

Le problème du mouvement transitoire des assises a été systématiquement abordé pour la première fois, à notre connaissance, par Dietrich et Sommer [4, 5]. Ils ont mis en évidence le phénomène bien connu d'apparition de vibrations et d'efforts d'une amplitude très importante lorsqu'on franchit les fréquences propres du système. Pour les systèmes à un degré de liberté, ils ont également mis au point des abaques présentant systématiquement leur comportement en fonction des différents paramètres [4]. Ces auteurs ont étendu leur travail à des systèmes à plusieurs degrés de liberté [5], mais eux-mêmes signalent que leur systématique se termine à ce point. Il incombe à l'ingénieur constructeur de trouver une combinaison optimale des différents paramètres du problème. Evidemment l'ultima ratio de cette technique serait une synthèse automatisée des assises de machines, basée sur des méthodes d'optimisation polyparamétrique. A notre connaissance, personne jusqu'à présent n'a abordé le calcul des assises par de telles méthodes. Pourtant cela peut être très intéressant en pratique non seulement du point de vue technique mais aussi du point de vue économique. Si maintenant le problème du régime transitoire est étendu à des cas non linéaires, nous avons une raison supplémentaire pour recourir à des méthodes d'optimisation polyparamétrique automatisée, car le nombre des paramètres du système augmente considérablement et

le problème d'optimisation est insoluble manuellement.

Dans notre travail nous nous sommes occupés du problème de la synthèse automatisée de tels systèmes non linéaires. Par de tels systèmes nous entendons non seulement les assises actives, elles-mêmes sources de vibrations, mais également les assises passives isolant des appareils ou instruments et les protégeant des vibrations du sol et de façon plus générale, n'importe quel système modélisé par des éléments discrets (masses, ressorts et amortisseurs). Par exemple une voiture automobile peut être considérée comme une masse sur des ressorts non linéaires.

Trois problèmes importants ont été examinés dans le cadre de notre travail : 1) les méthodes d'intégration ; 2) les méthodes d'optimisation ; 3) la formulation du problème qui se prête mieux à la synthèse automatisée. Pour les trois nous avons effectué une série de recherches visant à répondre aux questions soulevées. Nous désirons publier les résultats obtenus et présenter un exemple qui montre l'efficacité de la méthode proposée.

2. Equations du système

Considérons un système machine-assise représenté par un modèle constitué d'éléments discrets (masses, ressorts et amortisseurs). Soit $E(t)$ l'excitation du système et $X(t)$ la réponse de cela à cette excitation.

Nous pouvons écrire les équations de mouvement sous la forme très compacte : $E_M(t) + E_D(t) + E_K(t) - E(t) = 0$ (2.1) Ces grandeurs désignent respectivement les efforts (forces ou moments suivant le cas) d'inertie, d'amortissement, de raideur et d'excitation, toutes étant des vecteurs fonctions du temps.

Pour écrire (2.1) explicitement il faut connaître les équations d'état de tous les éléments discrets du modèle. Ce sont des relations de la forme :

$$E_M(t) = M \ddot{X}(t) \quad (2.2)$$

$$E_D(t) = D \dot{X}(t) \quad (2.3)$$

$$E_K(t) = K X(t) \quad (2.4)$$

$X(t)$ est la réponse du système ; c'est un vecteur dont les éléments sont les degrés de liberté du système. Les points désignent des dérivations par rapport au temps. M est la matrice des masses dans laquelle interviennent des masses et des moments d'inertie par rapport aux axes considérés. D est un opérateur linéaire ou non linéaire, opérant sur les vitesses des degrés de liberté et caractérisant le comportement d'amortissement du système (dans le cas linéaire D est la matrice d'amortissement). K est un opérateur linéaire ou non linéaire, opérant sur les degrés de liberté et caractérisant la raideur du système (dans le cas linéaire K est la matrice de raideur).

En substituant les équations d'état dans (2.1) nous obtenons :

$$M \ddot{X}(t) + D \dot{X}(t) + K X(t) = E(t) \quad (2.5)$$

3. Résolution des équations et optimisation

L'intégration des équations (2.5) est possible par une des méthodes numériques sur micro-ordinateur. Nous en avons essayé plusieurs [6, 7], même des méthodes à pas d'intégration variable, ce qui, à première vue, paraît intéressant à cause de la variation de la pulsation en régime transitoire. Mais nous avons constaté que le temps de calcul est plus long avec de telles méthodes. Remarquons que la rapidité d'exécution est très importante dans notre cas, parce que les équations doivent être résolues plusieurs fois, durant le procédé de variation automatisée des paramètres. Les résultats les plus satisfaisants ont été obtenus avec la méthode classique de Runge-Kutta du 4^e ordre.

En mettant (2.5) sous la forme :

$$\ddot{X} = A(t, X, \dot{X}) \quad (3.1)$$

nous pouvons utiliser les relations suivantes [8] :

$$X_{i+1} = X_i + \dot{X}_i \cdot h + (K_1 + K_2 + K_3) \cdot h/6$$

$$\dot{X}_{i+1} = \dot{X}_i + (K_1 + 2K_2 + 2K_3 + K_4)/6$$

$$K_1 = A(t_i, X_i, \dot{X}_i) \cdot h$$

$$K_2 = A(t_i + h/2, X_i + \dot{X}_i \cdot h/2, \dot{X}_i + K_1/2) \cdot h$$

$$K_3 = A(t_i + h/2, X_i + \dot{X}_i \cdot h/2 + K_1 \cdot h/4, \dot{X}_i + K_2/2) \cdot h$$

$$K_4 = A(t_i + h, X_i + \dot{X}_i \cdot h + K_2 \cdot h/2, \dot{X}_i + K_3) \cdot h \quad (3.2)$$

h étant le pas d'intégration. Le choix d'un pas suffisamment petit (20 points d'intégration par période) nous garantit la stabilité et la précision de la méthode.

Le programme d'intégration précité a été couplé avec un programme basé sur un algorithme d'optimisation polyparamétrique comportant des conditions de restriction. Comme tel nous avons choisi l'algorithme de Box [9], car nos études ont prouvé qu'il donnait des meilleurs résultats. Cela concorde avec les expériences faites par Pruffer [10].

L'algorithme de Box appartient à la famille des méthodes d'optimisation dites méthodes de recherche. Il permet

¹ Les chiffres entre crochets renvoient à la bibliographie en fin d'article.

de déterminer le minimum d'une fonction polyparamétrique dans des conditions de restriction :

$G(P_1, P_2, \dots, P_l)$ minimum

avec $L_i \leq P_i \leq H_i$

$i = 1, 2, \dots, l, l+1, \dots, m$ (3.3)

Les paramètres implicites P_{l+1}, \dots, P_m peuvent être des fonctions des paramètres explicites P_1, \dots, P_l . Les limites L_i et H_i sont des constantes ou des fonctions des paramètres explicites.

La méthode présente le grand avantage de ne pas exiger le calcul de dérivées de la fonction G par rapport aux paramètres. L'algorithme procède de la façon suivante : initialement on génère un complexe de q points ($q \leq l+1$) constitué d'un point de départ de notre choix et de $q-1$ points supplémentaires générés par des nombres aléatoires R_{ij} et par les conditions (3.3) comme suit :

$$P_{ij} = L_i + R_{ij} (H_i - L_i) \quad i = 1, \dots, l$$

$$0 \leq R_{ij} \leq 1 \quad j = 1, \dots, q-1$$

$$(3.4)$$

Les points obtenus doivent satisfaire aux conditions explicites et implicites. Si une condition explicite n'est pas satisfaite, le point est déplacé d'une petite quantité δ vers l'intérieur du domaine. Si une condition implicite n'est pas respectée, le point est déplacé à mi-distance vers le barycentre des autres points du complexe :

$$P_{ij}(\text{nouveau}) = P_{ij}(\text{ancien}) + \bar{P}_{ic}/2 \quad (3.5)$$

Les coordonnées du barycentre sont données par :

$$\bar{P}_{ic} = \frac{1}{q} \sum_{j=1}^q P_{ij} - P_{ij}(\text{ancien}) \quad i(q-1) \quad (3.6)$$

On procède ainsi jusqu'à ce que tous les points du complexe satisfassent aux conditions données.

A chaque point du complexe nous évaluons la fonction à rendre minimale. Le point correspondant à la valeur la plus élevée de la fonction est remplacé par un nouveau point calculé par la relation :

$$P_{ij}(\text{nouveau}) = \alpha [\bar{P}_{ic} - P_{ij}(\text{ancien})] + \bar{P}_{ic} \quad (3.7)$$

Box conseille de prendre $\alpha = 1.3$. Si le point obtenu persiste à donner la valeur

la plus élevée de la fonction, on le déplace à mi-distance vers le barycentre des autres points. Evidemment pour chaque nouveau point on doit contrôler que les conditions explicites et implicites sont satisfaites.

La méthode converge dans un temps raisonnable au minimum de la fonction. Le critère de convergence appliqué est le suivant : on contrôle qu'à chaque point du complexe les valeurs de la fonction à rendre minimale ne diffèrent pas entre elles de plus d'une petite quantité β et cela pour un nombre γ d'itérations consécutives. β et γ peuvent être choisis selon les besoins du problème.

4. Application

Pour appliquer cette méthode au cas du régime transitoire des systèmes à plusieurs degrés de liberté, nous devons trouver des grandeurs capables de conduire à la synthèse automatisée du système. Ces grandeurs doivent être mises sous la forme (3.3). Comme paramètres P_i nous pouvons choisir des grandeurs caractérisant le comportement physique du système, par exemple l'amplitude maximale de crête du déplacement, l'amplitude maximale de crête des forces transmises au sol, les fréquences propres, etc.

Mais nous pouvons facilement constater que cela ne suffit pas pour résoudre le problème. Nous devons, en plus, introduire certaines conditions de restriction. Si ces dernières paraissent superflues du point de vue mathématique, elles sont néanmoins indispensables, car elles permettent d'introduire dans l'algorithme la logique de l'ingénieur constructeur.

Pour illustrer le raisonnement précédent et montrer l'efficacité de la méthode, nous allons considérer un exemple d'application. C'est l'exemple le plus simple qu'on puisse imaginer. Il comporte seulement deux paramètres, mais nous l'avons choisi pour éclairer la méthode. Du moment que cela est fait, il n'y a aucune difficulté pour l'appliquer à des cas avec plusieurs degrés de liberté comportant de nombreux paramètres.

Considérons une machine quelconque posée sur des ressorts. Lors de son fonctionnement en régime transitoire elle donne naissance à des vibrations dues à l'impossibilité d'équilibrer parfaitement son rotor. Nous allons étudier son mouvement vibratoire dans la direction verticale.

L'équation d'état des ressorts que nous allons considérer est de la forme :

$$f_k = \omega^2 x (a + bx^2) \quad (4.1)$$

Les paramètres de ce système sont $P_1 = a$ et $P_2 = b$. Certaines des possibilités de variation de ces paramètres sont données en figures 1, 2 et 3. La figure 1 a été tracée pour $a = 1$ et $b > 0$ et correspond à des ressorts durcissants. La figure 2 a été tracée pour $a = 1$ et $b < 0$ et représente des ressorts attendrissants. Remarquons que les ressorts des courbes (3) et (4) n'existent pas en réalité, car évidemment la force du ressort et son déplacement ne peuvent pas avoir des signes contraires. La figure 3 représente des ressorts durcissants pour $a = 0$ et $b > 0$.

L'équation du mouvement vertical de la machine s'écrit :

$$\ddot{x} + 2\zeta\omega\dot{x} + \omega^2 x (a + bx^2) = \mu r (\Omega^2 \sin\varphi + \dot{\Omega} \cos\varphi) \quad (4.2)$$

avec

$$\omega^2 = k/M \quad (4.3)$$

$$\mu = m/M \quad (4.4)$$

$$\zeta = d/d_c \quad (4.5)$$

$$d_c = 2M\omega = 2(kM)^{1/2} \quad (4.6)$$

M est la masse totale du système ; m la masse du balourd se trouvant à la distance r de l'axe de rotation de la machine ; d et d_c le coefficient d'amortissement actuel et critique ; φ l'angle de rotation du balourd et Ω la pulsation de la machine. Nous admettons une variation linéaire de la pulsation en fonction du temps :

$$\Omega = \Omega_0 + t \dot{\Omega} \quad (4.7)$$

ce qui correspond à une variation quadratique de l'angle de rotation :

$$\varphi = \varphi_0 + t\Omega_0 + \frac{1}{2} t^2 \dot{\Omega} \quad (4.8)$$

Les calculs sont effectués en considérant $\dot{\Omega} = 0,01 \omega^2$, $mr = 0,0001 \text{ mKg}$ (4.9)

$\omega = 12,65 \text{ rad/s}$ alors que la pulsation de service est égale à $24,8 \text{ rad/s}$.

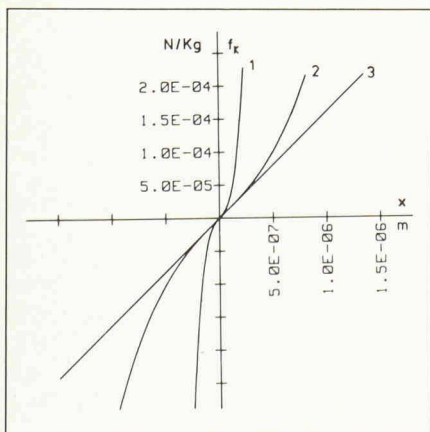


Fig. 1. — Tracé de $f = x(1 + bx)$ pour (1) $b = 1.0E14$, (2) $b = 1.0E12$, (3) $b = 1.0E6$.

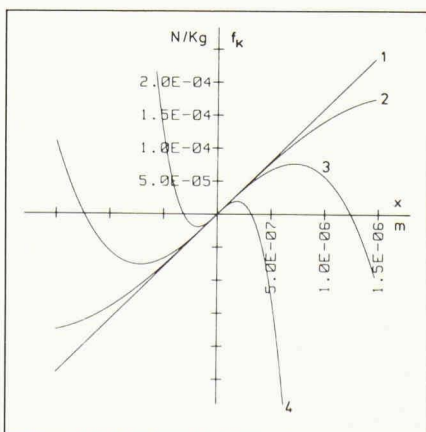


Fig. 2. — Tracé de $f = x(1 + bx)$ pour (1) $b = -1.0E6$, (2) $b = -1.2E11$, (3) $b = -6.5E11$, (4) $b = -1.0E12$.

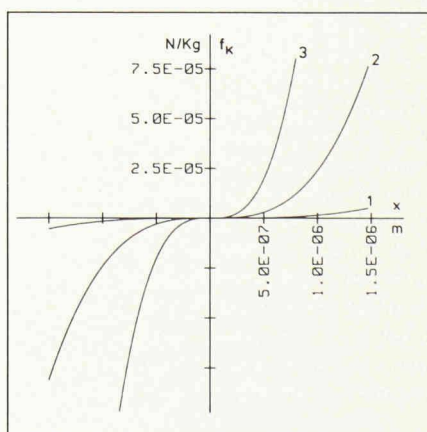


Fig. 3. — Tracé de $f = bx$ pour (1) $b = 1.0E10$, (2) $b = 1.5E11$, (3) $b = 1.0E12$.

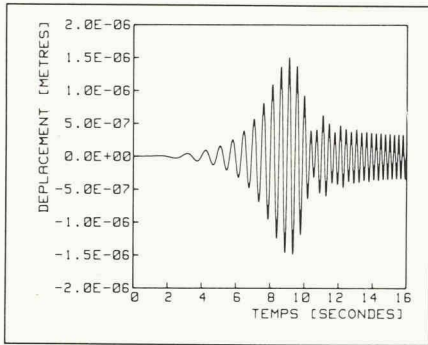


Fig. 4. — Réponse transitoire de la machine reposant sur des ressorts linéaires ($a=1, b=0$): $x_{\max} = 1.51E-6$ m, $f_{\max} = 242E-6$ N/kg.

Point de départ dans notre étude doit être le cas de la figure 4 qui correspond à des ressorts linéaires ($a=1, b=0$) et illustre l'aspect physique du problème: lors du démarrage de la machine, comme sa pulsation croît de zéro à la valeur de service, l'amplitude de crête du déplacement vertical croît et après neuf secondes environ atteint une valeur maximale de $1.51E-6$ mètres (passage par la fréquence propre du système). Ensuite elle décroît jusqu'à la valeur du régime permanent ($0.34E-6$). Les valeurs correspondantes de la force transmise au sol sont respectivement $242E-6$ et $54E-6$ N/Kg (en négligeant la contribution de la force d'amortissement qui est très faible).

Les grandeurs qui peuvent conduire à la synthèse automatisée sont l'amplitude maximale du déplacement de crête x_{\max} ou l'amplitude maximale de la valeur de crête de la force transmise au sol f_{\max} . Mais, si nous ne prenons pas des précautions spéciales, ces grandeurs peuvent

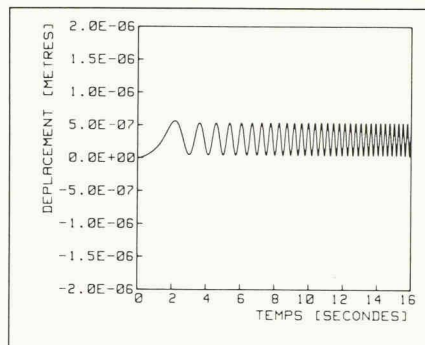


Fig. 5. — Réponse transitoire du système pour $a=0, b=0$ (élimination des ressorts): $x_{\max} = 0.563E-6$, $f_{\max} = 0$.

nous conduire à des cas extrêmes qui n'ont aucun intérêt pratique. Deux exemples caractéristiques sont données aux figures 5 et 6: 1) Le cas de la figure 5 est obtenu pour $a=0, b=0$ et correspond à la suppression du ressort ($f_{\max} = 0$ et $x_{\max} = 0.563E-6$); le mouvement du système est celui d'un corps libre sous l'action d'une force qui change périodiquement de signe; 2) Le cas de la figure 6 correspond à $a=1$ et $b=1.5E17$ valeurs qui définissent un ressort très raide donnant $x_{\max} = 0.0274E-6$ et $f_{\max} = 498E-6$; la diminution de x_{\max} est obtenue par une augmentation de f_{\max} . Par conséquent ces deux cas extrêmes doivent être exclus. Cela est facile à obtenir en imposant par exemple les conditions de restriction suivantes:

$$1E6 < b < 1E14 \text{ et } 0 < a \quad (4.10)$$

$$1.5E-6 \leq f_k < 54E-6$$

$$\text{ou } 1.5E-6 \leq f_k < 242E-6 \quad (4.11)$$

La borne inférieure de $1.5E-6$ correspond à la valeur admissible de la force transmise au sol et sert à exclure le cas de la figure 5 ci-dessus. La borne supérieure de $54E-6$ ou $242E-6$ correspond au cas linéaire de la figure 4 et peut servir pour exclure le cas de la figure 6.

Un autre cas que nous désirons discuter est celui des ressorts représentés par les courbes (2) et (3) de la figure 2. Comme il n'existe pas de ressorts donnant une force négative pour un déplacement positif, nous sommes conduits à imposer la condition de restriction:

$$x \cdot f_k > 0 \quad (4.12)$$

L'application de l'algorithme en considérant x_{\max} comme grandeur à rendre minimale sous les conditions de restric-

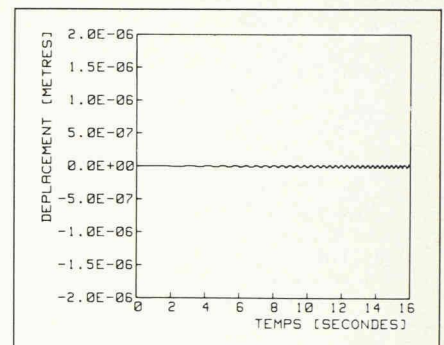


Fig. 6. — Réponse transitoire du système pour $a=1, b=1.5E17$ (ressorts extrêmement raides): $x_{\max} = 0.0274E-6$, $f_{\max} = 498E-6$.

tion précitées, nous conduit au résultat de la figure 7 correspondant à $a=0, b=1.5E11$, $x_{\max} = 0.399E-6$ et $f_{\max} = 1.525E-6$.

Ce résultat nous donne satisfaction mais nous voulons montrer certains cas complémentaires qui mettent en valeur notre résultat et prouvent l'utilité des conditions de restriction:

1) Le cas de la figure 8 correspond à des valeurs des paramètres très proches de l'optimum ($a=0, b=1E12$); après 16 secondes donne $x_{\max} = 2.424E-6$ et cette valeur continue à augmenter avec le temps;

2) Le cas de la figure 9 est obtenu pour $a=1, b=1E14$. Son intérêt est qu'il correspond à $x_{\max} = 0.302E-6$ (même ordre de grandeur que la x_{\max} optimale) mais à $f_{\max} = 489E-6$ (valeur beaucoup plus élevée qu'à l'optimum);

3) Le cas de la figure 10 correspond à $a=1, b=-6.5E11$, $x_{\max} = 1.08E-6$ et $f_{\max} = 113E-6$. Il est intéressant parce qu'il met en action la condition de restriction (4.12).

5. Conclusions

Les résultats précédents démontrent que la méthode de synthèse automatisée que nous avons présentée est efficace. De plus nous considérons que celle-ci s'aligne avec les tendances actuelles qui visent à tirer profit de l'utilisation de l'ordinateur dans tous les domaines de la technique. Et il faut reconnaître que sans l'ordinateur la «détermination des caractéristiques optimales des assises non linéaires de machines en régime transi-

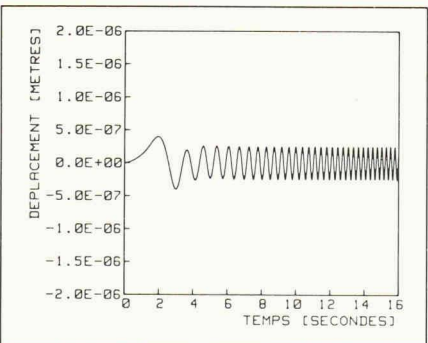


Fig. 7. — Réponse optimale du système en régime transitoire ($a=0, b=1.5E11$): $x_{\max} = 0.399E-6$, $f_{\max} = 1.525E-6$.

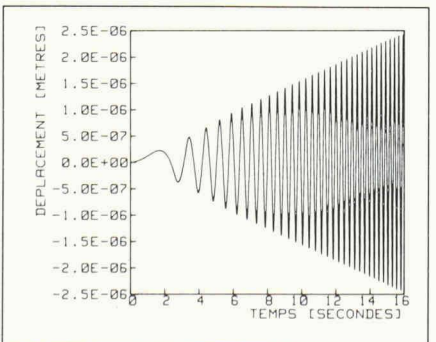


Fig. 8. — Réponse transitoire du système pour $a=0, b=1E12$: $x_{\max} = 2.424E-6$.

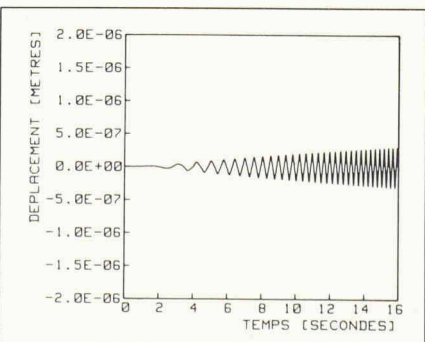


Fig. 9. — Réponse transitoire du système pour $a=1, b=1E14$: $x_{\max} = 0.302E-6$, $f_{\max} = 489E-6$.

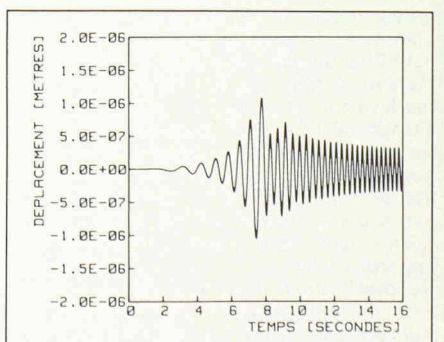


Fig. 10. — Réponse transitoire du système pour $a=1, b=-6.5E11$: $x_{\max} = 1.08E-6$, $f_{\max} = 113E-6$.

Bibliographie

- [1] HARRIS & CREDE: *Shock and vibration handbook*, McGraw-Hill.
- [2] BUZDUGAN: *Fondations de machines*, Eyrolles.
- [3] PASCHOUD & WIESER: *Calcul graphique des assises de machines*, Ingénieurs et architectes suisses, n° 2, 20 janvier 1983.
- [4] DIETRICH G. & SOMMER J.: *Das instationäre Verhalten des linearen Schwingers mit einem Freiheitsgrad*, VDI-Z Bd. 118 (1976) Nr. 8, S.375/78 & Nr. 10, S.477/82.
- [5] DIETRICH & SOMMER: *Das instationäre Verhalten des linearen Schwingers mit zwei und mehr Freiheitsgraden*, VDI-Z Bd. 120 (1978), Nr. 9, S.428/31.
- [6] RALSTON & WILF: *Mathematical methods for digital computers*, J. Wiley, 1960.
- [7] RALSTON: *Runge-Kutta methods with minimum error bounds*, MTAC, vol. 16, No. 80 (1962).
- [8] KORN & KORN: *Mathematical handbook for scientists and engineers*, McGraw-Hill 1961.
- [9] BOX: *A new method of constrained optimization and comparison with other methods*, Computer J., 8, 42-52, 1965.
- [10] PRUFER: *Parameteroptimierung — Ein Werkzeug des rechnerunterstützten Konstruierens*, Dissertation, Ruhr — Universität Bochum, Schriftenreihe Institut für Konstruktions-technik, Heft 82.2, 1982.

toire» serait restée un rêve. Mais nous devons spécialement insister sur le fait que l'optimisation des systèmes dynamiques n'est pas un simple problème de confection et de couplage de programmes d'ordinateur. Elle exige un travail préparatoire étendu pour choisir et adapter les méthodes de simulation et d'optimisation et un soin particulier pour la formulation mathématique du problème

physique. Nous espérons que cela a été suffisamment éclairé par l'exemple traité.

Le progiciel développé ainsi que nos expériences spécifiques peuvent donner une solution intéressante et économique à divers problèmes préoccupant l'industrie. Nous croyons que de ce point de vue, notre méthode peut aussi être très utile en pratique.

Adresse de l'auteur:

Constantin N. Spentzas
Ing. EPFL/SIA, D'ès sc. techn. EPFL
Maître de conférences à l'Université technique d'Athènes
Deliyanni 52
GR — 14562 Kifissia
Grèce

Actualité

3^e séminaire

«Protection thermique»

Zurich, 4 et 5 octobre 1984

Chaque année, alternativement à Lausanne et à Zurich, les laboratoires spécialisés de nos hautes écoles organisent une rencontre de haut niveau sur les problèmes liés à l'énergie dans l'habitat. Début octobre, devant plus de 200 participants, une soixantaine de conférenciers ont résumé et mis en valeur près de cinquante communications qui concernaient pour moitié l'enveloppe et pour l'autre moitié les installations techniques.

L'impression générale qui se dégage de ces deux journées est que la confiance règne. Le doute n'a pas sa place, on sait exactement de quoi on parle, on mesure l'isolation thermique, on calcule les indices énergétiques d'avance... On peut regretter qu'aucun effort ne soit fait pour voir de plus près si la confiance dans les concepts ayant cours actuellement est encore justifiée.

Isolation thermique: Faut-il vraiment isoler encore plus? On parle maintenant de 14 cm dans les murs. Les problèmes liés aux murs épais et aux murs contre terre ne sont toujours pas abordés.

Inertie thermique: Il est étrange qu'un mode de calcul tenant compte de l'inertie soit enseigné à l'EPFZ depuis des années et qu'il ne semble pas être connu par les conférenciers.

Etanchéité à l'air: On l'exige des ouvrants mais on n'en parle pas pour les toitures.

Température extérieure: Les degrés-jours continuent à être enregistrés sans tenir compte des apports solaires.

Renouvellement d'air: On tend vers un renouvellement quasi nul (SIA 380/1), alors que les résultats concernant les émanations de radon montrent qu'un certain renouvellement permanent est absolument nécessaire.

Comment créer cet échange d'air avec l'extérieur?

Régulation basée sur la température extérieure: La chose est acceptée sans discussion.

Protection thermique en été: Des mesures délibérément «anti-passives» sont prises pour pouvoir «tenir» dans les immeubles en été, sans prendre en compte les répercussions sur la consommation d'énergie en hiver.

On peut donc se demander si une approche plus critique ne devrait pas être encouragée. L'indice de consommation d'énergie avait permis, il y a quelques années, de faire des progrès spectaculaires. La signature énergétique peut maintenant ouvrir de nouvelles possibilités et nous permettre de mieux appréhender l'effet des divers paramètres.

Souhaitons que les prochains séminaires s'ouvrent à des opinions différentes!

Noté au passage:

- «L'écoute énergétique» est la traduction proposée pour l'«energy audit».
- La nouveauté la plus intéressante est sans conteste la façade HIT de Geilinger-Sulzer. Isolation poussée ($K = 0,6$) et apports solaires importants ($g = 0,5$).
- Recherches sur l'éclairage naturel.
- Une «température équivalente» pour déterminer le micro-climat.
- Une approche combinant les prestations énergétiques avec le niveau de confort et l'occupation du local.
- Les principaux résultats des études de cas réels d'amélioration thermique: un abaissement de l'indice à $E = 500 \pm 50$ est possible; une diminution de l'indice de 200 MJ/m² an est obtenue par l'amélioration de l'installation; coût moyen: 150 fr./m².
- Un système de régulation du chauffage adapté à l'occupation réelle des locaux, permettant en plus une répartition individuelle.

Olivier Barde

Au fil des jours

L'escalier de Giacometti

Un ouvrage bâti peut exister sans être ni utilisé ni perçu par l'homme. Cela n'est pas valable pour l'architecture de l'ouvrage. Elle existe seulement quand un homme lui fait face et la perçoit, parce qu'elle est ce dont on prend conscience par la vue, l'ouïe, le toucher et parfois aussi l'odorat. L'architecture n'existe qu'au moment où l'homme en «prend possession». Même des aveugles en sont capables, par le toucher et l'ouïe. L'auditeur d'une pièce radiophonique, en la circonstance également aveugle, se représente l'architecture d'un espace imaginaire d'après l'écho produit par les craquements du sol, des portes et escaliers, par le déplacement des chaises.

C'est ce qui s'est passé en 1961 pour l'ancien Odéon de Zurich. Un escalier, un escalier quelconque s'y trouvait pour gagner l'étage supérieur. Alberto Giacometti occupait avec son épouse une petite table du café, tout en lisant son journal. Soudain je vis Giacometti monter l'escalier: un pas après l'autre, lentement; sur chaque marche en bois, un pas pesant; par-dessus la balustrade, la grande tête se mit en mouvement, la tête avec de grands yeux attentifs et fatigués — le nez également, le nez de Giacometti pareil à celui de ses dessins —; sa large main gauche tint fermement la main courante en chêne, tout en se déplaçant à chaque deuxième pas; derrière la palissade en bois, son corps solidement bâti suivit le mouvement.

Intéressé, j'attendis de le voir redescendre. L'escalier désert, tout en étant devenu le lieu de l'événement, fut rempli à nouveau pour un instant par Giacometti. La main droite reprit possession de la main courante, les pieds des marches, une partie du corps de la balustrade, les yeux de l'ensemble de l'escalier.

L'escalier était devenu un événement pour le témoin et l'utilisateur, ces deux séparés, mais ce-

pendant unis par l'escalier. Le témoin a conservé le souvenir exact de cet escalier, par-delà les ans, tel le souvenir qu'un adulte conserve des escaliers de son enfance et de sa mère portant l'enfant pour franchir les marches. Dans le souvenir du témoin, l'un et l'autre de ces escaliers sont davantage qu'une chose bâtie qui permet de monter ou de descendre: ils sont de l'architecture.

Franz Füg

Les aigles pêcheurs norvégiens servent à reconstituer les effectifs de ces rapaces en Ecosse

Le dernier bastion en Europe des aigles pêcheurs est la Norvège. Cependant le transfert progressif de 75 oisillons, provenant du nord de la Norvège, à l'île de Rhum dans les Hébrides (Ecosse) durant les dix dernières années, a assuré l'établissement d'une vigoureuse réserve de ces rapaces en Ecosse. On pense que l'été prochain les oiseaux norvégiens arriveront à mettre au monde des portées d'oisillons ayant de bonnes chances de survie dans leur nouveau pays. En 1985, on organisera la dernière exportation d'aigles pêcheurs de la Norvège à l'Ecosse.

Ce projet commun à la Norvège et à l'Ecosse, qui vise au repeuplement de celle-ci en aigles pêcheurs, rapaces impressionnants ayant une envergure de plus de 2 m, touche à sa fin. Ce projet fut lancé à l'origine par l'ornithologue Johan Willgoths, de Bergen, mais c'est grâce aux efforts de Harald Misund, de Bodø, que le projet fut mené à bien. Ces dernières années le projet fut financé par la World Wildlife Fondation, et la compagnie pétrolière A/S Norske Shell qui y participa, pour 12 000 dollars, déclare qu'exploitant les ressources naturelles de la mer du Nord, elle désire également se montrer consciente de ses responsabilités écologiques. (norinform)