

An International Publication of Engineering Science



AJOT

ALGERIAN JOURNAL OF TECHNOLOGY

Civil Engineering
Hydraulic Engineering
Mining Engineering
Mechanical Engineering
M e t a l l u r g y

2000

Series A Volume 14 Number 1

ISSN 1111 - 357 X

ALGERIAN JOURNAL OF TECHNOLOGY

Série A

Directeur de la Publication
Directeur de la Rédaction
Diffusion et Abonnement
Publicité et Sponsoring

Pr. M.K.Berrah
Pr.A.Zerguerras
C. Larbes
M.Bouabdellah

Comité de Coordination (E.N.P , Alger)

Kettab, A.
Larbi, S.

Mesrati, N.
Tiliouine, B.

Comité Scientifique

Ait-Ali, M.A	ENP, Alger	Algérie
Abadlia, M.T	I.N.M.C Boumerdes	Algérie
Bali, A	ENP, Alger	Algérie
Bard, P.Y	LCPC, Paris et Univer.J.Fourier	France
Berrah M.K	ENP, Alger	Algérie
Besbes.M	E.N.I.T., Tunis	Tunisie
Benyoucef B	Université de Tlemcen	Algérie
Bouzabata, B	Université d'annaba	Algérie
Bouaziz, M	ENP, Alger	Algérie
Charif, A	Université de Batna	Algérie
Courtad, R.M	Université de Lyon	France
David,J.M	E.N.S. d'arts et Métiers-Lille	France
Flavigny, E	I.M.G-EHMG-Grenoble	France
Foray, P	I.N.P.G-Grenoble	France
Guerrak, S	ENP, Alger	Algérie
Gahmousse, A	E.N.E.S, Tebessa	Algérie
Kerkar, M	ENP, Alger	Algérie
Kettab, A	ENP, Alger	Algérie
Larbi,S	ENP, Alger	Algérie
Mohamed-Aguid ,B	ENP, Alger	Algérie
Mesrati, N	ENP, Alger	Algérie
Nacib,B	Université de Constantine	Algérie
Rechak, S	ENP, Alger	Algérie
Salhi, ES.	ENP, Alger	Algérie
Swamy, R..M	Sheffield University	Grande Bretagne
Tiliouine, B	ENP, Alger	Algérie
Thimus, J.F	U.C.L, Louvain	Belgique
Thirriot,C	I.N.P.T, Toulouse	France
Treheux, D	Ecole Centrale de Lyon	France
Zech,Y	U.C.L, Louvain	Belgique

Le Comité de lecture peut consulter tout spécialiste reconnu pour un domaine donné, dont le nom ne figure pas dans cette liste.

Avant – propos

Dans les volumes 12 et 13 de l'A.J.O.T. Le thème de l'avant propos portait sur la recherche scientifique et sa contribution au développement, ainsi que sur les publications qui permettent de diffuser ses résultats. Celui-ci est centré sur l'évaluation de la recherche dans un contexte de mondialisation tout en restant cohérent et ouvert à tout enrichissement ultérieur.

La globalisation du marché progresse aux dépens des prérogatives nationales. Elle se réalisera soit sous notre conduite réfléchie avec nos alternatives et nos choix, soit sous notre participation passive sans en avoir compris les motivations réelles. Un peuple mature, jouissant des libertés d'une démocratie authentique, est mieux préparé pour sélectionner les dispositions de cette mondialisation qui lui conviennent et de rejeter ou négocier les autres. Pour ne pas perdre et rester dans les limites des avantages comparatifs, une formation continue de la population active s'avère nécessaire et en particulier en direction d'une « conscience collective » et d'une « intelligence économique ». Ce type de formation est déjà mis en œuvre dans de nombreux pays occidentaux et aussi tel que l'Inde pour éviter toute déviation de la démocratie acquise. L'objet de cette formation est que chaque individu doit être apte à se gérer en connaissance de cause, de discerner ce qui lui est bon de ce qui ne l'est pas, de fonder ses décisions sur des éléments fiables en temps réel.

Dans le cas des groupes, il y a en plus l'échange d'informations et le bénéfice du débat. Pour intégrer la mondialisation sans mal, la démarche scientifique à suivre couvre plusieurs étapes la première est celle de la connaissance, de l'observation, de l'identification, de la classification, de la mise en ordre, de l'analyse de ces données en concomitance avec les actions nécessaires à leur obtention, leur accumulation, leur classement et leur traitement.

L'étape suivante passe de l'analyse qualitative à l'établissement de relations causales quantifiantes entre les grandeurs des différents facteurs entrant en jeu. Cette formation des lois doit préciser la qualité de l'inférence causale ainsi produite, et prendre en compte tous les facteurs essentiels, nécessaires à une bonne prédiction des effets attendus. Les contributions d'ordre supérieur seront prises en charge dans un modèle plus affiné, permettant une simulation plus proche de la réalité, avec possibilité de synthèse de tout système qu'il soit compliqué, linéaire ou non linéaire, mais néanmoins commandable.

L'application de ces résultats, au de là de l'aide à la prise de décision, aussi bien dans un cadre micro-économique que macro-économique, répond à un objectif final qui peut être global, ou le simple maintien des paramètres présentés par les différents indicateurs, courbes du 'tableau de bord', . . . dans la plage d'intérêt ; puisqu'il est désormais question de gouvernement d'Entreprise ou 'Corporate governance'.

Evidemment en sciences humaines la diversité considérable existante entre les individus, ou les groupes sociaux fait que les comportements ne sont pas prévisibles de façon exacte et univoque. Le but ultime reste alors une modélisation statistique à partir d'une connaissance même partielle des paramètres caractéristiques du sujet étudié. Ce type de modélisation doit être suffisant pour prédire correctement le comportement d'individus isolés ou en groupes en réponse à des stimulus choisis. Cet objectif de modélisation ne fonctionnera de façon satisfaisante que si les données, statistiques en particulier, sont assez fiables et disponibles en temps opportun.

L'évaluation en général de la démarche et de la précision des résultats d'une recherche dans la durée, devrait se faire sans erreur de jugement, surtout lorsque l'on sait que des périodiques de

recherche, de grande renommée se sont laissés tromper plus d'une fois, dans la sélection des articles à publier. Même l'Internet qui constitue une facilité de communication n'est pas à l'abri d'informations erronées issues de la propagande, de l'intoxe, de la publicité... Le tri n'est pas aisé. Alors quel esprit critique faut-il adopter pour évaluer les résultats d'une recherche ?

Un esprit critique est une attitude positive, de libre examen, orientée vers l'objectivité, de façon méthodique, mathématique dans l'observation, l'interprétation et l'évaluation des travaux d'une recherche et de ses résultats, à l'opposé des critiques fondées seulement sur des a priori contre-productives qui n'apportent rien à la démarche scientifique. Dans ce dernier cas de l'attitude négative, subjective, l'évaluation d'une publication de recherche se fait souvent seulement à l'aune de la célébrité de la revue qui en constitue le support, sans tenter d'apprécier l'intérêt du travail et la qualité de ses résultats.

L'invalidité ou la mise en doute d'une théorie peut se présenter quand elle ne peut expliquer l'existence d'une relation relevant de son domaine d'application. Cependant, une théorie n'est pas nécessairement à rejeter par ce qu'elle n'explique pas tous les faits, ou que certains lui soient contradictoires, sauf si une meilleure théorie est proposée. Celle-ci pouvant se fonder sur des méthodes analytiques ou numériques plus appropriées à la nature du problème à traiter et /ou étant les plus efficaces du moment. Toute théorie ne s'avère valable, ou ne donne des précisions acceptables que dans un domaine bien défini de chacune de ses variables.

Une recherche expérimentale soignée, se base sur des protocoles qui ne conduisent à aucune ambiguïté dans l'évaluation des résultats. La validité, interne et externe d'une expérience, est nécessaire pour pouvoir procéder à une généralisation induite par l'authenticité des faits qu'elle démontre.

Vis à vis de l'objet de ses travaux, la conviction du chercheur n'est pas sans importance. Un chercheur non convaincu de la validité des résultats de ses travaux, peut être assez habile pour faire une présentation convaincante, mais heureusement pas tout le temps, quels que soient ses talents dans ce domaine. Il se peut aussi, qu'un chercheur soit parfaitement convaincu de la validité des résultats de son travail, et que maladroit en communication, ne parvienne pas à être convaincant dans son exposé. Cette situation est moins fréquente chez les Enseignants - Chercheurs que chez les Chercheurs plein temps. Le fait du chercheur convaincu et convaincant ne constitue pas une garantie totale pour que sa théorie et les résultats de sa recherche soient dans le vrai. Des recherches complémentaires doivent continuer à confirmer les prévisions de la théorie. Il suffit d'un seul cas qui ne la vérifie pas pour l'infirmer, ou poser matière à problème. Cela peut paraître particulièrement laborieux, mais le chercheur se doit de vaincre l'ignorance au profit de la meilleure connaissance tout comme l'artiste se doit de surmonter les problèmes que lui imposent la nature, les règles de son art.

L'évolution, des moyens techniques disponibles et celle de l'état des connaissances, conduit le chercheur à reformuler la problématique objet de ses travaux dans une approche renouvelée, tenant compte de son environnement du moment et peut être même de celui d'un futur proche. Cet environnement n'est pas toujours identique d'un pays à un autre, malgré la disponibilité d'un réseau de communication multi-services à l'échelle planétaire tel que l'Internet. En conséquence la productivité moyenne du chercheur, dépendant en parti de cet environnement, y sera très inégale, très élevée dans les pays développés où la recherche est devenue un phénomène culturel, très faible ailleurs où elle n'est pas organisée voir même peu considérée au point que chaque chercheur est perçu comme 'un Doctus Cum Libro'. Dans la majorité des pays riches post- industriels, le potentiel humain voué à la recherche est constamment valorisé par une sorte de formation continue, par une organisation sans cesse performée, par une meilleure intégration des Enseignants - Chercheurs, des

Universités et des Grandes Ecoles au redéploiement économique, à leur association dans des projets de développement des entreprises productrices de biens et de services, à leur contribution à la culture de la connaissance et de l'action innovante. Alors que les pays sortis dévastés d'une dure et longue colonisation, croulent de nouveau sous le poids d'un endettement qui perdure quoique le principal ait été remboursé plusieurs fois dans certains cas. Les peuples de ces pays peu instruits, déculturés pendant la colonisation n'ont pas songé à réclamer le dédommagement pour faits de colonisation auquel ils pouvaient prétendre ou même y avoir droit, parce que soucieux seulement de retrouver leur indépendance, en souhaitant garder malgré tout des rapports de coopération avec l'ex-puissance occupante et son peuple. Même après avoir valorisé leur potentiel humain post- indépendance, ces pays n'ont pas réussi à le faire contribuer efficacement à leur décollage économique. Bien plus, les chercheurs sont ressentis comme une charge et non comme une force dynamisante. D'où l'émigration vers les pays riches des chercheurs, i.e on continu à assister à un transfert de richesse et de technologie des pays pauvres vers les plus riches. Les pays pauvres ne devraient pas avoir une vision seulement symptomatique de leurs maux ; ils est plus important d'en cerner aussi l'origine, les causes. Par exemple, si l'on veut maintenir les chercheurs dans leur pays d'origine, il ne suffit pas d'attribuer une enveloppe budgétaire plus conséquente au secteur de la recherche, il est nécessaire d'accompagner cette attribution d'une organisation efficiente dotée d'une dynamique non entravée par de lourdes procédures. L'uniformisation civilisationnelle progressive actuelle, cache des ERM⁽¹⁾ toujours croissants aussi bien entre pays, qu'entre les individus d'un même pays, ce qui constituera à la longue une source de conflits sociaux entre les marginaux et les nantis. Il importe donc d'organiser le pays en maintenant l'ERM à un niveau optimal, i.e un compromis entre les motivations favorables à l'esprit d'entreprise et celui d'une justice sociale qui ne dévalorise pas le travail.

Par ailleurs, des institutions comme les universités américaines de Stanford, du M.I.T, de Harvard, de Yale, de Princeton,... donnent des exemples d'intégration réussie de leur travail aux préoccupations d'ordre social et économique de leurs pays. Une analyse comparée de ces intégrations réussies dans les pays avancés ou même moins avancés permettra d'identifier les facteurs clés qui contribuent à cette réussite, et à partir de cette analyse il sera alors possible de lancer une première esquisse à adapter à notre pays.

Avant de clore cet exposé, nous tenons à souligner l'intérêt que suscitent les conférences organisées conjointement par l'Ecole Nationale Polytechnique (E.N.P) et l'Association Des Anciens Elèves (A.D.E.P), tant par les thèmes débattus que par la qualité des membres qui y participent. Nous encourageons cette initiative et nous lui souhaitons une bonne continuation. Nous pensons que cette démarche est également un pas en direction de l'intégration citée plus haut.

Le directeur de rédaction

Professeur : A.ZERGUERRAS

⁽¹⁾ ERM est l'Ecart de Revenu Moyen, par exemple l'(ERM)₁₀ est l'écart des revenus moyens entre les 10% des, plus riches et les 10% des plus pauvres de la population d'un pays.

EVALUATION THERMO-MÉCANIQUE D'UN MOULE EN BÉTON TRÈS HAUTE PERFORMANCE POUR LE PROCÉDÉ D'INJECTION.

Ahmed ATTAR & Richard Connolly

Conseil National de Recherches Canada

Institut des Matériaux Industriels

75 Boul. De Mortagne, Boucherville (Québec) J4B 6Y4

Résumé

Cette étude consiste en l'évaluation thermo-mécanique d'un moule pour le procédé d'injection. Celui-ci est composé d'un noyau métallique et d'une cavité en béton à très haute performance (BTHP) avec une configuration optimisée des canaux de refroidissement.

Des analyses transitoires thermiques basées sur la méthode des éléments finis, ont été effectuées. La distribution de la température dans le moule pendant le refroidissement après chaque injection est calculée et comparée à celle obtenue expérimentalement.

Le comportement mécanique du moule est également analysé en considérant la distribution de température dans le moule à l'injection, la force de fermeture et des pressions internes dans la cavité durant le procédé d'injection.

1. Introduction

Le moulage par injection [1] est un procédé de production en série de pièces identiques à partir d'un moule creux. Il consiste à injecter sous pression un polymère fondu dans une cavité refroidie (Figure 1).

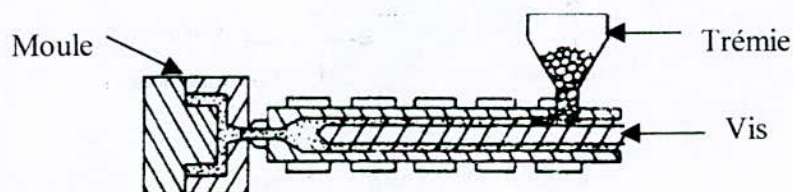


Fig. 1 : Vue Schématique de machine d'injection

Dans le cas des matériaux thermoplastiques, la matière brute se présente généralement sous forme de granulés. Ceux-ci sont introduits dans la trémie d'alimentation. Le plus souvent, le mécanisme d'injection est réalisé par un système à vis qui peut tourner et se déplacer axialement dans un fourreau. La phase de plastification est réalisée à la fois par les mouvements de la vis et par l'apport calorifique de colliers chauffants entourant le fourneau. Lors de l'injection, la vis agit comme piston : elle se déplace axialement vers l'avant, et pousse le polymère fondu dans l'empreinte. Le cycle se poursuit par une phase de compactage visant à assurer le remplissage complet de l'empreinte, une phase de refroidissement durant laquelle la pression au bout de vis reste importante de façon à compenser le retrait du matériau lors de sa solidification, et enfin une phase d'éjection, comprenant l'ouverture du moule et l'éjection du produit fini.

Le moule analysé est conçu de façon à produire des cuvettes en polymère oléfine de type TPO CA53 Hymax. Il comprend le noyau en acier, la cavité en BTHP, le manchon contenant la carotte d'injection et la pièce injectée tel que montré à la figure 2 (un quart du moule). Le BTHP est composé de 45% de carbure de silicium et 55% de pâte de mortier à très haute performance renforcée par des micro-fibres en acier (130 g/l) [2].

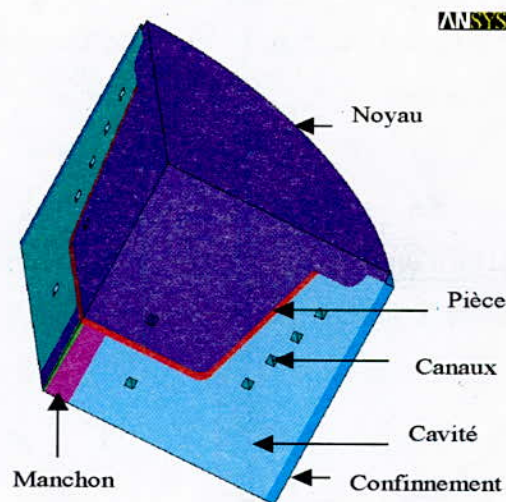


Fig. 2 : Description du moule.

2. Analyse thermique du moule

Pour les simulations, les propriétés des matériaux à la température ambiante sont indiquées dans le tableau 1.

Tableau 1. Propriétés mécaniques et thermiques des matériaux

Matériaux	Conductibilité (BTU/min po °F)	Chaleur spécifique (BTU/lb °F)	Densité (lb/po ³)	Module Young (lb/po ²)
Acier	0.0278	0.11	0.2836	30x10 ⁶
TPO	0.0001	0.831	0.027	-
BTHP	0.001	0.156	0.089	5x10 ⁶

Le transfert de chaleur thermique de la pièce et du moule est simulé en tenant compte des caractéristiques thermiques du BTHP, de l'acier P20 et du polymère injecté. La température au sein des canaux de refroidissement est de 65 °F, et le coefficient de convection dans les canaux est de 0.06 BTU/min po² °F. Pour le refroidissement de la paroi extérieure du moule en contact avec l'air libre non-ventilé, la température ambiante de l'air est de 75°F (24°C) avec un coefficient de convection de 0.0006 BTU/min po² °F.

Un premier cycle avec une température initiale de 75°F dans le moule et de 482°F dans la pièce a été simulé. A la fin de ce cycle, les résultats de température à l'intérieur du moule ont été conservés et ont servi de conditions initiales pour le cycle suivant. La température initiale de la pièce au début de chaque cycle est de 480°F puisqu'après chaque éjection de la pièce il y a de nouveau remplissage du moule (injection). Le temps de cycle considéré est de 2 minutes.

Le moule est testé sur une presse à injection avec des pressions hydrauliques de l'ordre de 500 à 2600 lb/po². Les températures sont mesurées durant le moulage de la pièce à l'aide de thermocouples T1 et T3 installés diamétralement opposés, à mi-hauteur de la cavité dans le plan médian vertical, à 0.1 po de la paroi latérale. Il est à noter que le canal de refroidissement est placé à 0.75 po de cette paroi.

Les températures calculées lors des simulations du refroidissement du moule sont comparées aux lectures des thermocouples durant l'injection.

Tel que représenté à la figure 3, les simulations, obtenues avec le logiciel ANSYS, montrent que la température de la cavité au moment de l'éjection augmente graduellement, et tends à se

stabiliser au bout du septième cycle d'injection vers l'état permanent observé expérimentalement.

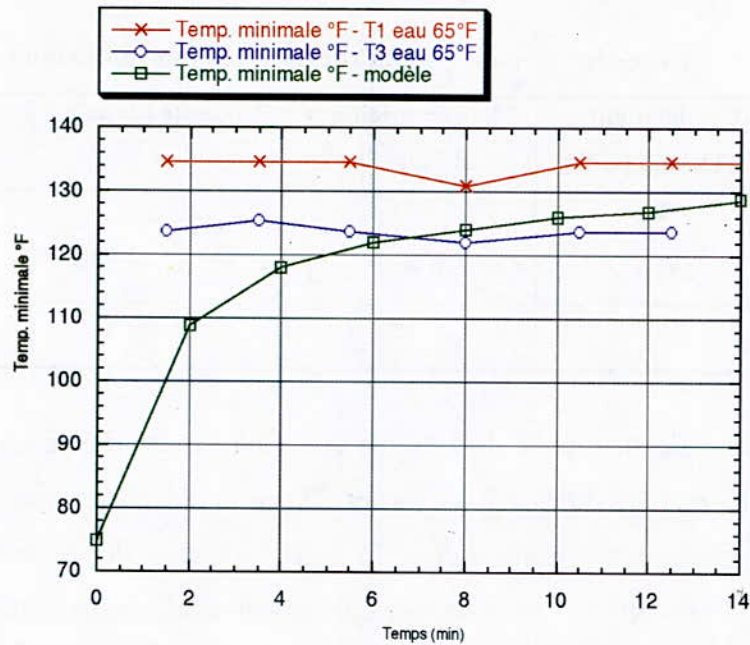


Fig. 3 : Évolution de la température dans la cavité à l'éjection. (calculées et mesurées)

La figure 4, correspondant à la distribution de températures à la fin du septième cycle montre l'importance de la position des canaux par rapport à la pièce sur la dissipation de la chaleur dans le moule. En effet, pour une meilleure efficacité, la configuration des lignes d'eau dans la cavité a été optimisée numériquement sur un modèle simplifié [3].

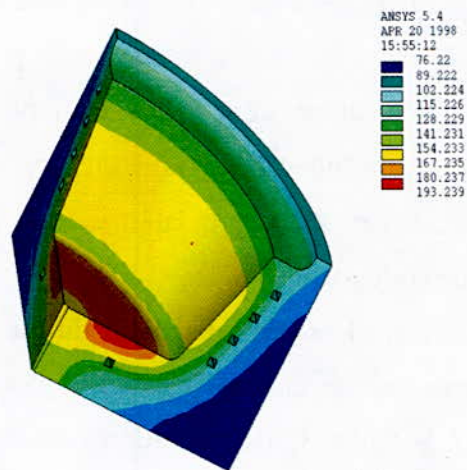


Fig. 4 : Isothermes de refroidissement des températures (°F) dans la cavité, eau à 65°F

3. Analyse mécanique du moule

Une analyse a été réalisée avec le logiciel ANSYS en considérant la pression dans la cavité, la force de fermeture et la distribution de température à l'injection. Il est à noter que la rigidité de la pièce n'est pas prise en ligne de compte dans la simulation.

La figure 5 montre la contrainte équivalente, dans la cavité en BTHP, calculée en considérant le critère de rupture de Von Mises. On constate une concentration de contraintes à l'intersection du fond et la partie circulaire de la cavité avec une valeur maximale de l'ordre de 24,000 lbs/po².

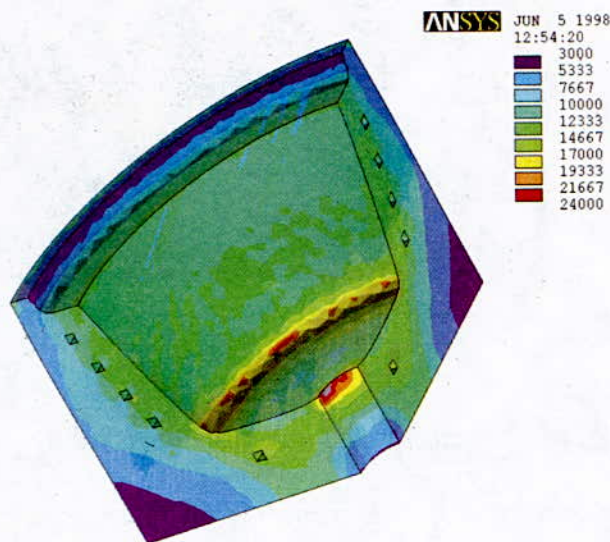


Fig. 5 : Distribution de contraintes dans la cavité.

Le critère de Von Mises n'étant pas approprié pour le béton, une analyse mécanique utilisant le critère de rupture de Buyukozturk [4] est effectuée pour mieux décrire le comportement non-linéaire du BTHP. Les analyses sont menées avec le logiciel Marc [5].

Pour le comportement en traction, le modèle de la fissure distribuée [6] est utilisé pour la description du caractère fissurable du matériau étudié.

Dans ce cas, on a considéré une force de fermeture de 160 tonnes appliquée sur le noyau et d'une pression interne incrémentée par pas de 100 lbs/po². Les contacts entre les différentes composantes du moule ont été pris en compte [7].

La fissuration de la cavité s'amorçait pour une pression d'injection de 700 lbs/po² environ.

Sur la figure 6, on représente la déformation engendrée par l'ouverture de la fissure dans la cavité pour une pression d'injection de 1000 lbs/po².

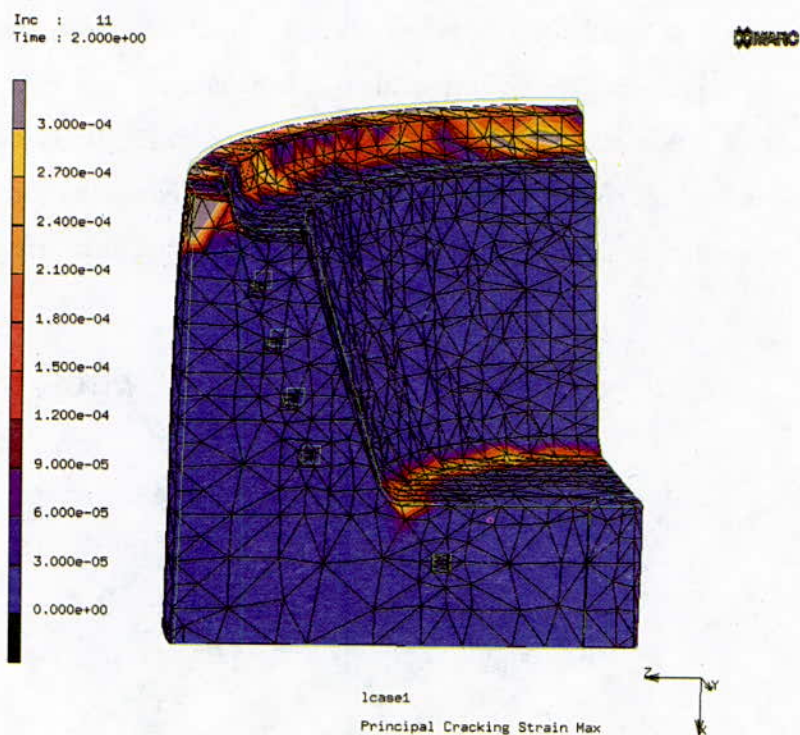


Fig. 6 : Déformation à l'ouverture de la fissure

La fissuration est concentrée dans la même région que celle rencontrée avec le modèle linéaire et correspond au faciès de fissuration observé durant les essais d'injection du moule. Aussi, observe-t-on un endommagement sur le haut de la cavité dû à la force de fermeture appliquée.

4. Conclusion

La distribution des températures dans le moule prédite par le modèle en utilisant des conditions aux limites de transfert de chaleur les plus réalistes entourant le moule durant les essais, montrent une bonne corrélation avec les températures d'éjection observées expérimentalement. L'analyse du comportement mécanique a permis de démontrer qu'une pression d'environ 700 lbs/po² était suffisante pour amorcer des micro-fissures dans la cavité. Les premières fissures, lors des essais du moule, sont d'ailleurs apparues dans cette région. Le matériau BTHP possède une résistance en compression très élevée, mais une résistance insuffisante en tension et n'est donc pas approprié pour résister aux pressions d'injection élevées rencontrées dans ce procédé.

Remerciements

Nous tenons à remercier l'Université Sherbrooke pour la confection du moule en BTHP et Camoplast pour la réalisation des essais expérimentaux.

5. Références

- [1] Rosato Dominick V. & Rosato Donald V., 'Injection Moulding Handbook: Technology, Performance, Markets, Economics', Van Nostrand Reinhold Company, NY, 1985.
- [2] A. Attar, A. Bendada, R. Connolly, Y. Dénomme, É. Dallaire & P.C. Aïtcin, 'Novel Ultra High Performance Concrete as mold material for the Blow Moulding Process', SAMPE Journal, Society for the Advancement of Material and Process Engineering, May-June 2000.
- [3] A. Attar & R. Connolly, 'Optimisation des canaux de refroidissement pour des moules en MCC: Approche numérique', Rapport Technique, NRC, Juillet 1998.
- [4] Konter A.W.A., 'Fracture Mechanics and Concrete Cracking' Marc Analysis Research Corporation, 1988.
- [5] Buyukozturk O., 'Non-linear Analysis of Reinforced Concrete Structures', Computers & Structures, vol. 7, pp. 149-156, 1977.
- [6] Rots J. G., Nauta P., Kusters G. M. A., Blaauwendraad J., 'Smearred Crack Approach and Fracture Localization in Concrete' Heron, vol. 30, n° 1, 1985.
- [7] R. Connolly & A. Attar, 'Optimisation thermo-mécanique et essai d'un moule composite d'injection', Rapport Technique, NRC, Juillet 1998.

INVESTIGATION NUMERIQUE DES EFFETS D'INTERACTION FLUIDE – STRUCTURE PAR COUPLAGE ELEMENTS FINIS – ELEMENTS INFINIS

A. SEGHIR & B. TILIOUINE

Ecole Nationale Polytechnique, Alger, Algérie.

RESUME

Une investigation des effets d'interaction fluide-structure sur le comportement dynamique des structures en contact avec un fluide non borné a été effectuée. Le système fluide-structure typique, pour lequel l'étude a été réalisée, est constitué d'un barrage poids en béton et de sa retenue. Un modèle numérique de couplage éléments finis – éléments infinis est élaboré à cet effet. La structure du barrage est modélisée par la méthode standard d'éléments finis basée sur la formulation en déplacements. Le fluide du réservoir, décrit selon une formulation en pression et une autre en pression – potentiel de déplacements, est subdivisé en deux régions : un domaine fini discrétisé en éléments finis et un domaine infini représenté soit par une frontière de radiation soit par des éléments infinis appropriés.

ABSTRACT

An investigation of the fluid-structure interaction effects on the dynamic behaviour of structures in contact with non confined fluid has been accomplished. The typical fluid-structure system, for which the survey has been achieved, is constituted by a concrete gravity dam and its reservoir. A coupled finite – infinite elements numerical model is performed to this effect. The dam structure is modelled by the standard finite elements method based on the displacements formulation. The reservoir fluid, described ones according to a pressure formulation and another according to a pressure – displacement potential mixed formulation, is subdivided into two regions: a finite domain discretised in finite elements and an infinite domain represented by a radiating boundary or by appropriate infinite elements.

الموضوع

بحث تأثيرات التفاعل الزلزالي مائع - هيكل بازدواج العناصر المنتهية - العناصر اللامنتهية

ملخص

أجرى بحث حول تأثيرات التفاعل مائع - هيكل على السلوك الديناميكي للهياكل الملامسة لمائع غير محدود. الجملة مائع - هيكل النموذجية، التي أُجريت من أجلها هذه الدراسة، مكونة من سدّ حرساني ثقلي و خزّانه. أُجيزَ لهذا الغرض، نموذج عددي بازدواج العناصر المنتهية و العناصر اللامنتهية. مثّل هيكل السد بطريقة العناصر المنتهية المؤسسة على صيغة الانتقالات. وُصِفَ الخزّان حسب صيغتين : الأولى تتركز على مُتغير الضغط و الثانية على صيغة ثنائية مكونة من الضغط و كمون الانتقالات. تقتضي هندسة الخزّان من تقسيمه إلى مجالين : مجال مُنتهي مُقسّم إلى عناصر منتهية و مجال لا نهائي مُمثّل إمّا بمحدّ مُشع ، إمّا بعناصر لا نهائية ملائمة.

كلمات مفتاحية : تفاعل مائع - هيكل، رد فعل زلزالي، عناصر منتهية، عناصر لامنتهية، حد مشع، سد مرن، ماء منضغط،

ضغط هيدروديناميكي

1 INTRODUCTION

L'interaction dynamique fluide-structure joue un rôle important dans la réponse sismique des structures en contact avec l'eau. Une analyse de la réponse sismique des structures telles que les barrages, les réservoirs de stockage et les structures offshore, nécessite la prise en compte des effets d'interaction fluide-structure et, dans quelques circonstances, de la compressibilité de l'eau [4, 6, 8]. Ces effets peuvent introduire des modifications substantielles dans les caractéristiques modales, telles que les fréquences de résonance et les modes propres de vibrations, et causer un comportement en battement dans la réponse dynamique induisant ainsi de considérables amplifications des forces hydrodynamiques résultantes [6].

Dans le but de considérer des systèmes fluide-structure avec frontières irrégulières pour lesquels la solution analytique n'est pas valable, et d'inclure les effets de non linéarités géométriques et matérielles sur la réponse à de fortes excitations sismiques, la discrétisation spatiale par éléments finis ainsi que le schémas d'intégration par différences finis sont souvent utilisés. Cependant, dans beaucoup de situations, des difficultés surviennent dans la discrétisation du domaine fluide dues à son extension pratiquement sans bornes, qui doit être tronquée à une distance assez loin de l'interface fluide-structure pour obtenir des résultats suffisamment acceptables. Ce-ci requiert des efforts numériques considérables pour analyser le système complet. Néanmoins, cet inconvénient peut être pratiquement contourné par l'utilisation d'une des techniques suivantes :

- a) Utilisation d'une solution analytique lorsqu'elle est applicable [4, 5].
- b) Limiter le domaine fluide par une limite de radiation ayant l'effet d'un élément absorbant [10, 12, 15].
- c) Représenter le domaine infini par des éléments finis appropriés et procéder par couplage éléments finis-éléments infinis [1, 9, 11].

Un barrage et sa retenue constituent un système fluide-structure typique. L'évaluation des forces hydrodynamiques et leurs effets sur la réponse des barrages poids en béton dépend du modèle numérique utilisé pour la modélisation des deux sous-systèmes barrage et réservoir. Ces modèles peuvent être classés par catégories en fonction des hypothèses retenues pour les propriétés physiques du corps du barrage et le fluide du réservoir [12]. Dans cette étude, des propriétés élastiques linéaires sont supposées pour la structure du barrage et l'eau du réservoir. Le mouvement du système barrage-réservoir est considéré bidimensionnel et restreint aux petites amplitudes. Le fluide est supposé sans

écoulement et s'étend à l'infini dans la direction amont. Cependant, les effets des ondes de surface, de la compressibilité de l'eau, de la flexibilité du barrage, de radiation à la limite amont du réservoir et de l'inclinaison du parement amont du barrage sont tous considérés et constituent une extension par rapport aux hypothèses usuelles souvent faites lors de l'analyse des barrages poids avec inclusion des effets hydrodynamiques.

La structure du barrage est modélisée par la méthode des éléments finis basée sur une formulation de type déplacements. Le comportement de l'eau dans le réservoir est décrit selon deux formulations. La première, non symétrique, est basée sur un champ de pression comme variable de base. La deuxième formulation, symétrique, utilise un champ mixte de pression et de potentiel de déplacements. La configuration géométrique non bornée du réservoir nécessite de le subdiviser en deux régions ; un domaine fini modélisé par éléments finis et un domaine infini représenté par une condition de radiation ou par un couplage utilisant des éléments infinis.

La solution des systèmes discrets, découlant des deux formulations précédentes, présentent de sérieux problèmes numériques. Une technique de symétrisation performante, proposée dans le cadre de ce travail, permet de résoudre le problème des vibrations libres du système couplé en évitant le processus d'inversion matriciel. Ce processus, numériquement indésirable, est souvent requis que ce soit dans les techniques de symétrisation usuelles développées pour la formulation non symétrique [3, 10] ou dans les techniques de condensation utilisées pour les formulations symétriques [7]. Un schéma basé sur la méthode de Newmark et la factorisation de Crout, a été utilisé pour l'intégration pas à pas du système d'équations différentielles exprimées en coordonnées géométriques. Ce schéma permet d'obtenir, avec efficacité en tenant compte de la non symétrie et de la non proportionnalité de l'amortissement global, la réponse transitoire du système couplé directement dans le domaine des temps.

Sur la base de l'analyse en vibrations libres et de la réponse dynamique de divers systèmes barrage-réservoir notamment celui de Oued-Fodda, les effets de plusieurs paramètres de réponse critiques sont évalués aux fins de mieux appréhender le phénomène d'interaction fluide-structure. Les excitations sismiques utilisées sont les répliques du séisme d'El-Asnam (1980) et celui de Loma Preita (1989). Les résultats obtenus en utilisant les modèles numériques développés et appliqués aux cas de l'hypothèse d'un barrage rigide sont comparés aux résultats découlant de la solution analytique de Westergaard [13]. En outre la

performance des modèles de couplage éléments finis – éléments infinis est examinée et comparée à celle des modèles d'éléments finis avec frontière radiative.

2 FORMULATION DU PROBLEME

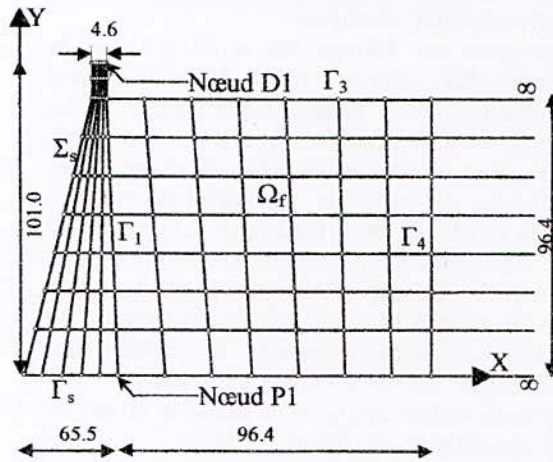


Figure 1. Maillage du barrage et du réservoir.

2.1 EQUATIONS DE CHAMPS CONTINUS

En se référant à la figure 1 ci-dessus représentant un maillage grossier d'éléments finis et infinis du barrage de Oued-Fodda dont les cotes sont données en mètres, et en se basant sur les notations suivantes :

- Ω_s, Σ_s domaine et contour de la structure à l'équilibre
- Γ_s base de la structure du barrage
- Γ_1 interface fluide-structure
- ρ_s masse volumique de la structure du barrage
- u_i, \ddot{u}_i déplacement et accélération dans la $i^{\text{ème}}$ direction d'un point de la structure
- p pressions hydrodynamiques dans le réservoir
- n_i la $i^{\text{ème}}$ composante du vecteur unitaire normal \mathbf{n}
- f_i forces de volume dans la $i^{\text{ème}}$ direction
- σ_{ij} tenseur des contraintes.

L'équation d'équilibre dynamique ainsi que les conditions aux limites correspondantes, exprimées en champ continue, d'un monolithe de barrage poids flexible, homogène, à comportement bidimensionnel élastique fixé à sa base s'écrivent par :

$$\sigma_{ij,j} + f_i = \rho_s \ddot{u}_i \quad | \Omega_s \quad (1)$$

$$\sigma_{ij} n_j = p n_i \quad | \Gamma_1 \quad (2)$$

$$\sigma_{ij} n_j = 0 \quad | \Sigma_s - \Gamma_1 - \Gamma_s \quad (3)$$

$$u_i = 0 \quad | \Gamma_s \quad (4)$$

Se basant sur les hypothèses classiques que l'eau du réservoir est un fluide linéairement compressible non visqueux, et supposant de petites amplitudes pour les mouvements du système barrage-réservoir, le champ de pressions hydrodynamiques dans le réservoir satisfait l'équation d'onde et les conditions aux limites suivantes [12]:

$$\nabla^2 p - \frac{1}{C^2} \ddot{p} = 0 \quad | \Omega_f \quad (5)$$

$$\frac{\partial p}{\partial n} = -\rho \ddot{u}_n \quad | \Gamma_1 \quad (6)$$

$$\frac{\partial p}{\partial n} = 0 \quad | \Gamma_2 \quad (7)$$

$$\frac{\partial p}{\partial n} = -\frac{1}{\rho_f g} \ddot{p} \quad | \Gamma_3 \quad (8)$$

Dans les équations ci-dessus, les symboles ∇^2 et (\cdot) dénotent respectivement l'opérateur Laplacien et la différentiation par rapport au temps. Les paramètres physiques C , ρ_f et g désignent respectivement la célérité des ondes sonores dans l'eau, la densité massique du fluide et la constante gravitationnelle. Les symboles Ω_f , Γ_2 et Γ_3 correspondent respectivement au domaine fluide, le fond du réservoir et la surface libre moyenne à l'équilibre. Le symbole \ddot{u}_n dans l'équation (6), représente la composante normale du vecteur des accélérations appliquées au particules solides de l'interface barrage-réservoir.

L'utilisation d'un modèle d'éléments finis impose une condition supplémentaire sur la surface de troncature Γ_4 afin de traduisant l'atténuation de la pression à l'infini. La condition de radiation fréquente s'écrit par : [14].

$$\frac{\partial p}{\partial n} = -\frac{1}{C} \dot{p} \quad | \Gamma_4 \quad (9)$$

Il doit être souligné que dans le but d'appliquer une formulation en éléments finis à partir des équations précédentes, une grande expansion du domaine fluide non borné doit être considérée dans le but d'obtenir une solution du problème satisfaisante, spécialement si aucune condition de radiation n'est utilisée. Cependant, dans une formulation en couplage éléments finis – éléments infinis, le réservoir peut être convenablement traité non borné. Ainsi, la troncature du domaine fluide

est contournée et aucune condition à la limite de troncature n'est nécessaire.

Afin d'établir les équations discrètes correspondantes aux modèles d'éléments finis et de couplage éléments finis - éléments infinis, il est d'abord nécessaire de développer la formulation variationnelle pour l'équation d'équilibre du barrage (Equation 1) et pour l'équation d'onde gouvernant le champ de pressions hydrodynamiques dans le réservoir (Equation 5). Avec l'utilisation des fonctions tests régulières δu pour le champ de déplacement et δp pour le champ de pression, il peut être montré que les intégrales suivantes sont les formes intégrales faibles du problème variationnel associé.

$$\int_{\Omega_s} \mathbf{S} \delta \mathbf{u} \mathbf{D} \mathbf{S} \mathbf{u} \, d\Omega + \int_{\Omega_s} \delta \mathbf{u} \cdot \rho_b \ddot{\mathbf{u}} \, d\Omega - \int_{\Gamma_1} \delta \mathbf{u} \cdot \mathbf{p} \, \mathbf{n} \, d\Gamma + \int_{\Omega_s} \delta \mathbf{u} \cdot \mathbf{f} \, d\Omega = 0 \quad (10)$$

$$\int_{\Omega_r} \nabla \delta p \nabla p \, d\Omega + \int_{\Omega_r} \delta p \frac{1}{C^2} \ddot{p} \, d\Omega + \int_{\Gamma_1} \delta p \rho_f \ddot{\mathbf{u}} \cdot \mathbf{n} \, d\Gamma + \int_{\Gamma_3} \delta p \frac{1}{g} \ddot{p} \, d\Gamma + \int_{\Gamma_4} \delta p \frac{1}{C} \dot{p} \, d\Gamma = 0 \quad (11)$$

$$\forall (\delta \mathbf{u}, \delta p) \in V_u \times V_p.$$

où V_u et V_p sont les classes admissibles des fonctions régulières. Les matrices \mathbf{D} et \mathbf{S} représentent respectivement la matrice d'élasticité reliant les contraintes aux déformations et la matrice des opérateurs des dérivés reliant les déformations aux déplacements.

Il peut être noté à partir des équations (10) et (11) que les deux formulations variationnelles sont couplées à travers l'intégrale de surface sur l'interface fluide-structure Γ_1 , ce qui peut être vérifié directement à partir des expressions continues (2) et (7). Par ailleurs, le terme de l'intégrale de surface sur la limite de troncature Γ_4 de l'équation (11) disparaît lorsque le modèle de couplage éléments finis-éléments infinis est adopté.

2.2 EQUATIONS DISCRETES

Dans le but de développer les équations d'éléments finis pour le système couplé barrage-réservoir, le vecteur de déplacements du barrage et le champ de pressions dans le réservoir sont approximés par :

$$\mathbf{u} \approx \mathbf{N}_u \mathbf{U} \quad (12)$$

$$p \approx \mathbf{N}_p \mathbf{P} \quad (13)$$

où \mathbf{U} et \mathbf{P} sont respectivement les déplacements nodaux et la pression nodale pour chaque champ. Les vecteurs \mathbf{N}_u et \mathbf{N}_p sont les fonctions de forme appropriées. Il peut être montré que les équations

(10) et (11) conduisent aux systèmes d'équations couplées suivant :

$$\int_{\Omega_s} \delta \mathbf{U}^T (\mathbf{S} \mathbf{N}_u)^T \mathbf{D} (\mathbf{S} \mathbf{N}_u) \mathbf{U} \, d\Omega + \int_{\Omega_s} \delta \mathbf{U}^T \mathbf{N}_u^T \rho_b \mathbf{N}_u \ddot{\mathbf{U}} \, d\Omega - \int_{\Gamma_1} \delta \mathbf{U}^T \mathbf{N}_u^T \mathbf{n} \mathbf{N}_p \mathbf{P} \, d\Gamma + \int_{\Omega_r} \delta \mathbf{U}^T \mathbf{N}_u^T \mathbf{f} \, d\Omega = 0 \quad (14)$$

$$\int_{\Omega_r} \delta \mathbf{P}^T \nabla \mathbf{N}_p^T \nabla \mathbf{N}_p \mathbf{P} \, d\Omega + \int_{\Omega_r} \delta \mathbf{P}^T \mathbf{N}_p^T \frac{1}{C^2} \mathbf{N}_p \ddot{\mathbf{P}} \, d\Omega + \int_{\Gamma_1} \delta \mathbf{P}^T \mathbf{N}_p^T \rho_f \mathbf{N}_u \mathbf{U} \, d\Gamma + \int_{\Gamma_3} \delta \mathbf{P}^T \mathbf{N}_p^T \frac{1}{g} \mathbf{N}_p \ddot{\mathbf{P}} \, d\Gamma + \int_{\Gamma_4} \delta \mathbf{P}^T \mathbf{N}_p^T \frac{1}{C} \mathbf{N}_p \dot{\mathbf{P}} \, d\Gamma = 0 \quad (15)$$

Encore, le dernier terme de l'équation (15) associé à la limite de troncature Γ_4 n'est pas considéré dans le cas où les éléments infinis sont utilisés. La considération des ces deux équations avec l'introduction du terme d'amortissement structural dans l'équation (14), conduit aux systèmes d'équations discrètes suivant :

$$\mathbf{M}_S \ddot{\mathbf{U}} + \mathbf{C}_S \dot{\mathbf{U}} + \mathbf{K}_S \mathbf{U} = \mathbf{F}_g + \mathbf{Q}\mathbf{P} \quad (16)$$

$$\mathbf{M}_F \ddot{\mathbf{P}} + \mathbf{C}_F \dot{\mathbf{P}} + \mathbf{K}_F \mathbf{P} = -\mathbf{Q}\dot{\mathbf{U}} \quad (17)$$

dans lesquelles \mathbf{M}_S , \mathbf{C}_S et \mathbf{K}_S sont les matrices d'éléments finis assemblées masse, amortissement et rigidité de la structure, et \mathbf{M}_F , \mathbf{C}_F et \mathbf{K}_F sont leurs analogues pour le fluide.

Les matrices masse et raideurs de la structure sont exprimées par :

$$\mathbf{M}_S = \int_{\Omega_s} \mathbf{N}_u^T \rho_f \mathbf{N}_u \, d\Omega \quad (18)$$

$$\mathbf{K}_S = \int_{\Omega_s} \mathbf{B}^T \mathbf{D} \mathbf{B} \, d\Omega \quad (19)$$

Dans l'équation (19), la matrice \mathbf{B} est telle que $\mathbf{B} = \mathbf{S} \mathbf{N}_u$. L'amortissement global du barrage est évalué selon le concept d'amortissement de Rayleigh :

$$\mathbf{C}_S = \alpha \mathbf{M}_S + \beta \mathbf{K}_S \quad (20)$$

où α et β sont les constantes de proportionnalité contrôlant le taux d'amortissement de la structure [2].

Le vecteur inconnu des variables de base nodales \mathbf{U} représente les déplacements relatifs des points nodaux du modèle d'éléments finis du barrage à analyser. Le vecteur force :

$$\mathbf{F}_g = -\mathbf{M}_S \ddot{\mathbf{U}}_g \quad (21)$$

contient les composantes des forces d'entraînement générées par le vecteur des

accélération sismiques \ddot{U}_g appliqué aux points nodaux de la structure.

Les forces hydrodynamiques agissant sur la face amont du barrage sont reliées au vecteur inconnu des pressions nodales P , à travers la matrice d'interaction fluide-structure Q exprimée par :

$$Q = - \int_{\Gamma} N_u^T n N_p d\Gamma \quad (22)$$

La matrice globale "masse fluide" M_F incluant la compressibilité de l'eau et les effets des ondes de surface, la matrice "d'amortissement fluide" associée aux effets de radiation, et la matrice de "rigidité fluide" sont données par les expressions suivantes :

$$M_F = \int_{\Omega_f} N_p^T \frac{1}{C^2} N_p d\Omega - \int_{\Gamma} N_p^T \frac{1}{g} N_p d\Gamma \quad (23)$$

$$C_F = \int_{\Gamma} N_p^T \frac{1}{C} N_p d\Gamma \quad (24)$$

$$K_F = \int_{\Omega_f} \nabla N_p^T \nabla N_p d\Omega \quad (25)$$

Comme il a été déjà noté $C_F = 0$ pour le modèle de couplage éléments finis – éléments infinis.

3 IMPLEMENTATION DES ELEMENTS INFINIS

L'objectif principal visé dans le développement des éléments infinis pour l'analyse des systèmes barrage-réservoir est de modéliser économiquement le domaine réservoir non borné et d'éviter l'utilisation d'une frontière radiative. En général, deux approches peuvent être utilisées : l'approche directe par des fonctions de forme décroissantes et l'approche inverse par des transformations géométriques ascendantes [1].

3.1 APPROCHE DIRECTE

L'approche directe, par des fonctions décroissantes, appliquée pour établir un élément infini, à partir de l'élément fini isoparamétrique linéaire à quatre nœuds (Q4), utilisé ici pour les variables de pression, consiste à l'extension du domaine de définition des coordonnées naturelles en dehors de l'élément fini jusqu'à l'infini dans la direction amont. Les fonctions d'interpolation F_i associées au nœud i , de l'élément infini représenté dans la figure 2, sont obtenues par la multiplication des fonctions de formes ordinaires N_{pi} par des fonctions décroissant asymptotiquement vers zéro au voisinage de l'infini.

Les fonctions décroissantes sont sélectionnées de telle sorte qu'elles représentent correctement le comportement de la variable pression, s'atténuant à l'infini d'une façon exponentielle dans la

direction amont. Ainsi, les nouvelles fonctions d'interpolation s'écrivent :

$$F_i = (N_p)_i e^{-\frac{(\xi_i - \xi)}{L}} \quad (26)$$

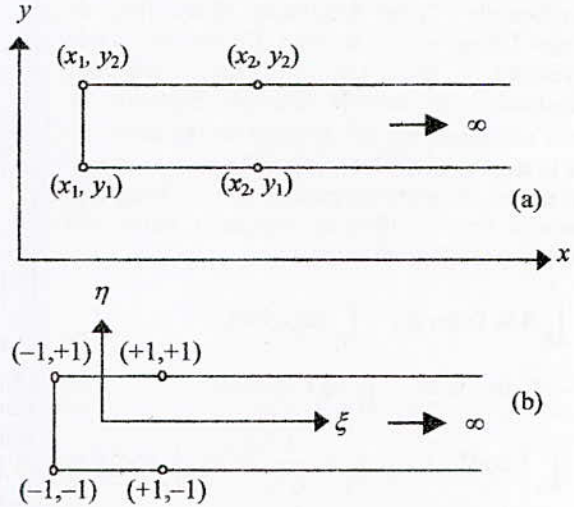


Figure 2. Approche directe – élément infini dans la direction horizontale.
(a) coordonnées physiques.
(b) coordonnées locales.

Dans l'équation précédente, l'indice i fait référence au numéro du nœud, ξ représente la coordonnée horizontale locale et L est un paramètre introduit pour contrôler la sévérité de décroissance. La matrice Jacobienne originale ainsi que le maillage d'éléments finis initial du réservoir sont retenus. L'inclusion de ξ_i assure que les fonctions de décroissance et par suite les fonctions d'interpolations prennent des valeurs unitaires aux nœuds pour lesquels elles sont définies. De plus, F_i doit tendre vers les valeurs nulles de p en champ lointain. Les modifications nécessaires pour insérer l'approche directe dans un code de calcul en éléments finis consistent essentiellement l'intégration numérique et l'évaluation des nouvelles fonctions de forme et de leurs dérivées. Les points et poids d'intégration numérique sont calculés selon la méthode de Gauss-Laguerre [1] puis modifiés pour l'intervalle $[-1, \infty[$.

Les matrices "masse" et "rigidité" fluides peuvent maintenant être calculées à partir des expressions :

$$(M_F)_{ij} = \sum_{\Omega_f} \int_{-1}^{+1} \int_{-1}^{\infty} F_j \frac{1}{C^2} F_i \det(\mathbf{J}) d\eta d\xi + \sum_{\Gamma_f} \int_{-1}^{\infty} F_{j|\eta=1} \frac{1}{g} F_{i|\eta=1} d\xi \quad (27)$$

$$(\mathbf{K}_F)_{ij} = \sum_{\Omega_r} \int_{-1}^{+1} \int_{-1}^{+1} \langle F_{i,\xi} \ F_{j,\eta} \rangle \begin{Bmatrix} F_{i,\xi} \\ F_{i,\eta} \end{Bmatrix} \det(\mathbf{J}) \, d\eta \, d\xi$$

avec le symbole Σ désigne ici l'opérateur d'assemblage et $\det(\mathbf{J})$ est le déterminant de la matrice Jacobienne \mathbf{J} . La virgule signifie la différentiation par rapport à la coordonnée locale ξ ou η .

3.2 APPROCHE INVERSE

Contrairement à l'approche directe, dans cette approche le domaine de l'élément infini est transformé au domaine fini des coordonnées naturelles à l'intérieur de l'élément. Les fonctions de forme standard N_p sont retenues pour l'interpolation des variables de pressions inconnus. Cependant pour la transformation géométrique de l'élément, des fonctions ascendantes sont définies avec une singularité au nœud limite de l'élément de référence projetant ainsi le nœud physique de l'élément réel à l'infini. En se référant à la figure 3, la coordonnée naturelle x_2 est projetée à l'infini et la domaine physique est transformé en domaine de référence par le biais des fonctions de transformation ascendantes singulières en $\xi=1$. Ces fonctions son données dans le tableau 1 ci-après. Cette approche, due initialement à Zienkiewicz [9], possède l'avantage de garder les points et poids originaux pour l'intégration numérique par la méthode de Gauss-Legendre. Le seul changement requit dans une routine d'éléments finis pour rendre l'élément infini, est la nouvelle définition de la matrice Jacobienne.

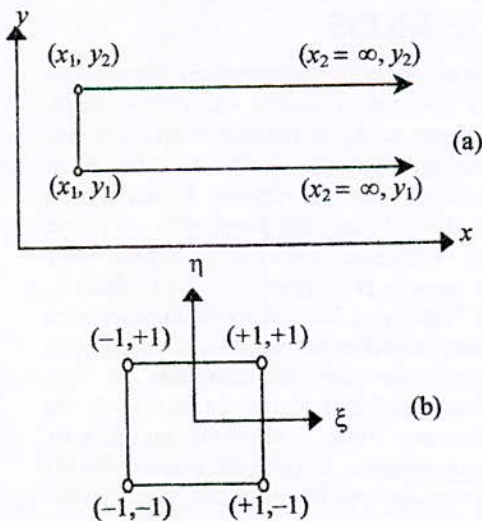


Figure 3. Approche inverse – élément infini dans la direction horizontale
(a) coordonnées physiques.
(b) coordonnées locales.

Nœud	1	2	3	4
ξ	-1	+1	+1	-1
η	-1	-1	+1	+1
F	$(1-\eta)/(1-\xi)$	-	-	$(1+\eta)/(1-\xi)$
$F_{,\xi}$	$(1-\eta)/(1-\xi)^2$	-	-	$(1+\eta)/(1-\xi)^2$
$F_{,\eta}$	$-1/(1-\xi)$	-	-	$+1/(1-\xi)$

Tableau 1. Fonctions de transformation géométrique et leurs dérivées utilisées pour l'évaluation de la matrice Jacobienne d'un élément infini Q4.

Pour un élément bi-dimensionnel infini dans la direction ξ , les fonctions de transformation géométriques peuvent être établies à partir des fonctions de transformations géométriques unidimensionnelles dans la direction ξ et des fonctions de forme standard dans la direction η . La matrice Jacobienne et son inverse sont ainsi calculées à partir de l'expression (29) dans laquelle \mathbf{X} et \mathbf{Y} sont les coordonnées nodales de l'élément réel et les dérivées $F_{,\xi}$ et $F_{,\eta}$ sont données dans le tableau 1 ci-dessus.

$$\mathbf{J} = \begin{bmatrix} F_{,\xi} \\ F_{,\eta} \end{bmatrix} [\mathbf{X} \ \mathbf{Y}] \quad (29)$$

4 TECHNIQUES DE SYMETRISATION

Les systèmes d'équations (16) et (17) peuvent être réécrits en un seul système ayant comme variable de base (\mathbf{U}, \mathbf{P}) . Ainsi, le problème devient sous la forme couplée suivante :

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_S & \mathbf{0} \\ \rho \mathbf{Q}^T & \mathbf{M}_F \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\mathbf{U}} \\ \ddot{\mathbf{P}} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{C}_S & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{C}_F \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\mathbf{U}} \\ \dot{\mathbf{P}} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_S & -\mathbf{Q} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_F \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{U} \\ \mathbf{P} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{F}_g \\ \mathbf{0} \end{Bmatrix} \quad (30)$$

Le problème de vibrations libres associé, défini sans la considération de toute forme de dissipation d'énergie, s'écrit :

$$\left(\begin{bmatrix} \mathbf{K}_S & -\mathbf{Q} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_F \end{bmatrix} - \omega^2 \begin{bmatrix} \mathbf{M}_S & \mathbf{0} \\ \rho \mathbf{Q}^T & \mathbf{M}_F \end{bmatrix} \right) \begin{Bmatrix} \mathbf{U} \\ \mathbf{P} \end{Bmatrix} = \mathbf{0} \quad (31)$$

Il peut être immédiatement observé que ce système est non symétrique et par conséquent, les méthodes d'analyse modale usuelles ne sont pas directement applicables. Cependant, il est aisément montré que le système peut être réécrit sous diverses formes

symétriques classées, sommairement, en deux techniques de couplage [11].

4.1 TECHNIQUE DE COUPLAGE MASSE

Le couplage est observé dans la matrice masse du système. Le succès de cette de cette technique revient, d'une part au fait qu'aucun changement de variable n'est requis pour la symétrisation du système original d'équations (30), et d'autre part, à la limitation du nombre de matrice à inverser à la seule matrice raideur fluide K_F . Le problème symétrique aux valeurs et modes propres induit est :

$$\left(\begin{bmatrix} K_S & 0 \\ 0 & \frac{1}{\rho} M_F \end{bmatrix} - \omega^2 \begin{bmatrix} M_S + \rho Q K_F^{-1} Q^T & Q K_F^{-1} M_F \\ M_F^T K_F^{-1} Q^T & \frac{1}{\rho} M_F K_F^{-1} M_F \end{bmatrix} \right) \begin{Bmatrix} U \\ P \end{Bmatrix} = 0 \quad (32)$$

Avec cette technique, l'évaluation des effets d'ondes de surface sur les caractéristiques vibratoires du système fluide-structure pose de sérieux problèmes numériques du fait que les nœuds de la surface libre déformée ne sont pas connus a priori et la matrice K_F devient non définie positive. Heureusement, il est connu que, même au voisinage des fréquences de résonances du système barrage-réservoir, les effets des ondes de surface sont d'une faible importance [4,14].

4.2 TECHNIQUE DE COUPLAGE RAIDEURS

Le couplage est maintenant transféré dans la matrice raideurs du système comme indiqué dans l'équation (33) ci-dessous. Seule la matrice masse de la structure doit être inversée. Les mêmes variables de champs sont utilisées et les effets des ondes de surface peuvent être facilement inclus. La forme symétrique proposée pour le système d'équation (31) s'écrit :

$$\left(\begin{bmatrix} \frac{1}{\rho} K_F + Q^T M_S^{-1} Q & -Q^T M_S^{-1} K_S \\ -K_S^T M_S^{-1} Q & K_S^T M_S^{-1} K_S \end{bmatrix} - \omega^2 \begin{bmatrix} \frac{1}{\rho} M_F & 0 \\ 0 & K_S^T \end{bmatrix} \right) \begin{Bmatrix} P \\ U \end{Bmatrix} = 0 \quad (33)$$

Il peut être noté que si, comme il est courant en pratique, un système de masses concentrées est convenablement retenu pour représenter les effets

inertiels de la structure du barrage, l'inversion numérique de la matrice correspondante devient triviale :

$$M_S^{-1} = \frac{1}{m_{ii}} I \quad (34)$$

où la matrice I et m_{ii} dénotent la matrice identité et les éléments diagonaux de la matrice masse de la structure M_S . Il s'ensuit que, le triple produit matriciel apparaissant dans la forme symétrique d'équations (33) peut être calculé efficacement, ce qui permet de réduire considérablement le volume et le temps des calculs. En effet, une étude comparative des temps d'exécutions pour la déterminations des dix premiers modes de vibrations du système barrage-réservoir de Oued Fodda par les deux techniques présentées, a révélé qu'un gain important de 65% en temps machine peut être obtenu lorsque la technique de couplage raideur est utilisée. De plus, il a été vérifié que les effets des ondes de surface sur les caractéristiques modales du système sont négligeables.

Finalement, il est non moins important de noter que si le fluide est supposé incompressible, la variable de pression n'apparaît pas dans le problème aux valeurs et vecteurs propres qui ne diffère alors du problème classique des structures que par la présence d'un terme de masse ajoutée. Il se réduit à la forme symétrique suivante :

$$[K_S] \{U\} - \omega^2 [M_S + \rho Q K_F^{-1} Q^T] \{U\} = 0 \quad (35)$$

5 RESULTATS NUMERIQUES ET DISCUSSIONS

Dans le but de tester la performances des modèle numériques élaborés, l'analyse du problème de vibrations libres et de la réponse transitoire des systèmes barrage-réservoir de Oued-Fodda et de Pine Flat a été effectué. La réponse dynamique du système de Oued-Fodda est déterminée en terme de plusieurs paramètres tels que les déplacement nodaux du barrage et la pression nodale dans le réservoir. L'histoire et les valeurs maximales sont utilisées pour quantifier les variations temporelles et les magnitudes des déplacements et des pressions. Les résultats obtenus par le modèle de couplage éléments finis - éléments infinis sont comparés aux solutions analytiques disponibles en littérature pour des cas d'hypothèses spécifiques. En outre, une comparaison entre les performances des modèles d'éléments finis avec frontière radiative et des modèles de couplage éléments finis - éléments infinis est effectuée.

L'étude, présentée ici, consiste en la détermination de la distribution des pressions hydrodynamiques maximales exercées sur le parement amont du barrage sous différentes excitations harmoniques et des composantes horizontales de séismes naturels. Des modèles d'éléments finis, avec ou sans limite de radiation, ainsi que deux variantes des modèles de couplage éléments finis – éléments infinis basées sur l'approche directe et l'approche inverse sont développés à cet effet. Des résultats sont obtenus pour plusieurs positions de la limite de troncature. Dans le souci de brièveté et de clarté, seulement quelques résultats sont présentés ici. D'abord, l'étude d'un réservoir d'eau compressible est effectué avec l'hypothèse d'un barrage rigide, ensuite, le système de barrage flexible – eau compressible est considéré.

5.1 ANALYSE AVEC HYPOTHESE DE BARRAGE RIGIDE

Dans le but de tester l'efficacité et la validé des modèles de calcul considérés, l'analyse du système barrage-réservoir de Oued-fodda est d'abord effectuée sur la base d'hypothèse d'un barrage infiniment rigide pour laquelle la solution analytique de Westergaard est applicable. L'eau dans le réservoir est prise linéairement compressible. Les accélérations sismiques sont supposées horizontales et harmoniques avec une période $T = 0.4$ sec. L'amplitude maximale est prise égale à l'unité. Les modèles d'éléments infinis sont utilisés pour le réservoir de hauteur H_f s'étendant à l'infini dans la direction amont. Les résultats correspondants pour le coefficient de pression hydrodynamique $C_p = P / \rho g H_f$ sont présentés dans la figure 4 pour l'approche directe par des fonctions de décroissance, et dans la figure 5 pour l'approche inverse basée sur l'élément quadrilatéral linéaire à quatre nœuds Q4. La pression P utilisée pour le calcul du coefficient de pression C_p correspond à la composante horizontale maximale des forces hydrodynamiques exercées sur le parement amont du barrage durant l'application de l'excitation. Pour l'approche directe par fonctions de décroissance, le même type d'élément (Q4) est utilisé avec une décroissance exponentielle dans la direction amont. Le réservoir est idéalisé par $18 \times 15 = 270$ éléments finis et 18 éléments infinis dans la direction amont. La position de la limite de troncature est fixée à $L_f = H_f$ à partir du fond de l'interface fluide-structure. Pour l'approche inverse, basée sur la transformation géométrique de l'élément Q4 infini dans la directions amont, la position de la limite de troncature est variée telle que $L_f = 1, 5$ et $10 H_f$.

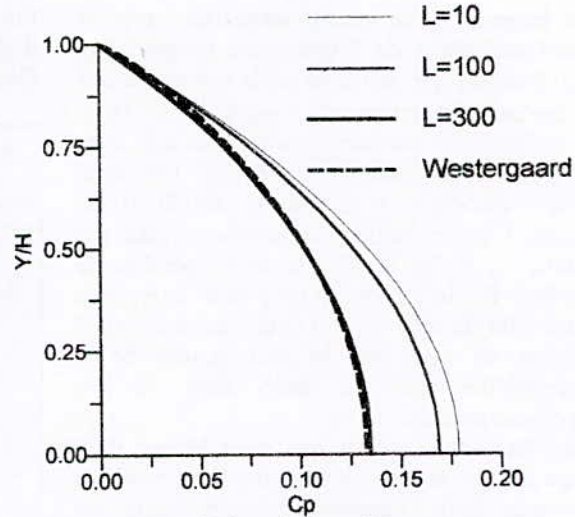


Figure 4. Coefficient de pressions hydrodynamiques selon la théorie de Westergaard et l'approche directe

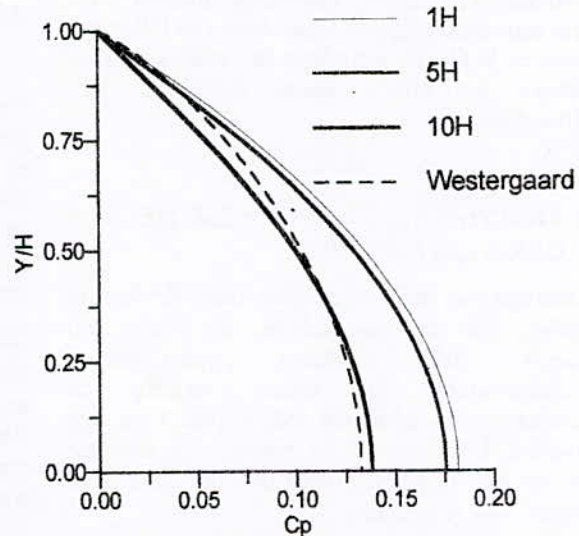


Figure 5. Coefficient de pressions hydrodynamiques selon la théorie de Westergaard et l'approche inverse

Il est observé sur la figure 4, qu'une concordance de résultats très proches est obtenue pour plusieurs valeurs du paramètre de sévérité L proches de 300. Les valeurs de L supérieures à 300 n'ont pratiquement aucune influence sur la distribution des pressions sur le parement amont du barrage. En outre, des tendances analogues sont obtenues lorsque la limite de troncature est déplacée à des positions de plus en plus éloignées de l'interface fluide-structure pour lesquelles l'influence du paramètre de sévérité diminue.

Cependant, il est à noter à partir de la figure 5 que des erreurs considérables peuvent être induites quand l'approche inverse est utilisée avec la position de la limite de troncature fixée à $L_f = 1H_f$.

Il est frappant qu'un accord satisfaisant avec la solution analytique de Westergaard ne peut être obtenu à moins que la limite de la troncature soit déplacée latéralement jusqu'à la position $L_f = 10H_f$. Des conclusions similaires sont obtenues avec l'utilisation d'un modèle d'élément fini avec frontière absorbante basé sur la condition de radiation. L'augmentation des pressions, pour des positions de la limite de troncature proches de l'interface fluide-structure, peut être interprétée comme effet de réflexions d'ondes de pressions à l'intérieur de l'eau par le seul facteur de la compressibilité qui est isolé dans le cas d'hypothèse présent.

Il peut être ainsi conclu que pour le cas d'un barrage rigide et comparativement au modèles d'éléments finis, l'approche directe dans les modèles de couplage avec les éléments infinis permet d'améliorer sensiblement les résultats et de réaliser des gains importants en temps et volume de calculs. Par contre, l'approche inverse s'est avérée sans grands apports dans le cas où l'élément de base est le Q4, un autre type de variation dans la direction horizontale peut introduire des améliorations.

5.2 ANALYSE AVEC HYPOTHESE DE BARRAGE FLEXIBLE

Le barrage est maintenant considéré flexible et modélisé par un assemblage de $20 \times 8 = 160$ éléments finis linéaires quadrilatéraux isoparamétriques. Le même modèle de discrétisation du réservoir, décrit plus haut, est utilisé ici. L'histoire de la réponse est calculée pour les dix premières secondes qui paraissent critiques pour le système.

5.2.1 Vibrations libres

L'économie et l'efficacité induites par les modèles de couplage peuvent être appréciées par une étude des modes propres du système complet barrage-réservoir. La position de la limite de troncature est variée selon les valeurs $x = 0.5, 1, 2$ et $3H_f$. La hauteur du réservoir est fixée à la valeur $H_f = 0.95H_s$, avec H_s dénote la hauteur du barrage. Dans le tableau 2 ci-contre sont résumés les résultats typiques obtenus par l'utilisation du modèle de couplage et le modèle d'éléments finis avec limite de troncature. Il peut être clairement noté, à partir de ce tableau, que les deux variantes du modèle de couplage éléments finis - éléments infinis produisent des valeurs des périodes de vibrations du système pratiquement identiques pour tous les modes retenus dans l'analyse. En plus du fait que la position de la limite de troncature peut être rapprochée de l'interface

fluide-structure d'un facteur de 3, le nombre d'éléments finis dans la direction horizontale (N_{ex}) est réduit au quart.

Model	M.E.F	M.C.E.F.E.I	
Position x	$3H_f$	$1H_f$	
N_{ex}	30	7	
Modes	Eléments finis	Approche Directe	Approche Inverse
1	0.3162	0.3074	0.3174
2	0.2582	0.2677	0.2632
3	0.2167	0.2655	0.2246
4	0.1648	0.1739	0.1387
5	0.1260	0.1124	0.1100

Table 2. Périodes de vibration (sec.) selon le modèle d'éléments finis (M.E.F) et le modèle de couplage éléments finis - éléments infinis (M.C.E.F.E.I)

Par ailleurs, le couplage avec les éléments infinis permet de réduire la distance de troncature à $0.1H$ et le nombre d'éléments finis dans la direction horizontale à 5 éléments sans altérer les valeurs des trois premières périodes. Cette réduction peut être poursuivie à $0.01H$ et à un seul élément fini pour la période du mode fondamental.

5.2.2 Réponse transitoire

Dans le but d'illustrer encore les performances des modèles de couplage utilisant les éléments infinis, l'intégration directe pas à pas du système non symétrique est utilisé pour calculer la réponse transitoire du système couplé barrage-réservoir de Oued-Fodda. Les résultats relativement importants sont donnés ci-dessous.

5.2.2.1 Analyse du coefficient de pressions maximales

La figure 7 montre la distribution du coefficient de pression hydrodynamique s'exerçant à l'interface fluide-structure du système barrage-réservoir de Oued-Fodda, et résultant de l'application de la composante horizontale du séisme de Loma Preita 1989 (Figure 6).

Les résultats obtenus, en utilisant le modèle d'éléments finis avec ou sans limite de radiation et le modèle de couplage avec les éléments infinis selon les deux approches, sont montrés sur la figure 7 ; en (a) pour une position de la limite de troncature fixée à $L_f = 3H$ et en (b) pour $L_f = 1H$.

A partir de la figure 7 (a), il est à constater que quand la limite de la troncature est localisée à $L_f = 3H$, pour laquelle le nombre des éléments finis

dans la direction x est égale à 30, tous les modèles considérés conduisent à des résultats semblables. Les résultats obtenus en utilisant une condition de limite libre à la surface de troncature du modèle d'éléments finis indique que la solution est pratiquement non affectée par les réflexions d'ondes de pression. La solution correspondante peut donc être considérée comme une solution de la référence.

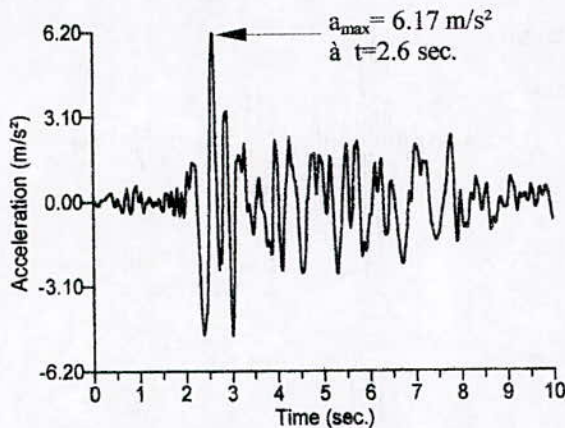


Figure 6. Les dix premières secondes de l'enregistrement des composantes horizontales du séisme de Loma Preita

Pour montrer la performance des modèles de couplage avec les éléments infinis, la limite de troncature est déplacée à la position $L_f = 1H$ et le nombre d'éléments finis dans la direction correspondante est maintenant réduit à 15. Les résultats correspondant, reportés dans la figure 7 (b) montrent clairement qu'il existe des différences considérables entre les solutions dérivées de l'application des modèles d'élément finis et celles des modèles de couplage avec les éléments infinis. Il est clair qu'à cause du phénomène de réflexion d'ondes, le modèle d'éléments finis conduit à une diminution, par dissipation, de la pression dans le cas où une limite de radiation est utilisée, et à une augmentation substantielle des pressions hydrodynamiques si une limite libre est adoptée sans aucune condition. Cependant, il devrait être noté à partir de la même figure qu'un bon accord peut être observé entre la solution de référence, précisée en (a), et les résultats calculés par les modèles de couplage avec les éléments infinis, indépendamment de l'approche considérée dans l'analyse. De plus, il est utile de noter qu'une valeur plutôt basse du paramètre de sévérité est suffisante.

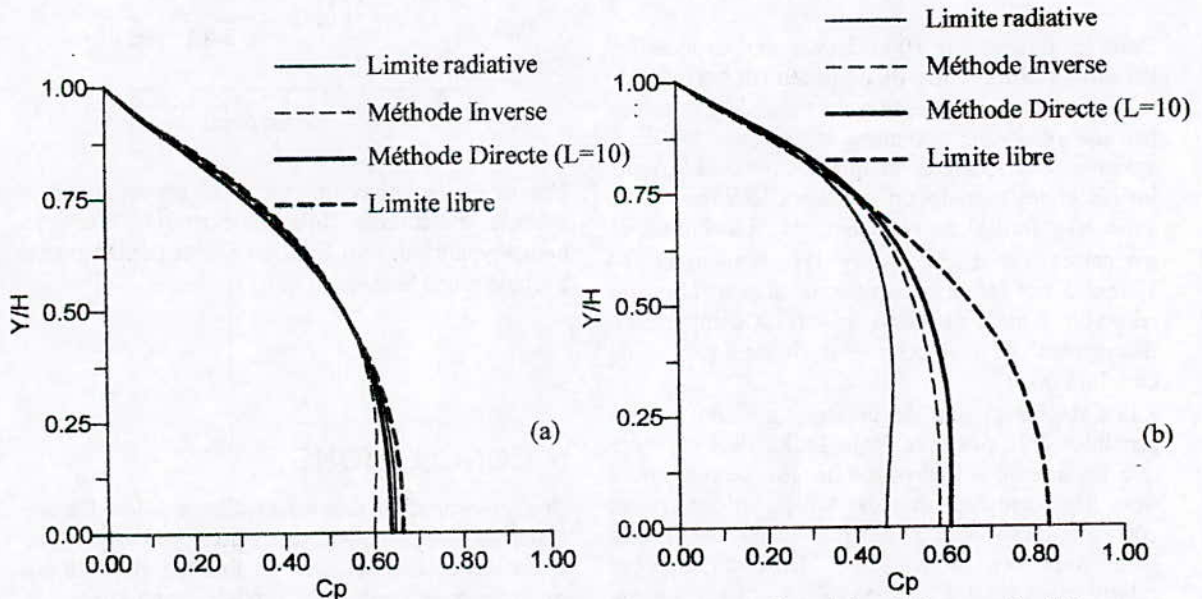


Figure 7. Pressions hydrodynamiques obtenues avec hypothèse de barrage flexible. La limite de troncature est fixée à : (a) $x=3H$ et (b) $x=1H$

5.2.2.2 Analyse transitoire

La réponse dynamique du système fluide-structure est représentée dans la figure 8 en (a) pour les pressions hydrodynamiques calculées à la base du barrage, et en (b) pour les déplacements horizontaux calculés à la crête. Le taux d'amortissement critique dans la structure du barrage est fixé à 5%. Cette solution de référence est obtenue en utilisant le modèle d'éléments finis avec une limite de radiation localisée à la distance $L_r = 3H$ de l'interface barrage-réservoir. Trente (30) éléments finis sont utilisés dans la direction amont pour modéliser le fluide du réservoir et le même nombre d'éléments que précédemment est utilisé pour la modélisation du barrage.

Il est intéressant de remarquer que la réponse se comporte en battements. Les graphes représentant l'histoire des déplacements et des pressions sont composés d'un ensemble de nœuds et de ventres amortis. Ce comportement est plus claire dans l'allure des pressions, il est cependant, plus amorti et difficile à déceler pour les déplacements. Le taux d'amortissement, par les effets visqueux, est plus important dans la structure que par effets radiatifs dans le fluide. Le maximum des déplacements est atteint en premier avant celui des pressions et après 0.52 secondes de retard par rapport au maximum des accélérations sismiques. Les deux pics des déplacements et de la pression sont différés d'un temps très court de 0.16 secondes.

Dans les figures 9 et 10 ci-dessus sont exposés les variations temporelles, du déplacement horizontale à la crête et de la pression au fond de l'interface barrage-réservoir, obtenues en utilisant les deux variantes du modèle de couplage avec les éléments infinis et un modèle un modèle d'éléments finis avec une limite de rayonnement. La limite de troncature est fixée à $L_r = 1H$. Seulement 15 éléments ont été utilisés pour la discrétisation du réservoir dans la direction amont. La comparaison de ces résultats avec ceux de la figure 8 permet de conclure que :

- Les déplacements de la structure sont moins sensibles à la position de la limite de troncature que les pressions hydrodynamiques. Le maximum des déplacements et les temps d'occurrence correspondants sont remarquablement semblable pour tous les modèles en dépit du nombre relativement petit d'éléments finis utilisés pour la discrétisation du réservoir.
- Le maximum des pressions hydrodynamiques et les temps de leurs occurrence sont reproduits correctement avec l'utilisation des éléments infinis. Cependant, des erreurs considérables peuvent être induites par les solutions d'élément finis si la

limite de radiation est localisée à une distance égale à la hauteur du réservoir.

- Pour des positions de la limite de troncature proche de l'interface fluide-structure, les effets dissipatifs dans le réservoir sont mieux représentés avec l'utilisation des éléments infinis qu'avec l'utilisation d'une limite radiative.

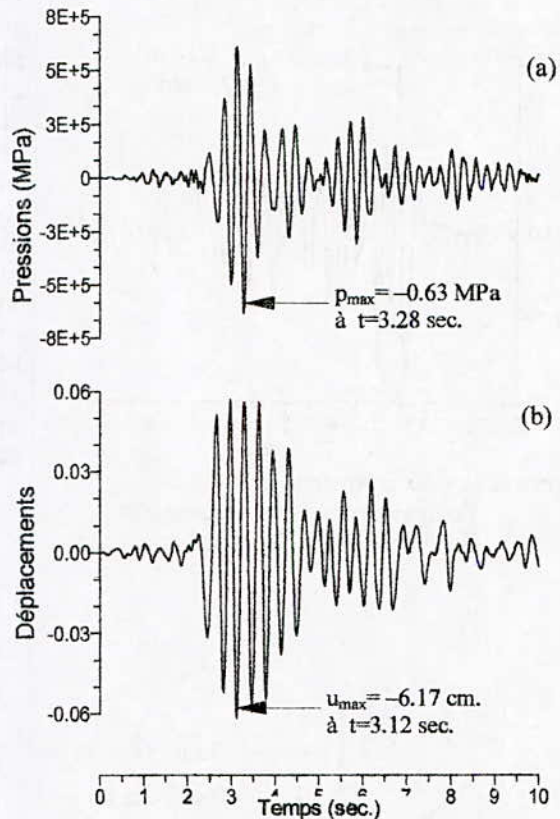


Figure 8. Solution de référence obtenue par le modèle d'éléments finis avec $x=3H$. Pressions hydrodynamiques au fond en (a) et déplacements horizontaux à la crête en (b).

6 CONCLUSIONS

Une investigation des effets d'interaction fluide-structure sur le comportement dynamique des structures en contact avec un fluide non confiné a été effectuée avec un modèle numérique de couplage éléments finis - éléments infinis. Le système fluide-structure typique pour lequel l'étude a été réalisée est constitué d'un barrage poids en béton et de sa retenue. Le modèle numérique, élaboré pour calculer la réponse d'un tel système, implique la modélisation par éléments

finis de la structure du barrage et l'idéalisation du domaine du réservoir par un couplage d'éléments finis - éléments infinis. Le couplage est effectué sur une frontière de troncature artificielle dont la position a été étudiée en fonction des deux approches directe et inverse utilisées pour la génération d'éléments infinis, et en fonction de l'application d'une condition libre ou radiative dans un modèle d'éléments finis standard.

Du point de vu numérique, il a été montré que le choix des variables de champs pour la description du fluide est d'une importance primordiale et conditionne le degré de complexité des systèmes discrets qui en découlent. Le choix de la pression comme variable de base conduit à un système global couplé non symétrique. L'introduction d'un potentiel de déplacements comme variable supplémentaire permet de contourner la non symétrie mais augmente la taille du système et introduit de éléments diagonaux nuls dans les matrices globales. Cette approche produit des résultats attirants du point de vue conceptuel mais pas intéressants du point de vue pratique. La technique de symétrisation proposée, évitant l'inversion de matrice pour l'analyse du système en vibrations libres, oriente le choix vers la description du fluide avec la seule variable pression. En effet, comparativement aux autres techniques de symétrisation ou de condensation, elle conduit à un gain de temps d'exécution substantiel dans le cas où la structure est modélisée par un système de masse concentrées. Il en découle que la description du fluide par la variable pression, avec l'utilisation de cette technique de symétrisation, est fortement recommandée pour l'étude du comportement vibratoire des systèmes barrage-réservoir. De plus, il a été noté que l'intégration pas à pas du problème non symétrique est plus performante que la résolution avec ou sans condensation du système symétrique introduisant le potentiel de déplacement.

En outre, l'utilisation des éléments infinis pour représenter le domaine fluide, non borné dans la direction amont, permet d'une part, d'éviter l'inclusion des effets dissipatifs par une matrice d'amortissement relative à la discretisation de la condition de radiation et d'autre part, de positionner la limite de troncature à une distance assez proche de l'interface fluide-structure et de diminuer ainsi le nombre d'éléments finis utilisés sans altérer les résultats obtenus à des positions lointaines avec un nombre d'éléments plus grand. Par conséquent, des gains importants en termes d'espace mémoire et de volume de calcul ont été obtenus sans, pour autant, déployer un grand effort pour insérer ces éléments dans le code de calcul d'éléments finis existant.

Par ailleurs, encore du point de vue numérique, il est nécessaire de noter que la nature de l'amortissement global non proportionnel a imposé l'élaboration et l'implémentation d'un algorithme de résolution du système complet par intégration directe pas à pas. Le schémas d'intégration est basé sur la méthode de Newmark, qui est inconditionnellement stable pour certaines valeurs de ses paramètres, et la factorisation de Crout pour prendre en compte la non symétrie du système couplé. A présent, aucune proposition ne peut être préconisée sur un amortissement proportionnel.

Du point de vue physique et compréhension du phénomène d'interaction fluide-structure, les résultats, obtenus par l'analyse des systèmes barrage-réservoir considérés dans cette étude, montrent clairement que :

- Pour des taux de remplissage du réservoir supérieur à la moitié du barrage, la modification du comportement dynamique de la structure du barrage devient de plus en plus notable et les périodes propres du système barrage-réservoir augmentent considérablement. L'interaction fluide-structure à pour effet principal l'allongement des périodes propres du barrage.
- Les effets combinés de la flexibilité et de la compressibilité peuvent provoquer un comportement en battement dans la réponse du système, en particulier au voisinage des conditions de résonance. D'importantes amplifications peuvent être observées dans les pressions hydrodynamiques et dans les déplacements de la structure.
- La limite de troncature du réservoir ne présente pas une incidence importante sur la réponse dynamique du système au delà d'une distance supérieure à trois fois la hauteur du barrage.
- Les effets des ondes de surface, pris en compte par considération d'une surface moyenne, sur les périodes propres ainsi que la réponse du système peuvent être négligés.
- L'étude de l'effet de la fréquence d'excitation sismique révèle que le maximum de pressions hydrodynamiques ne correspond pas forcément à la valeur de la fréquence de résonance associée au mode fondamental du système. Dans les cas de résonance, les valeurs des pressions dans le fluide et de déplacements dans le solide peuvent dépasser largement le domaine linéaire.
- En dernier point, il est essentiel de noter que dans la plus part des cas pratiques des systèmes barrage-réservoir, la pression hydrodynamique n'excède pas la pression hydrostatique. Toutefois, elle modifie amplement le comportement dynamique du barrage.

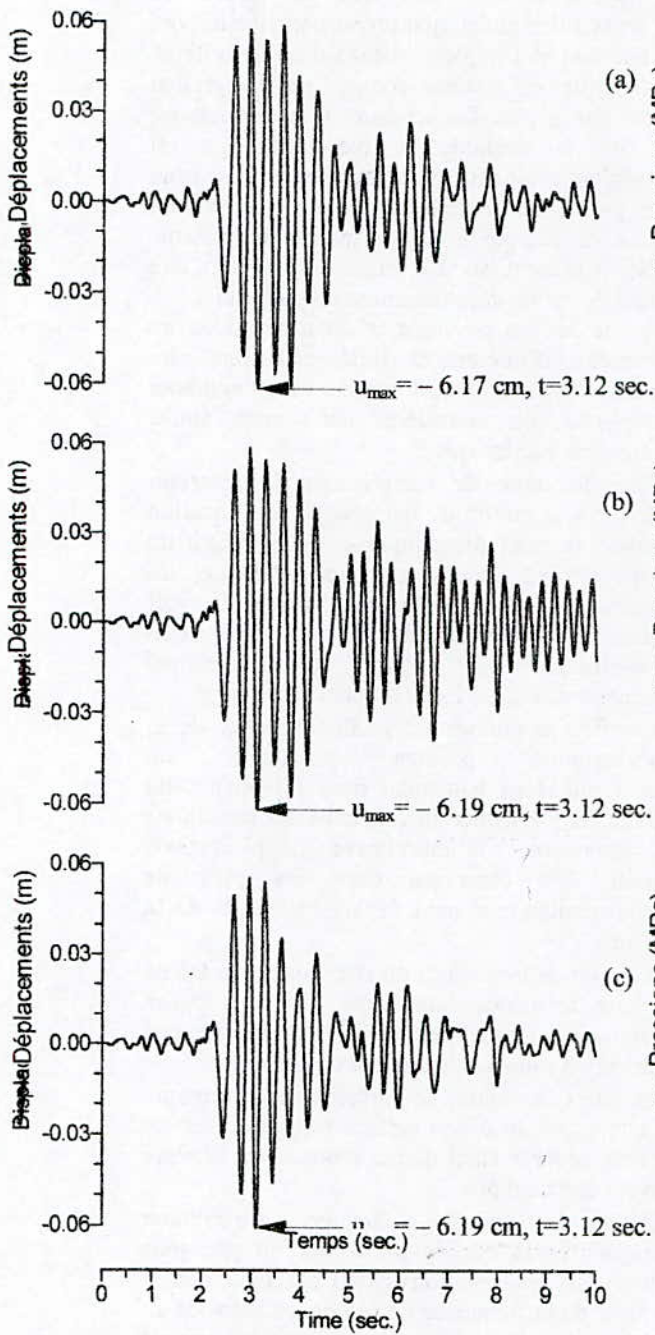


Figure 9. Déplacements horizontaux à la crête du barrage pour $x=1H$.

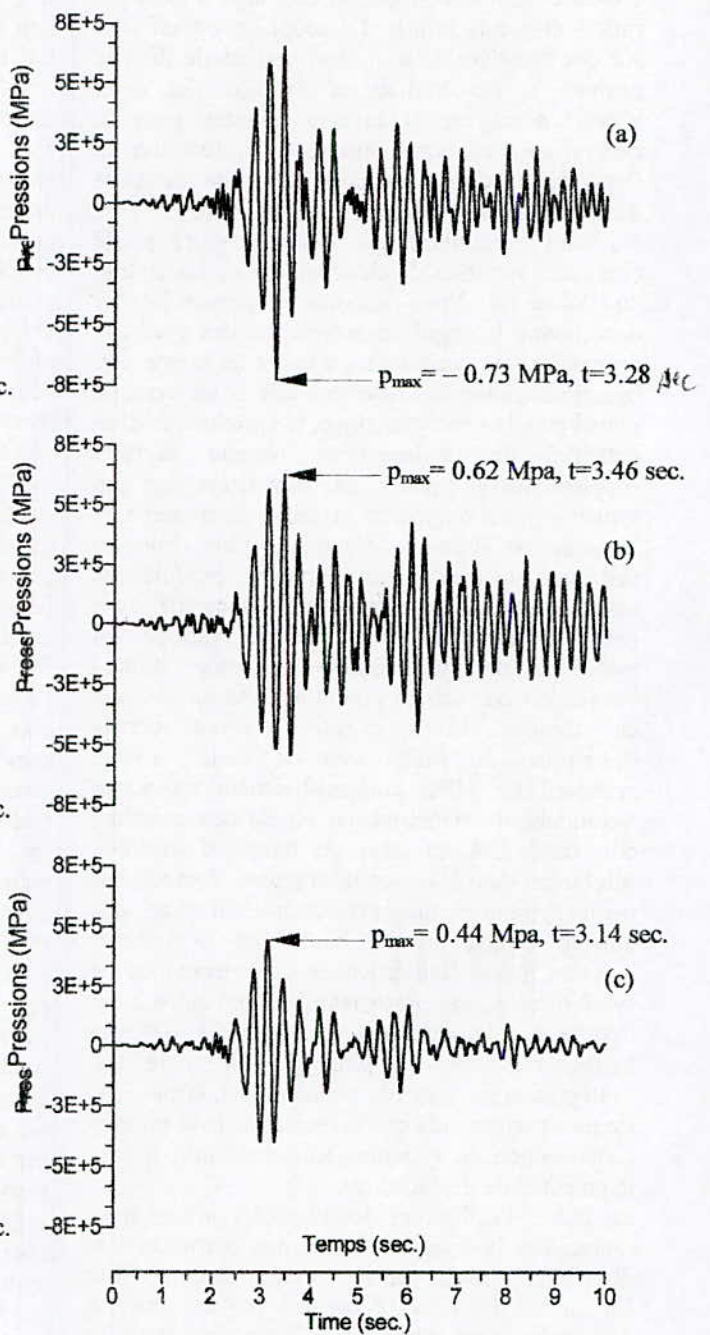


Figure 10. Pressions hydrodynamiques au fond du parement amont du barrage pour $x=1H$.

(a) Approche directe, (b) Approche inverse et (c) Limite de radiation.

REFERENCES

- [1] BETTESS, P. "Infinite elements", Penshaw Press, 1992.
- [2] CLOUGH, R.W. & PENZIEN, J. "Dynamics of structures", Mc Graw-Hill, London, England, 1993.
- [3] DANIEL, W.J.T. "Modal methods in finite element fluid-structure eigenvalue problems", Int. J. Num. Meth. Eng., 15, 1161-1175, 1980.
- [4] HALL, J.F. & CHOPRA, A.K. "Two-dimensional dynamic analysis of embankment and concrete-gravity dams including hydrodynamic effects", Earthquake Engineering and Structural Dynamics, 10, 305-332, 1982.
- [5] HALL, J.F. & CHOPRA, A.K. "Two-dimensional dynamic analysis of concrete gravity and embankment dams including hydrodynamic effects", Earthquake Engineering and Structural Dynamics, 10, 305-332, 1982.
- [6] O'CONNOR, J.P.F. & BOOT, J.C. "A solution procedure for the earthquake analysis of arch dam-reservoir systems with compressible water", Earthquake Engineering and Structural Dynamics, 16, 757-773, 1988.
- [7] OHAYON, R. "Vibrations of fluid-structure coupled systems", Finite Elements In the 90's. E. Oñate, J. Periot, A. Samuelson (Eds.), Springer-Verlag/CIMNE, Barcelona 1991.
- [8] SAINI, S. "Modelling of hydrodynamic Effects on dams using Finite Elements", Journal of the Institution of Engineers, (India), 59, 204-210, 1978.
- [9] SAINI, S., BETTESS, P. & ZIENKIEWICZ, O.C. "Coupled hydrodynamic response of concrete gravity dams using finite and infinite elements", Earthquake Engineering and Structural Dynamics, 6, 363-374, 1978.
- [10] TILIOUINE, B. & SEGHIR, A. "Influence de l'interaction fluide-structure sur le comportement sismique du barrage de Oued-Fodda (Nord-Ouest Algérien)", Actes du 1^{er} Congrès Arabe de Mécanique, Damas, Syrie, 1-5 Juin, 1997.
- [11] TILIOUINE, B. & SEGHIR, A. "A numerical model for time domain analysis of dams including fluid-structure interaction", CST 98 International Conference, Edinburg, Scotland, 18th - 20th August, 1998.
- [12] TILIOUINE, B. & SEGHIR, A. "Fluid-structure models for dynamic studies of dam-water systems", Eleventh European Conference on Earthquake Engineering, Paris, France, 6th - 11th September, 1998.
- [13] WESTERGAARD, H.M. "Water pressures on dams during earthquakes", Transactions, ASCE 98, 418-472, 1933.
- [14] ZIENKIEWICZ, O.C. & NEWTON, R.E. "Coupled vibrations of a structure submerged in a compressible fluid", Proc. Int. Symp. on Finite Element Techniques, Stuttgart, 1st - 15th May 1969.
- [15] ZIENKIEWICZ, O.C. & TAYLOR, R.L. "The finite element method. Solid and fluid mechanics, dynamics and non-linearity", Vol. 2, Mc. Graw-Hill Book Company, 1991.

MODELISATION DU COMPORTEMENT THERMIQUE A LA TRANSITION VITREUSE DU MATERIAU VITREUX DE TRIMETAPHOSPHATE DE SODIUM

*Lakhdar AZZOUZ¹, Salah BELAADI² et Mohamed BOUHICHA¹

¹ Institut de Génie Civil, Centre Universitaire de Laghouat

² Laboratoire des Systèmes Dynamiques, Institut de Chimie Industrielle,
Université des Sciences et Technologie Houari Boumédiène, Alger, Algérie

ملخص

يتمثل هذا البحث في توضيح و متابعة التغير الحراري لزجاج التريميتافسفات الصديوم في منطقة التتقل الزجاجي . بحيث بين التحليل الحراري التبايني وجود أثر حراري ناتج عن المعالجة الحرارية لهذه المادة. تم اقتراح نموذجين لمتابعة هذا الأثر و حساب قيمته بجوار منطقة التتقل الحراري . النتائج المتحصل عليها من طرف النموذجين متقاربة فيما يخص هذا الأثر الحراري و الذي قيمته تقارب 10 جول و تتناسب مع درجة الحرارة 260°C . هذا الأثر الحراري يحدث في المادة الصلبة (في الزجاج) و ليس في مجال التتقل الزجاج - السائل.

Abstract

This study permitted to specify the thermal behavior of the vitreous material of sodium trimetaphosphate and in particular to the neighborhood of the vitreous transition. Indeed, the differential scanning calorimetric, permitted us to put in evidence an induced thermal effect by the annealing thermal treatment. Two models are proposed to follow the thermal behavior of the vitreous sodium trimetaphosphate and in particular the determination of the thermal effect to the neighborhood of the Tg and the vitreous transition temperature.

Results gotten by the two models are appreciably neighboring with regard to the thermal effect. This thermal effect, determined on the annealing vitreous samples at temperatures smaller than the vitreous transition temperatures; is of the order of about ten Joules and it is maximum for a temperature of annealing of 260°C. This effect carried out on the solid state (of glass) and not during the transformation solid-liquid.

Résumé

Cette étude a permis de préciser le comportement thermique du matériau vitreux de trimetaphosphate de sodium et en particulier au voisinage de la transition vitreuse. En effet, l'analyse calorimétrique différentielle, nous a permis de mettre en évidence un effet thermique induit par le traitement thermique de recuit. Deux modèles de calcul sont proposés pour suivre le comportement thermique du trimetaphosphate de sodium vitreux et en particulier la détermination de l'effet thermique au voisinage de la Tg et la température de transition vitreuse.

Les résultats obtenus par les deux modèles sont sensiblement voisins en ce qui concerne l'effet thermique. Cet effet thermique, déterminé sur les échantillons vitreux recuits à des températures inférieures à celle de la transition vitreuse, est de l'ordre d'une dizaine de Joules et il est maximum pour une température de recuit de 260°C. s'effectuerait à l'état solide (dans le verre) et non pas au passage solide - liquide.

MODELISATION DU COMPORTEMENT THERMIQUE A LA TRANSITION VITREUSE DU MATERIAU VITREUX DE TRIMETAPHOSPHATE DE SODIUM

L. AZZOUZ¹, S. BELAADI² et M. BOUHICHA¹

¹ Institut de Génie Civil, Centre Universitaire de Laghouat

² Laboratoire des Systèmes Dynamiques, Institut de Chimie Industrielle, Université des Sciences et Technologie Houari Boumédiène, Alger, Algérie

Résumé :

Cette étude a permis de préciser le comportement thermique du matériau vitreux de trimetaphosphate de sodium et en particulier au voisinage de la transition vitreuse. En effet, l'analyse calorimétrique différentielle, nous a permis de mettre en évidence un effet thermique induit par le traitement thermique de recuit..

Deux modèles de calcul sont proposés pour suivre le comportement thermique du trimetaphosphate de sodium vitreux et en particulier la détermination de l'effet thermique au voisinage de la T_g et la température de transition vitreuse.

Les résultats obtenus par les deux modèles sont sensiblement voisins en ce qui concerne l'effet thermique. Cet effet thermique, déterminé sur les échantillons vitreux recuits à des températures inférieures à celle de la transition vitreuse, est de l'ordre d'une dizaine de Joules et il est maximum pour une température de recuit de 260°C. s'effectuerait à l'état solide (dans le verre) et non pas au passage solide – liquide.

Mots clés : Modélisation, transition vitreuse, recuit, thermique, analyse calorimétrique, trimetaphosphate de sodium,

I - Introduction

A toute transformation de la matière est associé un échange d'énergie avec le milieu extérieur ; inversement, tout effet thermique détectable correspond à une modification des caractéristiques de la matière étudiée. L'analyse calorimétrique différentielle, A.C.D., est une méthode de choix pour la mise en évidence et la mesure des quantités de chaleurs échangées. Nous avons utilisé cette technique pour l'étude du phosphate de sodium vitreux et en particulier pour suivre l'évolution de son comportement thermique au voisinage de la température de transition vitreuse en fonction du passé thermique du matériau..

Dans des études précédentes [1] [2], nous avons montré que les méthodes calorimétriques utilisées ont permis de mettre en évidence le comportement thermique particulier des échantillons vitreux de NaPO_3 ayant subi un traitement thermique de recuit à des températures inférieures à la transition vitreuse.

L'objectif de la présente étude est d'approcher au mieux les modifications physiques du verre lors de la transition vitreuse et de tenter de modéliser

ce phénomène encore mal connu à partir des résultats d'analyse calorimétrique différentielle

II – Appareillage – Conditions opératoires

La préparation des phases vitreuses et des échantillons recuits est effectuée selon un protocole déjà décrit [1], [2]. Le procédé qui permet d'assurer la reproductibilité de l'échantillonnage nécessite l'utilisation constante d'enceintes à atmosphère inerte d'argon désoxygéné et déshydraté. L'étude du comportement thermique et les mesures de chaleur spécifique ont été effectuées par analyse calorimétrique différentielle (A.C.D.) au moyen d'un microcalorimètre METTLER TA 2000 B pouvant fonctionner dans le domaine de température de 100 à 800 K. Cet appareil a été décrit précédemment [3]. Les échantillons sont des morceaux massifs récupérés de la coulée du verre sous forme de plaquettes d'épaisseur voisine de 1mm et de grandes dimensions comprises dans un diamètre de 5mm environ. La vitesse de chauffage utilisée est de $3,5\text{mn}^{-1}$.

III – Evolution de la température de transition vitreuse T_g en fonction des paramètres de recuit du verre

Les échantillons vitreux de NaPO_3 sont recuits directement dans les creusets A.C.D. scellés sous atmosphère d'argon sec (en boîte à gants).

Après traitement thermique, l'analyse calorimétrique différentielle est effectuée selon les conditions précédemment décrites [2] [4]. Les recuits sont effectués à des températures fixes variant de $T_R = 220^\circ\text{C}$ à 290°C ($T_R < T_g$). Pour chacune de ces températures, les durées de recuit DR vont de 2 h à 72 h au maximum pour certains échantillons. Les valeurs de T_g sont déterminées, à ce stade, en ne tenant compte que du changement de capacité calorifique. Les résultats sont portés sur la figure 1 qui représente la variation de T_g en fonction de T_R (courbes isochrones).

On constate que pour les faibles températures de recuit : $T_R = 220^\circ\text{C}$ et

$T_R = 240^\circ\text{C}$, la température de transition vitreuse n'évolue pas de manière significative. Par contre, pour des recuits isothermes à 260°C et 280°C , la température de transition vitreuse augmente sensiblement pour atteindre 309°C ($T_R = 360^\circ\text{C}$, $DR = 72$ h). La température de transition vitreuse semble passer par un maximum au voisinage de $T_R = 260^\circ\text{C}$.

Ces résultats ne sont pas cohérents avec la représentation enthalpique du comportement d'un matériau vitreux dans laquelle T_g devrait apparaître à température plus basse lorsque la durée de recuit augmente.

Compte-tenu de ces observations, nous sommes amenés à choisir des modèles d'exploitation des résultats prenant en compte, en plus du changement de capacité calorifique, un effet thermique de transition vitreuse $\Delta T_g H$. Nous proposerons, dans ce qui suit, deux modèles pour le calcul de cet effet thermique.

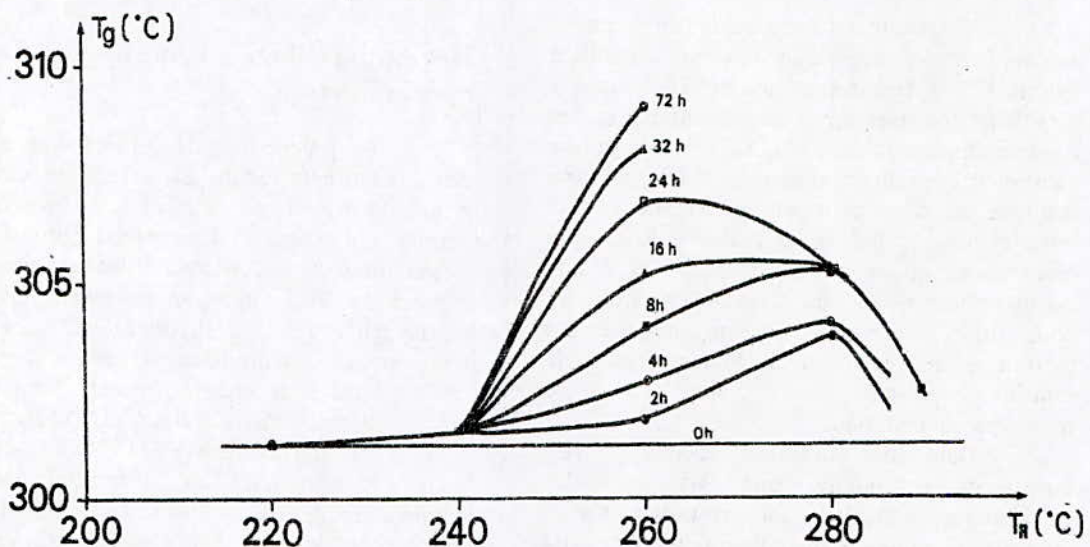


Figure 1

Evolution de T_g en fonction des conditions de recuit

IV – Calcul de l'effet thermique $\Delta_{Tg}H$ et modélisation

Nous avons montré précédemment [4][5] que le calorimètre en programme de température donne un signal ΔU qui peut s'exprimer selon l'expression :

$$K \cdot \Delta U = (C_{Pr} - C_r) \frac{dT}{dt}$$

Avec : $C_{Pr} = \frac{dH}{dT}$: capacité calorifique apparente du produit

$$C_p = \left(\frac{\partial H}{\partial T}\right)_{P, X, \dots}$$

vraie du produit

P : pression
x : composition

Dans le cas où se superpose un effet thermique ΔH à une capacité calorifique :

$$C_{Pr} = \frac{d(\Delta H)}{dT} + C_p$$

donc la courbe représentant $C = f(T)$ dans le domaine d'une transition vitreuse peut s'interpréter d'au moins trois manières différentes :

1. Changement de la capacité calorifique vraie C_p ($\Delta H = 0$)
2. Changement de la capacité calorifique vraie C_p accompagné d'un effet thermique ΔH
3. Changement de la capacité calorifique vraie C_p précédé d'un effet thermique ΔH .

Le premier cas correspond à celui du diagramme enthalpique, décrit en [2][4], sans effet thermique à la T_g . Nous étudierons séparément les deux autres cas.

IV 1 – Changement de capacité calorifique vraie C_p accompagné d'un effet thermique : Modèle "Superposé"

Ce modèle mérite une remarque particulière puisqu'il correspond au cas d'une réaction quelconque accompagnée d'un changement de capacité calorifique. Soit la réaction R conduisant un corps d'un état A vers un état B et avec un effet thermique ΔH et un changement de capacité calorifique ΔC_p ..:

Pour un degré d'avancement α de la réaction, la quantité de chaleur échangée par la réaction est $\alpha \cdot \Delta H$. La capacité calorifique vraie du système C_s s'écrit alors :

$$C_s = (1-\alpha)C_A + \alpha \cdot C_B$$

La puissance thermique W liée à la réaction est :

$$W = \frac{dQ}{dt} = \frac{d\alpha}{dt} Q_{totale}$$

la capacité calorifique apparente sera :

$$C_a = C_{Pr} = C_s + W \cdot \frac{dT}{dt} = C_s + \frac{d\alpha}{dt} \cdot Q_{totale}$$

le signal calorimétrique ΔU est de la forme :

$$K \cdot \Delta U = (C_{Pr} - C_r) \frac{dT}{dt}$$

soit en tenant compte de ce qui précède :

$$K \cdot \Delta U = [(1-\alpha) C_A + \alpha \cdot C_B + \frac{d\alpha}{dt} \cdot (Q_{totale}) - C_r] \frac{dT}{dt}$$

Connaissant C_A , C_B , ΔU et $\frac{dT}{dt}$, il est possible

d'accéder à valeur de $\alpha = f(T)$ en prenant une première ligne de base arbitraire entre le début et la fin de l'effet thermique (figure 2).

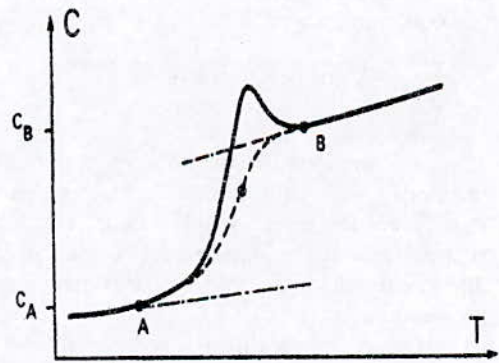


Figure 2
Variation de la capacité avec la température

L'intégration de la quantité de chaleur entre la courbe et cette ligne de base donne une première évaluation de l'effet thermique ΔH et du coefficient $\alpha = f(T)$, donc de la ligne de base $(1-\alpha) \cdot C_A + \alpha \cdot C_B$. Cette nouvelle ligne de base remplace la ligne de base initiale et le calcul est recommencé pour donner un nouveau couple $\Delta H, \alpha = f(T)$.

Cette procédure est répétée jusqu'à ce que les écarts relatifs entre les valeurs successives de ΔH soient inférieures à 0,1 %. Après établissement de la courbe donnant la variation de capacité calorifique vraie en fonction de la température par ce calcul itératif, il est possible de déterminer une nouvelle température de transition vitreuse selon les mêmes critères. La nouvelle température de transition vitreuse devrait correspondre à la Tg "réelle" du matériau vitreux selon ce modèle de calcul.

IV 2 - Changement de capacité calorifique vraie Cp précédée d'un effet thermique : Modèle "Séparé"

Dans ce cas le calcul est conduit de la façon suivante : on admet que la première partie de la courbe jusqu'au maximum est symétrique, c'est ce que suggère une cinétique répondant à une équation du type :

$$\frac{d\alpha}{dT} = k \cdot \alpha(1-\alpha) \quad \text{où } k = e^{-\Delta G^*/RT} = \text{Cte}$$

et qui correspond à un nombre important de réactions hors équilibre, telle la cristallisation vue précédemment [1][4]. Pour cela, nous supposons que le facteur k est constant, c'est-à-dire qu'il ne varie pas ou très peu avec la température.

Les opérations effectuées par le calculateur pour la détermination de l'effet thermique ΔH et de la température de transition vitreuse sont résumées comme suit :

1. Le calculateur prend la ligne de base initiale (figure 3 a),
2. retranche cette ligne de base du signal calorimétrique puis cherche le maximum de ce signal (figure 3 b),
3. fait la symétrie de la première partie de la courbe (signal calorimétrique) jusqu'au maximum (figure 3 c),
4. calcule l'effet thermique ΔH en intégrant la courbe symétrique,

5 soustrait la symétrie du signal calorimétrique et calcule la température de

transition vitreuse (figure 3d).

Après intégration de la courbe symétrique et sa soustraction au signal calorimétrique direct, on obtient le changement de capacité calorifique vraie qui affecte l'échantillon. Dans ce cas, on peut définir une autre température de transition vitreuse Tg prise "comme précédemment" sur la courbe de la capacité calorifique vraie en fonction de la température.

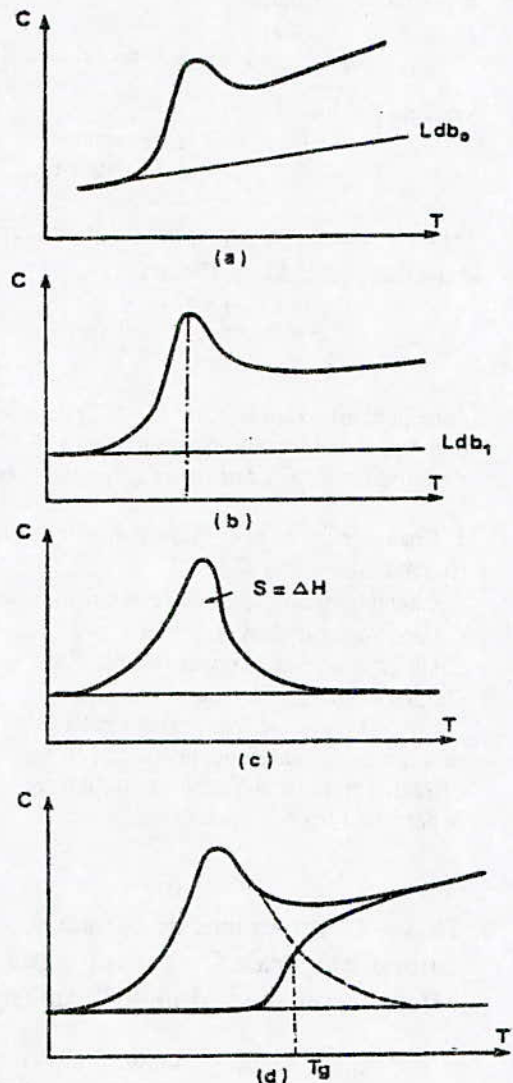


Figure 3
Étapes effectuées pour l'obtention de l'effet thermique et la température de transition vitreuse

**V – Utilisation des modèles de calcul :
Résultats**

V 1 – Utilisation du modèle Superposé

a) Variation de $\Delta_{T_g}H$ en fonction des paramètres de recuit

Afin de mieux visualiser l'évolution de l'effet thermique à la T_g en fonction des conditions de traitement thermique du verre, nous avons tracé la variation de $\Delta_{T_g}H$ en fonction de la température de recuit pour des durées de recuit DR = 2, 4, 6, 8, 16, 24 et 32 heures (figure 4). Les résultats présentés sous cette forme

mettent en évidence un sens d'évolution de l'effet thermique beaucoup plus net. Le faisceau de courbes isochrones présente plusieurs caractéristiques :

- les valeurs de $\Delta_{T_g}H$ sont très proches quelle que soit la durée de recuit tant que TR reste inférieure à 240°C
 - $\Delta_{T_g}H$ augmente ensuite et passe par un maximum pour des températures de recuit comprises entre 260°C et 280°C
 - les valeurs de $\Delta_{T_g}H$ diminuent rapidement entre 280°C et 290°C.
- D'un point de vue quantitatif, les valeurs maximum de $\Delta_{T_g}H$ se situent entre 4 et 10 J/g.

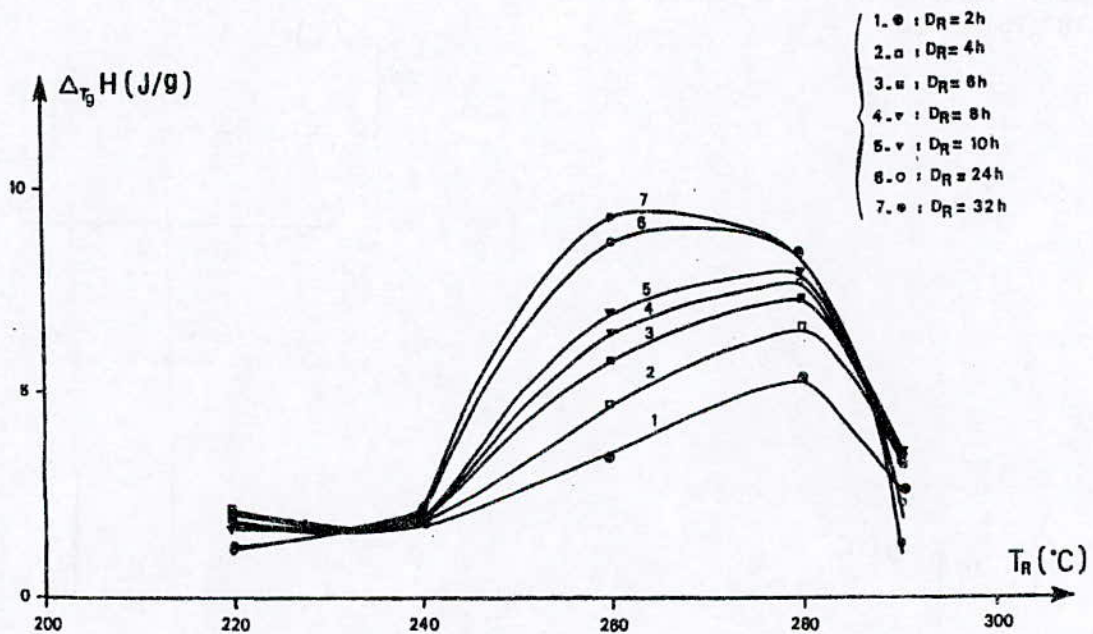


Figure 4
Variation de l'effet thermique en fonction des paramètres de recuit (modèle superposé)

b) Variation de la Tg en fonction des conditions de recuit du verre

Les valeurs de la température de transition vitreuse sont déterminées, comme indiqué précédemment, sur les courbes de variation de capacité calorifique en fonction de la température (modèle "superposé").

Nous avons représenté les courbes isochrones à DR constante (figure 5).

On remarque que la température de transition vitreuse varie de façon analogue à l'effet thermique (figure 4) qui accompagne cette transition. Par ailleurs, comme dans le cas précédent où les Tg ont été déterminées directement sur les courbes $C = f(T)$ sans tenir compte d'un effet thermique à la transition vitreuse, on constate une augmentation des valeurs de Tg avec la durée du recuit pour des températures de 260°C et 280°C.

Pour $T_R = 220^\circ\text{C}$ et $T_R = 240^\circ\text{C}$, les valeurs de Tg n'évoluent pas significativement par rapport à celle du verre de référence non traité : l'écart maximum est toujours atteint pour $T_R = 260^\circ\text{C}$.

VI 2 – Utilisation du modèle "séparé".

a) Variation de la température de transition vitreuse

Les températures de transition vitreuse, calculées selon le modèle "séparé", sont représentées en fonction de la durée de recuit (courbes isothermes) sur la figure 6.

On remarque qu'en utilisant ce modèle de calcul, les températures de transition vitreuse sont sensiblement identiques quelles que soient les conditions de traitements thermiques des échantillons vitreux. Nous obtenons toutes les valeurs de Tg dans une fourchette de $308 \pm 1^\circ\text{C}$. Ce résultat est donc très différent des précédents. La valeur moyenne plus élevée de Tg s'explique par le mode de calcul décrit en V.2.

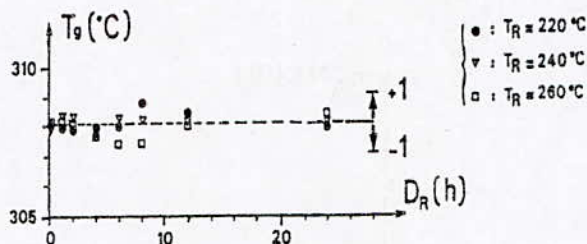


Figure 6
Variation de la Tg en fonction de la durée de recuit

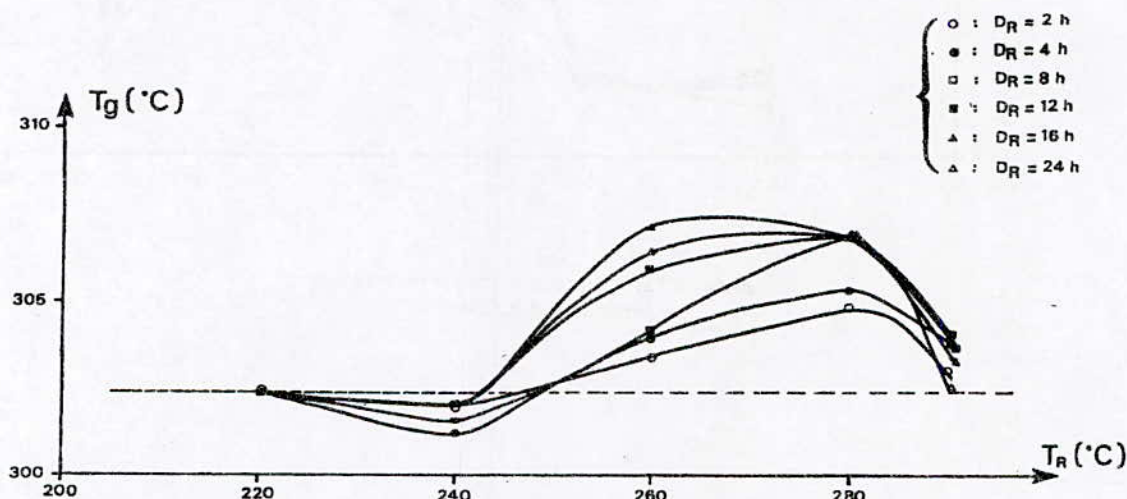


Figure 5
Variation de la température de transition vitreuse en fonction des conditions de recuit (modèle superposé)

b) Variation de l'effet thermique précédant la transition vitreuse

Les courbes représentant les variations de l'effet thermique $\Delta T_g H$ paraissent encore une fois difficiles à interpréter, néanmoins elles appellent un certain nombre de commentaires d'ordre qualitatif et quantitatif (Figure 7). D'un point de vue qualitatif, on observe une différence de comportement des échantillons de recuit à $T_R < 240^\circ\text{C}$ et à $T_R > 240^\circ\text{C}$. Cette remarque a déjà été faite précédemment lors du calcul de $\Delta T_g H$ à l'aide du modèle "superposé". D'autre part, l'influence de la durée de recuit met

encore une fois en évidence une évolution différente pour les faibles durées de recuit $DR < 10$ h par rapport aux valeurs des durées $DR > 10$ h.

D'un point de vue quantitatif, les valeurs de $\Delta T_g H$ évoluent dans un domaine variant de 4 à 6 J/g pour des températures de recuit de 220°C et 240°C , puis elles augmentent notablement pour atteindre plus de 10 J/g et même 15 J/g dans certaines conditions de recuit : 260°C pendant 72 h. Il semble qu'au-delà de 260°C , $\Delta T_g H$ n'augmente plus significativement.

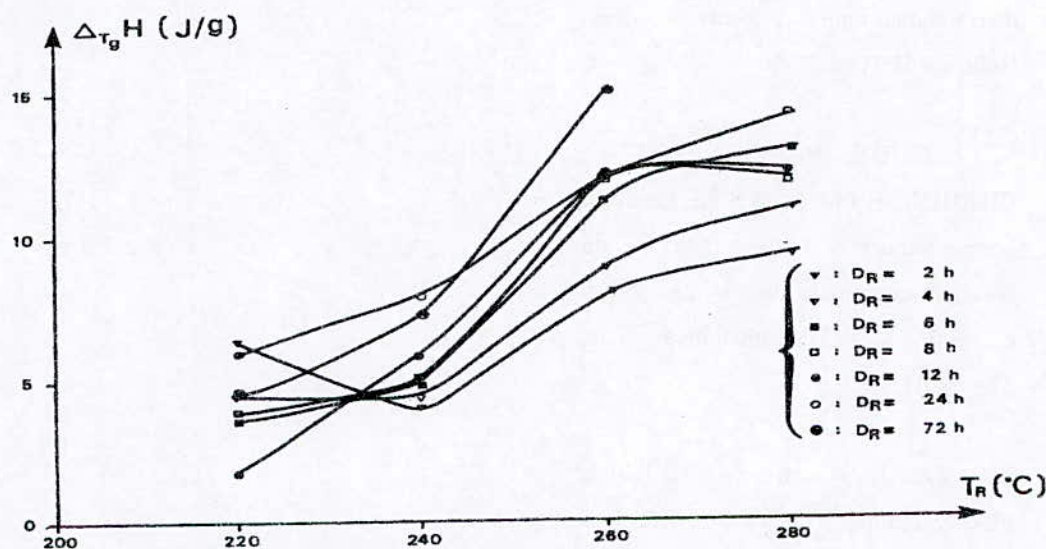


Figure 7
Variation de l'effet thermique en fonction des paramètres de recuit (modèle séparé)

Conclusion

L'analyse calorimétrique différentielle effectuée dans le domaine de transition vitreuse a permis de mettre en évidence le comportement thermique particulier des échantillons vitreux de NaPO_3 ayant subi un traitement thermique de recuit à des températures inférieures à la transition vitreuse.

Les modèles de calcul proposés ont conduit à des résultats sensiblement voisins en ce qui concerne l'éventuel effet thermique au voisinage de la transition vitreuse. Cet effet thermique serait maximum pour une température de recuit de 260°C environ, sa valeur évoluant autour d'une dizaine de Joules par gramme. On

remarque que la température de transition vitreuse augmente avec le couple "temps, température de recuit". Ceci est difficilement explicable sans faire intervenir une étape préalable à la libération des trois degrés de liberté du liquide sous refroidi. Cette étape ne peut donc faire intervenir qu'une énergie thermique amenant la destruction de l'ordre créé par le recuit.

Cette image est assez bien représentée par le modèle séparé que nous avons présenté précédemment. Ce modèle retrouve bien une T_g indépendante du recuit. Un comportement semblable est observé pour une autre substance (glycérol)[6].

Références

- [1] J.P.BASTIDE, L. AZZOUZ et P. GERMAIN, Etude de la cristallisation du trimétaphosphate de sodium vitreux : aspect cristalochimique, Mater. Res. Bull.,29 (1994). 351-358

- [2] P.GERMAIN, J. THOUREY, L. AZZOUZ et P. CLAUDY, Etude de la cristallisation du trimétaphosphate de sodium vitreux : aspect thermodynamique Mater. Res. Bull.,29(1994) 523-528

- [3] P. CLAUDY, B. BONNETOT, G. CHAHINE et J.M. LETOFFE, Etude du comportement thermique du tétrahydroaluminate de sodium de 298 à 600 K, Thermochemica Acta, 38(1980)75.

- [4] L. AZZOUZ, Contribution à l'étude physico-chimique des matériaux vitreux , thèse de Doctorat, I.N.S.A. de Lyon, 1990.

- [5] L. AZZOUZ et S. BELAADI, Etude thermodynamique du trimétaphosphate de sodium vitreux , J. Soc. Alger. Chim., 8(1), 1998, 73-82

- [6] P. CLAUDY, J.C. COMMERCON and J.M. LETOFFE, Quasi static study of the glass transition of glycerol by DSC. , Thermochemica Acta, v.128, 1988, 251-260

ANISOTROPIC AND UNILATERAL DAMAGE APPLICATION TO CONCRETE

Y. Labadi¹; M. Aberkane¹; K. Saanouni²

¹ Mechanical Engineering Institute, University of Tizi-Ouzou,
P.O. Box 17 R.P. 15000, Tizi-Ouzou, ALGERIA.
Telefax : 213 321 32 99

² Université de Technologie de Troyes,
Laboratoire des Systèmes Mécaniques et d'Ingenierie Simultanée,
12, rue Marie Curie BP 2060 - 10010 Troyes Cedex, FRANCE

ملخص

في هذه الوثيقة نعرض المظاهر النظرية و العددية لنموذج سلوك لا خطي لمواد قابلة للانكسار بدون لدونة (الإسمنت مثلا) و التي تظهر على شكل تشقق غير متساوي في مختلف الاتجاهات. هذا النموذج مستنبط في إطار عام للترموديناميك. قانون تطور الانشقاق مشتق من كمون تيرموديناميكي. هذا النموذج يسمح انطلاقا من ظواهر فيزيائية متواجدة في المادة (وجود انشقاق أولي، ازدياده، تبعثره، ... الخ) باستنتاج تطور الخصائص الميكانيكية. نقترح امتدادا له من أجل الأخذ بعين الاعتبار ظاهرة انسداد الإنشقاقات و استعادة طويلة المرونة. هذا النموذج طبق في برنامج حسابي يستعمل نظرية العناصر المنتهية مع اقتراح أمثلة لتقييم إمكانياته.

RESUME

Dans cet article on présente les aspects théoriques et numériques d'une modélisation du comportement non linéaire des matériaux fragiles (béton) présentant un endommagement anisotrope. Ce modèle est élaboré dans le cadre général de la thermodynamique des processus irréversibles. La loi d'évolution du dommage dérive d'un potentiel thermodynamique. Ce modèle permet à partir des phénomènes physiques existant au sein du matériau (existence d'une microfissuration initiale puis croissance, propagation et coalescence des microfissures) de déduire l'évolution des caractéristiques mécaniques. On propose une extension de ce modèle afin de tenir compte du phénomène de fermeture des microfissures et de restauration des modules élastiques. Ce modèle est implémenté dans code de calculs par éléments finis et des exemples sont traités afin d'estimer les capacités du modèle.

ABSTRACT

This paper presents a theoretical and numerical modelling for the non linear behavior of brittle materials (concrete) exhibiting anisotropic damage. A continuous damage model is proposed using a thermodynamics potential. The model is complete in the sense that beyond evaluating effective elastic properties of cracked solid, the damage evolution is properly described. An extension of the model is proposed to take into account the crack closure phenomenon and elastic moduli recovery. Implementation of these constitutive equations in the finite element analysis is explained and simulations of structures are presented to allow us to show the capacity of this model.

1. INTRODUCTION

The effect of the nucleation and growth of microvoids and/or microcracks (damage) on the overall response behavior of a wide class of materials is now clearly understood. The damage of materials occurs when atomic bonds break at the microstructural level. These microscopic alterations react upon the macroscopic thermomechanical materials properties : elastic softening, decreased conductivity, plastic yield surface alteration, etc.

For concrete, the experimental behavior analysis (concrete is assumed initially isotropic) let us say the principal following phenomena :

- a loss of stiffness beyond a certain stress point due to damage which is strongly anisotropic due the directionality of the defects (induced anisotropy) ;
- a permanent or irreversible strains with the loss of material stiffness (wich are due to growth of damage) ;
- a stiffness recovery with the change from the damaging loading in traction to a compression loading called «unilateral behavior» (the damage can be active or inactive, when the microcracks are respectively open or closed);
- a dissymmetric behavior between traction and compression and a softening behavior during taction and compression.

In many engineering situations, concrete can be considered as an elastic material susceptible of damage. Continuum Damage Mechanics (CDM) is intended to interpret and describe the phenomena connected with the deterioration of materials before the macroscopic rupture [14]. Until recently, the CDM theories were unable to describe simultaneously the following facts :

- the anisotropic nature of the damage state;
- and the unilateral character of damage.

The theories are not able to describe the two above effects: either a non-symmetry of the elasticity operator or discontinuous stress-strain response can be observed under certain loading conditions.

We will present in this paper, a finite element implementation of model able to show the non-

linear experimental behavior of concrete and simulate the anisotropic evolution of microcracks in concrete. This anisotropic model is combined with an unilateral condition. Simulations of structures are presented to allow us to show the capacity of this model.

2. GENERAL FRAMEWORK. CONTINUUM DAMAGE MECHANICS

Two main approaches are extensively used to model the effect of damage on materials behavior. The first one, pioneered by Mc Clintock [13], is based upon micomechanisms of void nucleation and growth. The second approach is phenomenological in nature in the sense that it ignored the micromechanisms of the damage (micro-defects) initiation and growth. The last approach is based on the CDM Since the pioneering paper of Kachanov [14], the CDM has become one of the most active of research in solid mechanics. The main idea is the introduction of a new internal variable, the damage, that mesures the density of microcracks and microvoids and their influence on the behavior of the material. Recent paper [2] summarize the present state of this phenomenological approach of CDM using damage effect variables in the sense of Kachanov and the effective stress/effective strain concepts. Although it is possible to describe constitutive equations from micromechanics and homogenization methods. The phenomenolical approach initiated by Lemaitre [8], and Chaboche [7] will be used in this paper. The phenomenological approach of continuum damage mechanics can be incorporated into a general framework of the thermodynamics of irreversible processes [1].

Concrete behavior can be describe by the use of two specific potentials :

2.1 State potential

Its describe the reversible behavior, the specific free energy can be written :

$$\rho\psi = \frac{1}{2} \varepsilon_{ij} \tilde{\Lambda}_{ijkl} \varepsilon_{kl} \quad (1)$$

The state laws are deduced, from ψ , in a conventionnal way (Normality rule) :

$$\sigma_{ij} = \tilde{\Lambda}_{ijkl} \varepsilon_{kl} \quad (2)$$

$$\varepsilon_{ij} = \tilde{\Lambda}_{ijkl}^{-1} \sigma_{kl} \quad (3)$$

$$Y_{ij} = -\frac{\partial \psi}{\partial d_{ij}} = -\frac{1}{2} \varepsilon_{ij} \frac{\partial \tilde{\Lambda}_{ijkl}}{\partial d_{ij}} \varepsilon_{kl} \quad (4)$$

Where ε_{ij} is the elastic tensor.

2.2 Dissipation potential

Its describes the damage evolution and the corresponding irreversible processes. In the present case, within the simplifying assumption of a time-independant process, we may replace the notion of dissipative potential and corresponding normality hypothesis by the following damage criterion:

$$\underline{Y} - K(\underline{d}) \leq 0 \quad (5)$$

Such a criterion states that the damage in the material is increased when the energy release attains the damage threshold $K(d)$ and increases further. In fact $K(d)$ evolves with damage, with the condition $\underline{Y} = K(\underline{d})$, and stores the maximum value attained by \underline{Y} .

3. ANISOTROPIC DAMAGE

The formulation of damage effect tensor may be approximated by introducing the concept of proportional loading. We assume that principal directions of damage are the same as stress principal directions, the effect damage operator of fourth order can be written in the principal damage coordinate system [5] as the following «diagonal form», using the Voigt notations :

$$\underline{\underline{M}}(d) = \begin{bmatrix} \frac{1}{1-d_1} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{1-d_2} & 0 \\ 0 & 0 & \sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{1}{(1-d_1)^2} + \frac{1}{(1-d_2)^2} \right)} \end{bmatrix} \quad (6)$$

d_1, d_2 are the respective principal values of the second order damage tensor: d_{ij} (plane case). We also have :

$$\underline{\underline{\sigma}} = \underline{\underline{M}}(\underline{d}) : \underline{\underline{\sigma}} \quad (7)$$

The strain equivalence hypothesis [10], works fine for isotropic damage models but yields asymmetric stiffness matrix for anisotropic damage models. To overcome this inconsistency, we use the complementary elastic energy hypothesis [17]. The hypothesis states that the effective stress

$\underline{\underline{\tilde{\sigma}}}$ and the effective strain $\underline{\underline{\tilde{\varepsilon}}}$ are such that the elastic energy of the undamaged material subjected to $\underline{\underline{\tilde{\sigma}}}$ and $\underline{\underline{\tilde{\varepsilon}}}$ is the same as for the damaged material subjected to $\underline{\underline{\sigma}}$ and $\underline{\underline{\varepsilon}}$. We obtain then:

$$\underline{\underline{\tilde{\Lambda}}}(\underline{d}) = M^{-1} : \Lambda : M^{-1T} \quad (8)$$

The evolution of damage is governed by an equivalent strain. The damage threshold surface is a modified version of Mazars's model [12], which is inspired from Saint-Venant's plasticity yield surface :

$$f(\underline{\underline{\varepsilon}}, \underline{d}) = \tilde{\varepsilon}_k - K(\underline{d}) \quad (9)$$

We take :

$$\tilde{\varepsilon}_k = \sqrt{\sum_{k=1}^3 \langle \varepsilon_k \rangle_+^2 + m \langle \varepsilon_k \rangle_+^2} \quad (10)$$

Whith :

$$\langle \varepsilon_i \rangle_+ = \begin{cases} 0 & si \ \varepsilon_i \leq 0 \\ \varepsilon_i & si \ \varepsilon_i > 0 \end{cases} \quad (11)$$

$m = \left(\frac{f_t}{f_c} \right)^2$: coefficient taking into consideration the large difference in tensile strength and compressive strength.

ε_k : k^{th} principal strain.

$K(d)$ is the threshold of damage initiation. Initially $K(d) = \varepsilon_{d0} = \frac{f_t}{E_0}$, when we go over the threshold

$K(d)$ has in every point the maximum value of $\tilde{\varepsilon}$ reached during the loading history.

The damage law is written using the ratio between damaged concrete strain energy and virgin concrete strain energy [5] :

$$d = 1 - \sqrt{\frac{W_d^e}{W_0^e}} \quad (12)$$

W_d^e : elastic strain energy of damaged material, and W_0^e (elastic strain energy of virgin material) = W_d^e (pour $d = 0$).

The dissipated energy caused by damage has an upper bound as : $g_t = \int_0^{\epsilon} \sigma d\epsilon$

To evaluate g_t we use the following behavior law [11] :

$$\sigma(\epsilon) = f_t [2 \exp(-b(\epsilon - \epsilon_{d0})) - \exp(-2b(\epsilon - \epsilon_{d0}))] \quad (13)$$

with : $b = \frac{3}{\epsilon_{d0} \left(\frac{2G_f E_0}{l_{ch} f_t^2} - 1 \right)} \leq 0$

The condition $b < 0$ is used like localisation limiter. With [6] :

$$G_f = l_{ch} g_t \text{ and } l_{ch} = \frac{EG_f}{f_t^2}$$

l_{ch} : the characteristic length of the material

G_f : fracture energy per unit surface

The anisotropic damage law can be written as (in the k direction) :

$$d_k = 1 - \sqrt{\frac{\epsilon_{d0}}{\tilde{\epsilon}_k} \left[2 \exp(-b(\tilde{\epsilon}_k - \epsilon_{d0})) - \exp(-2b(\tilde{\epsilon}_k - \epsilon_{d0})) \right]} \quad (14)$$

4. THE UNILATERAL CONDITION

A new form unilateral condition that can be applied satisfactorily to anisotropic damage states is proposed previously [3]. The two key features of the formulation are as follows :

- the unilateral condition is written in a special coordinate system, related to the present state directionality, which is called «principal system of damage» ;
- in this system, the unilateral condition affects only the «diagonal components» of the stiffness operator corresponding to the principal direction in which a sign change is observed for the normal strain.

Assume given unit direction \vec{n} a being a «principal direction for damage». Let us assume $\tilde{\Lambda}(\underline{d})$, to be the known elastic stiffness of the damaged material under active damage loading conditions. The effective stiffness of the damaged material under the present loading is written :

$$\underline{C}^{eff} = \tilde{\Lambda}(\underline{d}) + H(\text{Tr}(-\vec{P}:\underline{\epsilon}))\vec{P} : [(\underline{\Lambda} - \tilde{\Lambda}(\underline{d})) : \vec{P}] \quad (15)$$

Where $\vec{P} = \vec{n} \otimes \vec{n} \otimes \vec{n} \otimes \vec{n}$: is the projection operator and H the Heavyside function.

In this paper, this condition is combined with the anisotropic model presented above, we choose the principal directions for closure as the principal directions of damage state.

5. NUMERICAL IMPLEMENTATION AND RESULTS

The theoretical model presented above was implemented in a finite element program presented by [15]. The program has been initially written to finite element analysis of elastoplastic solids. We have modified it to finite element analysis of anisotropic damage mechanics problems [9]. The best way to solve the non-linear problem is to use a secant stiffness algorithm, since the damage affects the secant modulus: The element stiffness are recomputed during each iteration of each increment (damage is defined as loss stiffness). The convergence test uses a traditionnal way: for each step i ($i \geq 1$), we compute the residual forces, $\{\Psi\}$ (equilibrium forces):

$$\{\Psi\}_i = [K(d_{i+1})]\{u\}_i - \{F\} \quad (16)$$

Where $\{F\}$ the load to equilibrate, $\{u\}_i$ the displacement calculated from $\{F\}$:

$$[K(d_i)]^{-1} \{u\}_i = \{F\} \quad (17)$$

and $[K(d_{i+1})]$ secant matrix using the new damage computed from $\{u\}_i$.

We will estimate then we have well converged when the following test is true:

$$\sqrt{\frac{\{\psi\}^T \{\Psi\}}{\{F\}^T \{F\}}} \leq \eta \quad (\eta \text{ convergence tolerance, fixed by the user for example } 10^{-3}).$$

The non-linear computation algorithm has been used on patch-tests that permit to validate the model implementation.

We first present here, the response of concrete representative volume element (RVE) submitted to an uniaxial tension under controlled displacement (Fig.1). The numerical results are reported below. The data of the tested specimen are the following : $E = 20000 \text{ MPa}$, $\nu = 0.2$, $G_f = 250 \text{ N/m}$, $\epsilon_{d0} = 0.001$, $l_{ch} = 1 \text{ m}$, $f_c = 20 \text{ MPa}$ and $f_t = 2 \text{ MPa}$

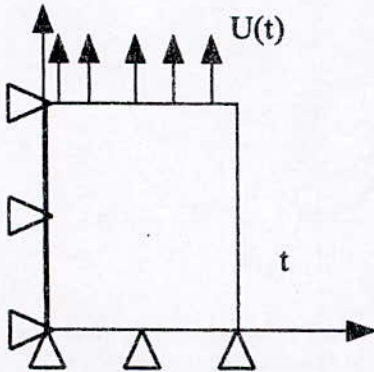


Fig.1.a. Boundary conditions

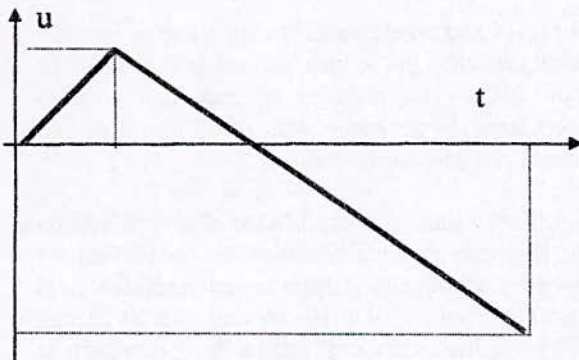


Fig.1.b. Load

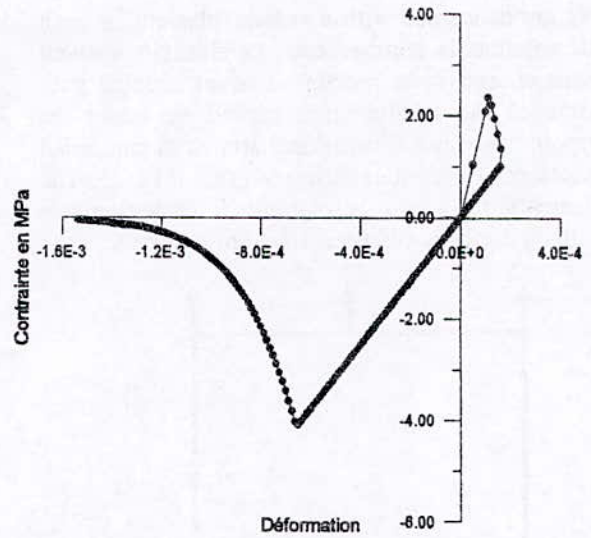


Fig. 1. c. Local response of the RVE without unilateral condition.

The dissymmetric behavior between traction and compression and a softening behavior during traction and compression is captured by the initial model. But the stiffness is not recovered in compression.

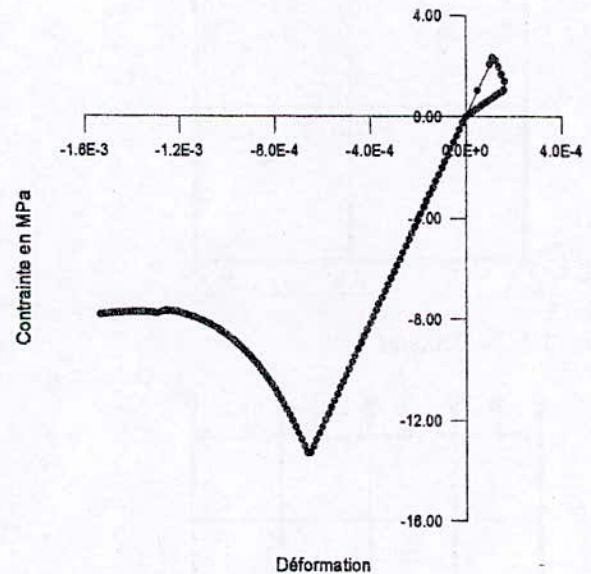


Fig. 1. d. Local response of the RVE with unilateral condition

Figure 1.d. shows that the unilateral condition applied to the anisotropic damage model preserve the continuity of the response and gives a stiffness recovery with the change from the damaging loading in traction to a compression loading.

We are concerned with a volume element in which the solution is homogeneous in elasticity without damage, and must remain so when coupled with damage. The calculation is carried out under the hypothesis of two dimensional strains in controlled displacement for four different grids (Fig. 2). The elements used are isoparametric quadrilaterals with eight nodes and three integration points.

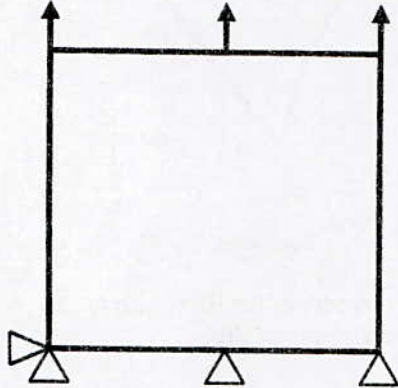


Fig. 2. a. 1 element

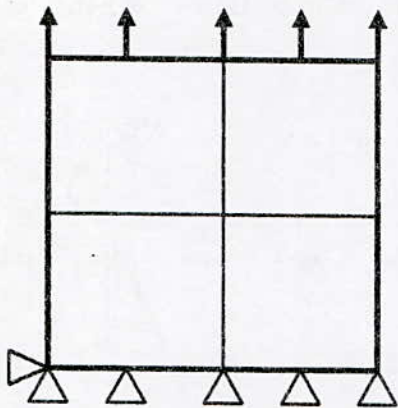


Fig. 2. b. 4 elements

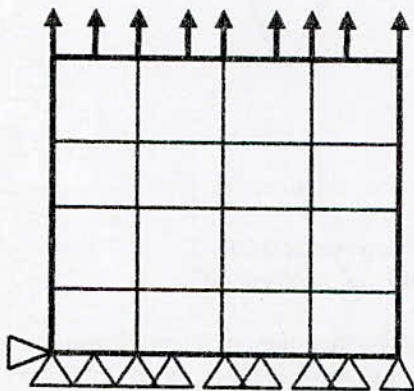


Fig. 2. c. 16 elements

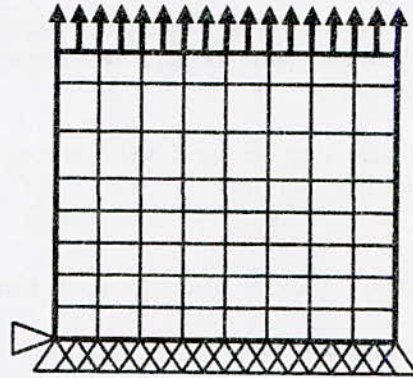
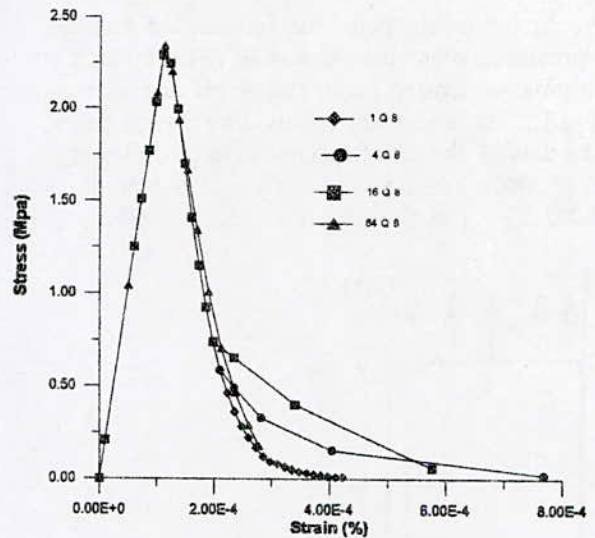


Fig. 2. d. 64 elements



We obtain perfectly homogeneous fields σ , ϵ and D for four grids used up to failure. We notice that a small time step is often required for one element until the failure.

For 4, 16 and 64 elements the time step is initially small, we change the step and we take it twice or more when the damage is important. It is necessary to associate with the algorithm an adaptative step control method.

In order to show the importance of size effects on the response on concrete structures, we carried out three calculations on prismatic test-specimen sizes of 50/50/5 cm, 30/30/10 cm and 60/60/20 cm. With displacements imposed in the y direction at th boundary. The choice was inspired by Rossi [16].

The numerical tests are displacement-driven, under plane stress conditions. The structure is

discretized geometrically into 100 elements, with the same number of elements for both specimen size. The elements used are isoparametric quadrilaterals.

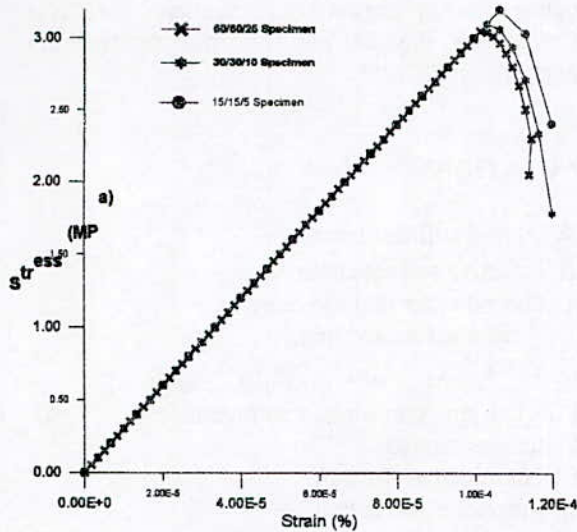


Fig. 3. a. Local response

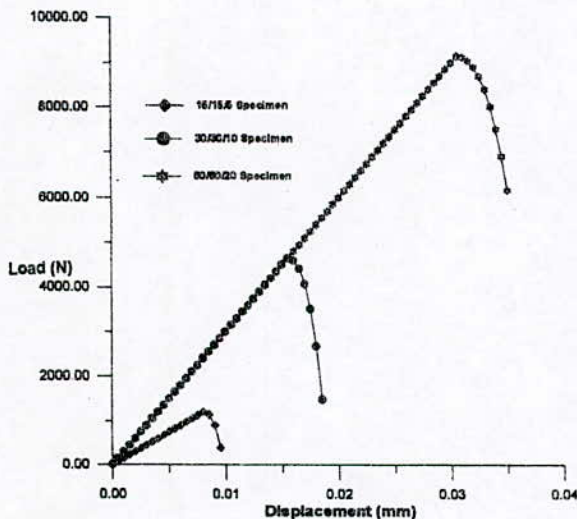


Fig. 3. b. Global response

Fig. 3a. shows that the peak value of stress is higher for smaller volume of the test specimen and Fig. 3b. shows that the peak value of load is higher for higher specimen. The results are closed with experimentals results.

6. CONCLUSION

We have implemented an anisotropic damage model in finite element program. This model uses a set of parameters that do not need particular tests to be identified. The tensile and compressive strength (f_c et f_t) and the damage threshold can be found using tension test. The fracture energy per unit surface G_f can be found using flexion test on cracked specimen. The characteristic length, l_{ch} , can be calculated.

If we compare experimental results to simulations made using the model, we can say the used model is very close to the physical reality. The model permits to get information such as displacements, stresses, strains and damage variables. Works are done to make larger model application field: an extension of the model to the fatigue loading.

REFERENCES

- [1] Brun, L., 1990, *Introduction à la thermodynamique des matériaux*, Ecole Polytechnique de Paris.
- [2] Chaboche, J.L., 1988, Continuum damage mechanics, Parts I and II, *J. of Applied Mechanics*, 55 : 59-72.
- [3] Chaboche, J.L., 1992, Une nouvelle condition unilatérale pour décrire le comportement des matériaux avec dommage anisotrope, *Comptes Rendus de l'Académie des Sciences Paris*, t. 314, Série II, p. 1395-1401.
- [4] Chen, X.F. & Chow, C.L., 1995, On damage Strain Energy release rate \dot{Y} , *International Journal of Damage Mechanics*, vol. 4 - July 1995.
- [5] Ghrib, F. & Tinawi, R., 1995, Non linear behavior of concrete dams using damage mechanics, *Journal of engineering mechanics*, vol. 121, n°4, April 1995.
- [6] Harder N.A., 1996, Theory of brittleness in stress softening models of fracture mechanics, *Engineering fracture mechanics*, vol. 54, n° 4, pp 527-534.
- [7] Lemaitre, J., 1992, *A course on Damage Mechanics*, Springer Verlag Edition.
- [8] Lemaitre, J. & Chaboche, J.L., 1995, *Mécanique des matériaux solides*, 2ème édition, Dunod Paris.

[9] Labadi, Y. & N.E. Hannachi, 1997, Finite Element Analysis of anisotropic damage problems, *Computational Plasticity-Fundamentals and Applications*, D.R.J. Owen, E. Onate and E. Hinton, CIMNE Barcelona, vol. 2, pp. 1103-1107.

[10] Lemaitre, J., 1971, Sur la détermination des lois de comportement des matériaux élastoviscoplastiques, *ONERA Report N° 186*.

[11] Lubliner, J. & al, 1989, A plastic damage model for concrete, *Int. Solids Struct.*, 25(3), 299-326.

[12] Mazars, J., 1984, Thèse d'état, Paris VI, France.

[13] Mc Clintock F.A., 1968, Ductile rupture by the growth of holes, *J. Appl. Mech.*, 35-36.

[14] Kachanov, L.M., 1958, Times of the rupture process under creep conditions, *Isv. Akad. Nauk, Otd Tekh. Nauk.* n°8, pp. 26-31.

[15] Owen D.R.J., 1980, *Finite element in plasticity. Theory and practice*, Pineridge Press Limited, Swansea, U.K..

[16] Rossi, P. & Ulm, F. J., 1997, Size effects in the biaxial tensile-compressive behaviour of concrete: physical mechanisms and modelling, *Materials and structures*, vol. 30, May 1997.

[17] Sidoroff, F., 1981, Description of anisotropic damage. Application to elasticity, *IUTAM Colloquium*, Physical non linearities in structural analysis, pp 237-244.

NOTATIONS

$\underline{\underline{\Delta}}$: Initial stiffness matrix.

$\tilde{\underline{\underline{\Delta}}}$: Effective stiffness matrix

$\underline{\underline{d}}$: Second-order damage tensor.

$\underline{\underline{Y}}$: Tensor associated to $\underline{\underline{d}}$.

$\tilde{\underline{\underline{\sigma}}}_{ij} = M_{ijkl}^{-1} \sigma_{kl}$ and $\tilde{\underline{\underline{\epsilon}}}_{ij} = M_{ijkl} \epsilon_{kl}$:

Effective stress tensor and strain tensor

f_t : tensile strength

f_c : compressive strength

l_{ch} : characteristic length.

ρ : mass density.

G_f : fracture energy per unit surface

IDENTIFICATION ET ANALYSE DES EFFETS DES NONSTATIONNARITES DES MOUVEMENTS SISMIQUES SUR LA REPOSE DES STRUCTURES

M. Hammoutène* et H. Aknouche**

* Maître de Conférences, Ecole Nationale Polytechnique, Laboratoire de Genie Sismique et Dynamique des Structures.

**Magistère en Génie Civil, Ecole Nationale Polytechnique

ملخص

يهدف هذا العمل الى تمييز و دراسة تاثيرات عدم سكون الهزات الارضية في السعة والتواتر على احابة المنشآت المعرضة لها. لهذا الغرض استعمل نموذج لتمثيل التغيرات العشوائية للهزات الارضية يعتمد اساسا على منهج الطيف الفزيائي. يتم تمييز تاثيرات عدم سكون الهزات الارضية على تردد المنشآت الغير خطية باظهار اختلاف الاطراف الاحتمالية للذوتها تحت تاثير عدد من الهزات الارضية التي تختلف عن بعضها البعض في محتواها التواتري التحركي والذات الاحتمالية الممتدة للمعتمد وصولا الى المرحلت المكونة للهزة الارضية.

بعد ذلك تقوم بدراسة مقارنة لاهمية هذه التاثيرات عن طريق تحليل تغيرات العوامل المعرفة لنموذج التمثيل من جهة ونماذج احابة المنشآت المرنة والغير مرنة من جهة اخرى. تقيم صحة هذه التاثيرات يتم عن طريق دراسة تغيرات العوامل الممتدة لاحابة المنشآت وبالتالي نكون قد وضعنا نظرية التصارب المتحرك.

Abstract :

The aim of this work is the identification and the analysis of the effects, upon the structures, of the temporal variations in both amplitude and frequency content, characterizing the earthquake strong ground motions. A simple nonstationary stochastic model based on the concept of physical spectrum is used to characterize and simulate the ground seismic accelerations.

We study the influence of the nonstationary characteristics of the accelerograms on the structural response by analyzing the variability of the ductility in terms of probabilistic inelastic response spectra obtained for various classes of synthetic accelerograms characterized by different probability density function of the phase delays of the constitutive seismic waves and different evolutionary frequency content.

In another hand, we study the importance of the nonstationary effects by analyzing the variations of the parameters of the stochastic evolutionary spectrum model and those of the elastic and inelastic systems.

The importance of these effects is interpreted by analyzing the probable fluctuations of the characteristic parameters of the structures and those of the structural responses ; the "moving resonance" phenomenon is then emphasized.

Résumé :

Le présent travail a pour but l'identification et l'analyse des effets, sur les structures nonlinéaires, des nonstationnarités tant en amplitudes qu'en contenu fréquentiel, caractérisant les mouvements forts du sol lors des tremblements de terre. Un modèle simple de simulation stochastique nonstationnaire basé sur le concept de spectre physique est utilisé pour synthétiser les accélérations sismiques.

Nous étudions l'influence des nonstationnarités sur la réponse des structures en analysant la variabilité de la demande de ductilité en terme de spectres de réponse inélastiques probabilistes, obtenus pour quatre classes d'accélérogrammes synthétiques caractérisés par différentes fonctions de densité de probabilité des délais de groupes des ondes sismiques constitutives et par différents contenus fréquentiels évolutifs.

Par la suite, nous menons une étude comparative des effets des nonstationnarités à travers l'analyse des variations des paramètres du modèle stochastique d'accélérogramme et de ceux des systèmes inélastiques.

En outre, l'importance de ces effets est interprétée en analysant les fluctuations probables des paramètres caractéristiques de la réponse des structures ; le phénomène de "résonance mobile" est alors mis en évidence.

1 INTRODUCTION

Les réponses des structures notamment à comportements nonlinéaires sont grandement affectées par la nature des sollicitations auxquelles elles sont sujettes. Dans le cas des séismes, le caractère doublement nonstationnaire des excitations influe de manière très spécifique sur la réponse des structures.

Dans la présente étude, nous utilisons un modèle stochastique de génération d'accélération sismiques nonstationnaires et trois modèles de comportements inélastiques de structures afin d'identifier et d'analyser les effets, sur la réponse de modèles structuraux nonlinéaires, des paramètres de caractérisation des accélérogrammes dans le domaine temporel et fréquentiel respectivement.

Le but de la présente étude est l'identification et l'analyse des effets de la double nonstationnarité des accélérations sismiques sur la réponse de structures à comportements nonlinéaires. Pour cela, nous simulons quatre classes d'accélérogrammes synthétiques caractérisées chacune par un contenu fréquentiel et une distribution de phases propres. L'identification est faite à travers l'analyse de la variabilité de la demande de ductilité de l'oscillateur en terme de spectres de réponses inélastiques probabilistes calculés pour des limites de confiances correspondant à trois valeurs de la probabilité de confiance.

2 CARACTERISATION DES MOUVEMENTS FORTS DU SOL DUS AUX SEISMES

Les mouvements forts du sol produits par les tremblements de terre sont, du fait la nature extrêmement variable des paramètres qui les caractérisent, généralement irréguliers et ont l'apparence de fonctions temporelles aléatoires. Ces paramètres traduisent l'importance relative des effets de l'intensité du séisme, du trajet source – récepteur des ondes sismiques émises, de la nature du sol au voisinage du point d'enregistrement ainsi que celui de la topographie du relief.

La forme temporelle et le contenu fréquentiel d'un accélérogramme, obtenu en un site donné, sont les principales caractéristiques qui traduisent l'influence des effets énumérés ci-dessus.

2.1 CARACTERISATION DANS LE DOMAINE TEMPOREL

Le mouvement en un site donné est la somme des vibrations provoquées par trois principaux groupes d'ondes : les ondes "P" de compression, les ondes "S" de cisaillement et les ondes "L" de surface incluant les ondes de Rayleigh, de Love qui atteignent le site d'enregistrement à des instants

différents. Les amplitudes associées à chaque type d'onde confèrent un caractère transitoire au mouvement fort du sol correspondant.

Longtemps ignorées, les phases se sont révélées déterminantes dans l'estimation des amplitudes temporelles caractérisant les variations de l'énergie libérée au site. En effet, l'enveloppe temporelle d'une accélération sismique est fonction de deux paramètres stochastiques principaux : le temps moyen d'arrivées des ondes sismiques au site d'enregistrement t_m et l'écart-type ρ qui caractérise l'intervalle de temps autour du temps moyen associé à la phase des mouvements forts. Pour un accélérogramme donné, l'enveloppe présente une grande corrélation, dans la forme temporelle, avec la fonction de distribution des dérivées de phase des ondes sismiques constitutives (Nigam[8]).

Cette corrélation est illustrée, par les figures (1a) à (1d) qui montrent respectivement un enregistrement effectué lors du séisme de Loma Prieta du 17/10/89, les variations temporelles de son enveloppe, les valeurs des dérivées de phases et la fonction de densité de probabilité qui leur est associée. On remarquera la similitude de forme de l'enveloppe temporelle (figure 1b) et de la fonction de densité des dérivées de phases (figure 1d).

2.2 CARACTERISATION DANS LE DOMAINE FREQUENTIEL

La variation temporelle du contenu fréquentiel d'un accélérogramme est la conséquence directe des effets simultanés des processus de rupture de la propagation, ainsi que celle des caractéristiques mécaniques et géométrique du site. L'estimation du contenu spectral nonstationnaire d'un accélérogramme a fait l'objet de plusieurs approches développées par différents auteurs [2, 7, 10 entre autres]. Dans le cadre de ce travail, nous retenons l'approche développée par Mark [7] qui permet de donner une interprétation physique aux variations temporelles des amplitudes des ondes fréquentielles constitutives du signal sismique enregistré en un site donné qui, du point de vue stochastique, est un échantillon du processus de tremblement de terre considéré. Cette approche consiste à isoler une partie du processus aléatoire $X(u)$ autour de $u = t$, en le multipliant par une fenêtre temporelle $W(t-u)$ adéquatement normalisée. La décomposition fréquentielle de l'énergie du processus $X(u)$ alentour de $u = t$ sera définie par le spectre de Fourier du produit $W(t-u)X(u)$, la moyenne sur échantillons de ce spectre définit le spectre physique.

$$S_{XX}(f, t; w) = \frac{1}{2\pi} E \left[\left| \int_{-\infty}^{+\infty} W(t-u)X(u)e^{-i2\pi fu} du \right|^2 \right] \quad (1)$$

Pour chaque choix de la fonction fenêtre, le spectre physique fournit une décomposition non négative de l'énergie du processus dans le plan temps-fréquence. Moyennant le choix d'une fonction fenêtre normalisée, le volume compris sous la surface $S_{XX}(f, t; W)$ représente l'énergie totale moyenne du processus $X(t)$ quel que soit le choix de la fenêtre temporelle $W(t)$. Dans le cas présent, nous avons utilisé une fenêtre temporelle Gaussienne.

La relation entre le spectre physique et la densité spectrale de puissance stationnaire est donnée par l'expression suivante :

$$S_X(f) = \lim_{T \rightarrow +\infty} S_{XX}(f, \bullet; W_T) \quad (2)$$

Où W_T fenêtre temporelle rectangulaire de durée T .

3 MODELE DE CARACTERISATION NONSTATIONNAIRE DU CONTENU FREQUENTIEL

L'évolution temporelle du contenu spectral est décrite en utilisant le concept du spectre physique à travers la définition de trois paramètres spectraux associés aux valeurs de ce spectre au temps t [6].

Le premier paramètre indique la valeur $f^0(t)$ de la fréquence autour de laquelle est concentrée, à l'instant t donné, l'énergie spectrale le long de l'axe des fréquences. La fréquence $f^0(t)$ s'appelle la fréquence moyenne instantanée, le deuxième paramètre mesure la largeur de bande $f^s(t)$ de la masse spectrale autour de la fréquence moyenne instantanée. Le paramètre $f^b(t)$, est appelé la dispersion instantanée. Enfin, le troisième paramètre, que nous notons $\alpha(t)$ mesure l'énergie spectrale totale à l'instant t .

Afin d'approximer à chaque instant t et pour chaque fréquence f les valeurs du spectre physique nous avons choisi une forme Gaussienne dont l'expression est la suivante [6].

$$S(f, t) = \frac{\alpha(t)}{\sqrt{2\pi} f^s(t)} \exp\left[-0.5 \left(\frac{f - f^0(t)}{f^s(t)}\right)^2\right] \quad (3)$$

Pour le calcul du paramètre $\alpha(t)$, on utilise l'équation suivante [6]:

$$\alpha(t) = \sqrt{2\pi} f^s(t) \times \left\{ \int_{-\infty}^{+\infty} S_{XX}(f, t) df \int_{-\infty}^{+\infty} \exp\left[-0.5 \left(\frac{f - f^0(t)}{f^s(t)}\right)^2\right] df \right\} \quad (4)$$

La figure (2a) montre l'évolution temporelle du contenu fréquentiel de l'accélérogramme de Loma Priéta. Les variations temporelles des paramètres spectraux $f^0(t)$, $f^s(t)$ et $\alpha(t)$ associés à ce spectre

évolutif sont représentées sur les figures (2b) à (2d). La figure (2b) illustre la nette décroissance de la fréquence moyenne instantanée au fur et à mesure que t augmente, cette fréquence varie, sur toute la durée de l'accélérogramme, de la valeur $f^0(0) = 5\text{Hz}$ à la valeur $f^0(40) = 0.07\text{Hz}$. En ce qui concerne les variations de la dispersion autour de la fréquence moyenne, l'analyse de la figure (2c) montre une chute progressive de sa valeur de $f^s(0) = 2.5\text{Hz}$ vers $f^s(15) = 1\text{Hz}$, cette valeur se stabilise autour de la valeur moyenne de 1Hz au-delà de l'instant $t = 15\text{sec}$. Par ailleurs, les bandes fréquentielles occupées par les spectres à différents instants, répartis le long de la durée de l'accélérogramme, deviennent de plus en plus étroites au fur et à mesure que l'on se rapproche de la fin du signal (voir figure (2a)).

4 MODELE DE SIMULATION STOCHASTIQUE NONSTATIONNAIRE

Vu que le mouvement au site n'est autre que le somme des amplitudes des divers groupes d'ondes qui atteignent le site à des instants différents. Le modèle de simulation stochastique est défini comme la somme de processus élémentaires, appartenant au processus nonstationnaire $X(t)$ de durée T_d [12].

$$X(t) = \sum_{k=1}^N Y_k(t) = \sum_{k=1}^N a_k(f, t) \sin(2\pi f_k t + \theta_k) \quad (5)$$

où :

$a_k(f, t)$: est l'amplitude de la $k^{\text{ième}}$ harmonique au temps t .

θ_k est la phase associée à la $k^{\text{ième}}$ harmonique et distribuée conformément à la fonction de densité de probabilité choisie.

M : est le nombre d'incrément sur l'axe des temps

N : est le nombre de fréquences discrètes retenues.

La prise en compte explicite et précise de la variation temporelle du contenu fréquentiel par le modèle de simulation stochastique monodimensionnel se fait à travers la relation analytique qui existe entre le spectre physique et les amplitudes nonstationnaires des fonctions de base qui constituent le modèle.

5 MODELES DE COMPORTEMENT DES STRUCTURES

Plusieurs modèles non-linéaires ont été proposés [3, 4, 11] pour décrire le comportement hystérétique des structures sous l'effet des sollicitations dynamiques, ces modèles aussi simplistes que possible, représentent des tentatives pour vaincre les limitations du modèle linéaire. Parmi la large variété de modèles hystérétiques existants, nous considérons dans ce travail en plus du modèle élasto - plastique parfait (EPP), les modèles représentés sur la figure 3 :

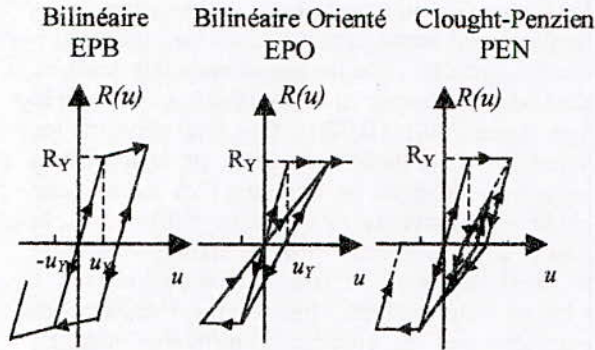


Figure 3 Modèle de comportements inélastiques

Pour caractériser la décroissance de rigidité, on définit la rigidité effective de la structure pendant un cycle de vibration par [14]:

$$K_{eff,i} = \frac{F_i}{x_i} = \frac{F(x_{max}, 0)}{x_{max}} \quad (6)$$

x_i est la valeur absolue du déplacement maximal du cycle i et F_i est la valeur de la force interne correspondante.

Pour la calcul de la réponse nonlinéaire, nous utilisons la procédure d'analyse pas à pas, l'intégration numérique de l'équation d'équilibre incrémentale, dans le cas présent, est faite en utilisant la technique de **Newmark** [1, 4].

Pour la suite du travail, nous utilisons la notation suivante pour désigner les différents modèles.

EPP : Modèle élasto-plastique parfait

EPB : Modèle élasto-plastique bi-linéaire (rapport de rigidité $p = 0.1$)

EPO: Modèle élasto-plastique orienté vers le déplacement maximal.

PEN : Modèle de Clough-Penzien

6 ANALYSES ET RESULTATS

Dans ce paragraphe, nous identifions et analysons les effets des nonstationnarités des amplitudes temporelles et des contenus fréquentiels des mouvements sismiques sur les réponses de structures à comportements nonlinéaires, sur la base des résultats obtenus en soumettant un oscillateur à un degré de liberté, pour chacun des quatre modèles de comportement présentés ci - dessus, à l'action des accélérogrammes artificiels obtenus comme décrit ci - après.

6.1 EFFETS DES NONSTATIONNARITES DES MOUVEMENTS SISMQUES

Dans le présent paragraphe, nous procédons à l'identification des effets des nonstationnarités des amplitudes temporelles sur les réponses des structures en comparant la variabilité des spectres

des demandes de ductilité probabilistes obtenus pour quatre classes d'excitations sismiques. Ces classes diffèrent les unes des autres compte tenu d'une part de la définition de la fonction de densité de probabilité utilisée pour caractériser les délais de groupes des ondes sismiques constitutives et d'autre part de la nature évolutive ou non du contenu fréquentiel.

Ainsi, les quatre classes d'accélérogrammes artificiels sont générés, à partir d'un enregistrement original obtenu lors du séisme de Loma-Prieta enregistré le 17/10/89, comme suit :

- Deux classes d'accélérogrammes synthétiques à contenus fréquentiels stationnaires identiques et à contenus phasiques notoirement différents : l'un avec une distribution uniforme de l'énergie au cours du temps, c'est - à - dire, avec une répartition uniforme des délais de groupes sur la durée du signal et l'autre avec une distribution des dérivées de phases dont les paramètres (t_m et ρ) sont identiques à ceux de l'enveloppe temporelle du signal réel. Nous noterons respectivement ces deux classes par TIFU et TIFD. Les amplitudes spectrales stationnaires sont calculées en utilisant le modèle de spectre évolutif dont l'expression analytique est donnée par l'équation (3). La stationnarité du contenu fréquentiel est traduite par les valeurs constantes $f^0(t) = 2.95$ Hz et $f^b(t) = 1.2$ Hz de la fréquence instantanée moyenne et de la dispersion respectivement.
- Deux classes d'accélérogrammes synthétiques à contenus fréquentiels nonstationnaires identiques et à contenus phasiques différents: l'un avec une distribution uniforme de phases et l'autre avec une distribution des dérivées de phases, que nous dénommerons respectivement TVFU et TVFD. Les amplitudes fréquentielles nonstationnaires sont évaluées en utilisant cette fois - ci les valeurs des paramètres spectraux caractérisant l'enregistrement du séisme de Loma Prieta et illustrés sur les figures (2b) à (2d)

Il est évident que l'énergie totale de chacun des signaux simulés a la même valeur que celle de l'enregistrement original. A titre d'illustration, nous présentons respectivement sur les figures (4a) à (4d) les formes temporelles de quatre échantillons d'accéléérations sismiques extraits de chacune des quatre classes d'accélérogrammes synthétiques simulés ci-dessus. En examinant les figures (4a) et (4b) (représentant les signaux stationnaires), on remarque une grande différence entre les enveloppes temporelles qui est la conséquence directe de l'utilisation de deux distributions de phases différentes, comme explicité plus haut. Par contre, les figures (4c) et (4d) (représentant les signaux nonstationnaires) montrent des enveloppes

temporelles similaires et ce malgré que les contenus phasiques des deux classes soient différents comme précédemment. Cette similitude dans la forme temporelle illustre le fait que, pour ces deux classes d'accélérogrammes, l'influence des contenus fréquentiels nonstationnaires est prépondérante par rapport à celle des contenus phasiques.

Pour caractériser le processus de réponse structurale des modèles hystériques nous utilisons comme paramètre la demande de ductilité μ , définie comme étant le rapport entre le déplacement relatif maximal atteint par la structure à un moment donné de l'histoire temporelle de sa réponse au déplacement élastique ultime. Les réponses structurales sont calculées avec un taux d'amortissement $\xi = 0.05$ pour les quatre classes d'accélérogrammes simulés ci-dessus, en utilisant comme force élastique limite par unité de masse R_y , le double de la force sismique horizontale préconisée par le règlement parasismique Algérien (RPA 1988).

6.1.1 EFFET DE LA NONSTATIONNARITE DU CONTENU FREQUENTIEL

Afin d'identifier les effets de la nonstationnarité en fréquence, nous utilisons les résultats obtenus pour chacune des deux classes d'accélérogrammes artificiels TVFU et TIFU, à contenus fréquentiels nonstationnaire et stationnaires respectivement. Les deux classes sont caractérisées par une même enveloppe temporelle à travers une distribution de phase uniforme.

Les figures (5a1) à (5d1) pour la classe TVFU et (5a2) à (5d2) pour la classe TIFU représentent respectivement les spectres de ductilité μ obtenus pour les modèles EPP, EPB, EPO et PEN. Chacune des huit figures illustre, pour le cas considéré, le spectre de ductilité de l'accélérogramme original ainsi que, pour le spectre de ductilité probabiliste, les variations de ses valeurs moyennes et des valeurs des limites de confiance I_{90} , I_{80} et I_{40} de son écart - type obtenues pour les probabilités de confiance $p = 0.9, 0.8$ et 0.4 [13].

En analysant ces figures, on voit bien que pour des périodes naturelles inférieures à $T = 0.3$ sec., les structures considérées sollicitées par les signaux synthétiques nonstationnaires (figures (5a1) à (5d1)) exhibent des demandes de ductilité plus importantes que celles qui sont sujettes aux signaux synthétiques stationnaires (figures (5a2) à (5d2)). Cette différence remarquée entre les deux classes, est principalement due aux effets de la résonance qui est la conséquence du rapprochement des valeurs de la fréquence moyenne instantanée de l'accélérogramme de celles de la fréquence effective de la structure. Pour la sollicitation nonstationnaire, ce rapprochement peut se produire en plusieurs instants t sur la durée totale de du

signal : ce phénomène est appelé résonance mobile [5, 9]. Dans le cas de la sollicitation stationnaire, du fait de la valeur constante de la fréquence moyenne, les valeurs décroissantes de la fréquence effective de la structure ont moins de chance d'en être voisines, et par conséquent, pour la structure, moins de chance aussi, d'entrer en résonance.

Par ailleurs, indépendamment des lois de comportements retenues, les figures (5a2) à (5d2) montrent que sur la totalité de l'intervalle des valeurs des périodes naturelles considérées [0 sec-4sec], le spectre des demandes de ductilité imposées par le signal original (en trait plein) présente des niveaux de valeurs en dehors des limites de confiance associées aux accélérations artificielles stationnaires : les niveaux d'amplitudes de l'accélérogramme réel pouvant valoir jusqu'à huit fois ceux des signaux synthétiques. Cette constatation illustre la défaillance du modèle stationnaire à reproduire les niveaux d'amplitudes compatibles avec ceux de la sollicitation originale.

La nécessité de bien reproduire le caractère nonstationnaire du contenu spectral est conforté par l'analyse des figures (5a1) à (5d1) illustrant les résultats obtenus pour les signaux synthétiques nonstationnaires. On peut voir sur ces figures que les niveaux de demandes de ductilité de l'accélérogramme original se situent entre les limites de confiance obtenues pour une probabilité $p = 0.90$ et sur l'ensemble de l'intervalle des valeurs de la fréquence propre de l'oscillateur. Cette observation met en évidence l'aptitude du modèle de simulation nonstationnaire à reproduire des accélérogrammes synthétiques compatibles avec le processus original.

En résumé, on peut dire que la réponse des structures est grandement influencée par les caractéristiques fréquentielles de la sollicitation sismique à laquelle elle est soumise. Une mauvaise estimation de ce contenu spectral conduit à des niveaux d'amplitudes de la réponse qui peuvent être jusqu'à huit fois moins importantes que ceux produits par la réponse réelle.

6.1.2 EFFET DE L'ENVELOPPE TEMPORELLE

Pour mettre en relief les effets des distributions de phases caractérisant les enveloppes temporelles des accélérations sismiques, nous considérons séparément, dans ce qui suit, un ensemble de deux classes de signaux synthétiques à contenu fréquentiel stationnaires TIFD et TIFU d'une part et celui des deux classes de signaux simulés à contenu spectral nonstationnaires. TVFD et TVFU d'autre part. Chacun de ces ensembles est composé de deux

classes à contenus fréquentiels identiques et à contenus phasiques différents.

6.1.2a SIGNAUX STATIONNAIRES

Nous présentons sur les figures (6a1) à (6d1) les spectres des demandes de ductilité probabilistes obtenus en soumettant respectivement les quatre oscillateurs nonlinéaires EPP, EPB, EPO et PEN aux accélérations artificielles de la classe TIFD. Les spectres correspondants à la classe TIFU sont respectivement présentés sur les figures (6a2) à (6d2). Les spectres de demande de ductilité associés à l'accélérogramme original sont représentés sur chacune des figures en trait plein.

On remarque que pour la distribution de phase uniforme (figures (6a2) à (6d2)), les seuils d'amplitudes de la demande de ductilité des oscillateurs de périodes inférieures à 0.4 sec., associés aux accélérations artificielles sont nettement moins importants que ceux correspondant aux signaux artificiels caractérisée par la distribution de dérivées de phases (figures (6a1) à (6d1)). En effet, pour un accélérogramme stationnaire, l'uniformité de la distribution des phases a tendance à répartir l'énergie de manière uniforme sur toute la durée du mouvement (figure (4a)), alors que la distribution des dérivées de phases reproduit de manière implicite la forme réelle de l'enveloppe temporelle (figure (4b)), engendrant ainsi une phase de mouvement à forte amplitudes responsable des demandes de ductilités plus importantes. Par contre, pour les oscillateurs de périodes supérieures à 0.4 sec., les réponses produites par les deux classes d'accélérogrammes synthétiques ont des niveaux de valeurs voisins.

Du fait de la valeur constante de la fréquence moyenne instantanée $f^0(t) = 2.95$ Hz, l'effet de résonance ne peut avoir lieu que pour des valeurs de la fréquence effective de l'oscillateur voisines de $f^0(t)$, c'est - à - dire pour des périodes propres variant autour de la valeur $T = 1..0 / f^0(t) = 0..33$ sec. C'est en partie ce qui explique les valeurs importantes de la réponse pour des périodes $T < 0.4$ sec. En effet, pour les oscillateurs dont la période $T > 0.4$ sec. C'est - à - dire dont la fréquence effective $f_{eff} < 2.5$ Hz inférieure aussi à la fréquence moyenne instantanée $f^0(t) = 2.95$ Hz, la résonance ne peut avoir lieu expliquant ainsi les faibles amplitudes de la réponse au - delà de la valeur $T = 0.4$ sec.

En résumé, la différence d'amplitude de la demande de ductilité entre les deux classes TIFD et TIFU est principalement due à une uniformisation de l'énergie le long de l'axe des temps pour la deuxième classe, alors que la première classe est caractérisée par une phase de mouvement fort concentrée autour du temps moyen t_m imposé par la

distribution des dérivées de phases. D'autre part, les fortes amplitudes constatées pour des périodes de l'oscillateur $T < 0.4$ sec. sont spécifiques à l'exemple étudié pour lequel l'effet de résonance ne peut avoir lieu pour des oscillateur dont la valeur de la fréquence effective est inférieure à celle que l'on a retenu pour la fréquence moyenne instantanée des accélérogrammes artificiels.

6.1.2b SIGNAUX NONSTATIONNAIRES

En examinant les figures (7a1) à (7d1) et (7a2) à (7d2) on voit que pour un même contenu spectral nonstationnaire, les spectres de réponses probabilistes associés aux accélérogrammes artificiels à distribution de phases uniforme TVFU ont globalement les mêmes fluctuations que celles qui caractérisent les accélérogrammes synthétiques à "dérivées de phases" TVFD.

D'autre part, le spectre de réponse dû à l'accélération réelle semble s'inscrire dans les limites de confiance pour la probabilité de confiance $p = 0.9$ et ce, pour tous les modèles de comportements considérés.

Il est très difficile de tirer des conclusions cohérentes en ce qui concerne l'effet de la distribution de phases sur l'évaluation des spectres de réponses. Par ailleurs, la forte influence des amplitudes du spectre évolutif sur les amplitudes temporelles des fonctions de base qui constituent le modèle de simulation stochastique, masque l'effet, sur l'enveloppe temporelle, des fonctions de densité de probabilité aléatoires des délais de groupes des ondes sismiques constitutives. Ainsi, on peut dire que la variation du contenu fréquentiel semble être prédominante par rapport à la variation de l'enveloppe temporelle.

7 CONCLUSIONS

Dans le présent travail, nous avons identifié et analysé les effets de la double nonstationnarité des mouvements sismiques sur les spectres probabilistes de demande de ductilité obtenus pour des structures à comportements nonlinéaires. Cette analyse s'est faite en considérant quatre classes d'accélérogrammes synthétiques à contenus nonstationnaires différents et quatre modèles nonlinéaires de comportements de structures.

On a pu mettre en évidence l'importance de la nonstationnarité du contenu fréquentiel influence du caractère évolutif du contenu fréquentiels. En effet, une mauvaise caractérisation du caractère évolutif du spectre de la sollicitation sismique peut engendré des amplitudes de réponses jusqu'à huit fois moins importantes que les amplitudes réelles.

D'autre part, nous avons utilisé les deux classes d'accélérogrammes synthétiques à contenu spectral stationnaire afin de mettre en évidence l'effet des nonstationnarités temporelles sur la réponse nonlinéaire des structures. On a pu ainsi souligner l'importance d'une bonne caractérisation de l'enveloppe temporelle. En effet, la distribution des temps d'arrivées des ondes sismiques autour du temps moyen t_m caractérisant le temps moyen autour duquel est concentré l'énergie temporelle du signal sismique conduit aux niveaux d'amplitudes les plus réalistes.

L'importance relative des valeurs des amplitudes de la réponse probabiliste des structures nonlinéaires, pour les différents cas considérés, est grandement influencée par les fluctuations temporelles des valeurs des fréquences moyennes instantanées des accélérogrammes utilisés et des fréquences propres des structures considérées durant l'endommagement. Un travail est en cours de finalisation pour la mise en évidence du phénomène de résonance mobile et de l'analyse de son influence sur la réponse des structures nonlinéaires.

9 REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] **Bathé, K., J., Wilson, E., L.,** " Numerical Method in Finite Element Analysis ", Prentice-Hall, Englewood Cliffs, New-Jersey, 1976.
- [2] **Bendat, J.; S. et Priestol, A. G.,** " Measurement and Analysis of Random Data ", Section 9.5, New-York : John Wiley and Sons, Inc, 1966
- [3] **Chin husing, L., RI-Chaun, H.,** " Seismic Damage Assesment Based on Different Hysteretic Rules ", Earthquake Engineering and Structural Dynamics, VOL.19, pp. 753-771, 1990.
- [4] **Clough, R., W., Penzien, J.,** " Dynamics of Structures ", McGraw Hill, 1975.
- [5] **Conte, J. P.,** " Effects of Earthquake Frequency Nonstationnaire on Inelastic Structural Response ", Earthquake Engineering, Tenth World Conference, Balkema, Rotterdam, 1992.
- [6] **Hammoutene, M.,** " Simulation Nonstationnaire et Bidimensionnelle des Enregistrements des Tremblements de Terre ", Thèse d'Etat, Ecole Nationale Polytechnique, Alger, 1995.
- [7] **Mark, W.,D.,** " Power Spectrum Representation for Nonstationary Random Vibration ", Studies in Applied Mechanics 14, Random vibrations-Status and Recent Developments, The S. H. Crandall Festschrift, pp. 211-240, 1986.
- [8] **Nigam, N.,C.,** " Phase Properties of Earthquake Ground Acceleration Records ", Proceeding of Ninty World Conference on Earthquake Engineering, San-Fransisco, pp. 549-556, 1984.
- [9] **Papadimitriou, K.,** " Stochastic Characterization of Ground Motion and Applications to Structural Response" , Earthquake Engineering, Tenth World Conference, Balkema, Rotterdam, 1992.
- [10] **Priestly, M. B.,** " Evolutionary Spectra and Nonstationary Processes", J. Royal Statist, Soc., Ser. B., N° 2., pp. 204-237, 1965.
- [11] **Tadao, M., Yutaka, O.,** " Elastic-plastic Response Spectra for Different Hysteretic Rules ", Earthquake Engineering and Structural Dynamics, VOL. 16, pp. 555-568, 1988
- [12] **Tiliouine, B.,** " Nonstationary Analysis and Simulation of Seismic Signals ", Ph. D Thesis., Civil Engineering Departement, Stanford University., California, 1982.
- [13] **Ventsel, H.,** " Théorie des Probabilités ", Traductions Française Editions MIR, Moscou, 1973.
- [14] **Wilfred, D. I., and Arturo, O. C.,** " A Model for System Identification of Degrading Structures ", Earthquake Engineering and Structural Dynamics, VOL. 14, pp. 877-890, 1986.

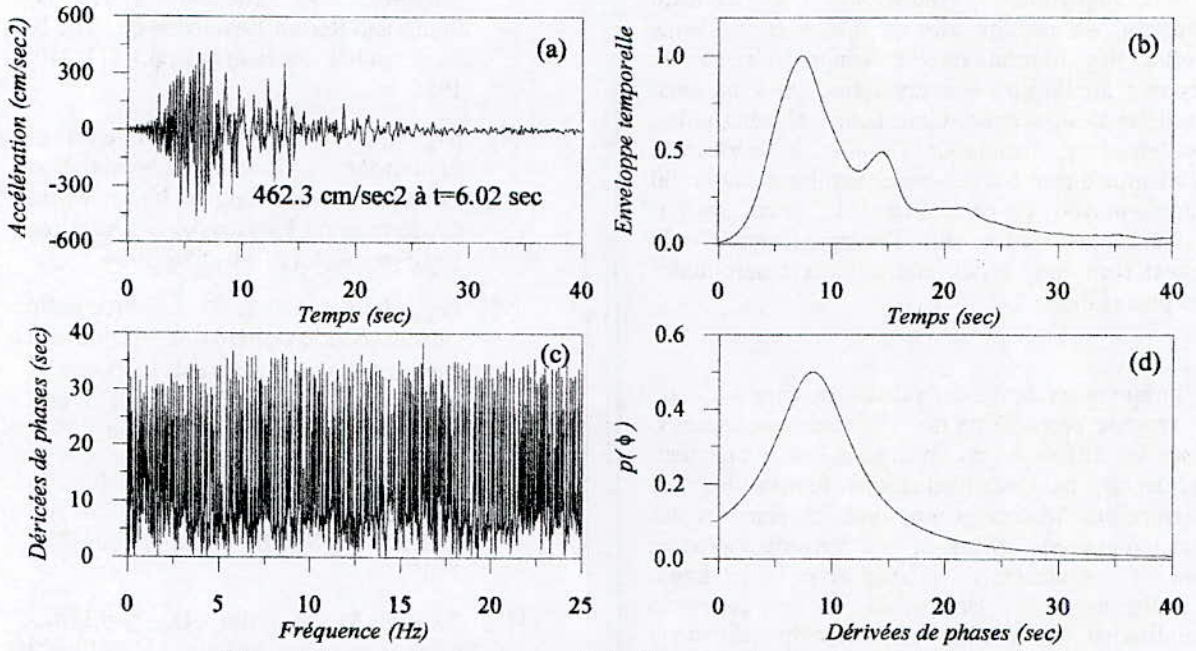


Figure 1 Caractérisation du signal sismique dans le domaine temporelle

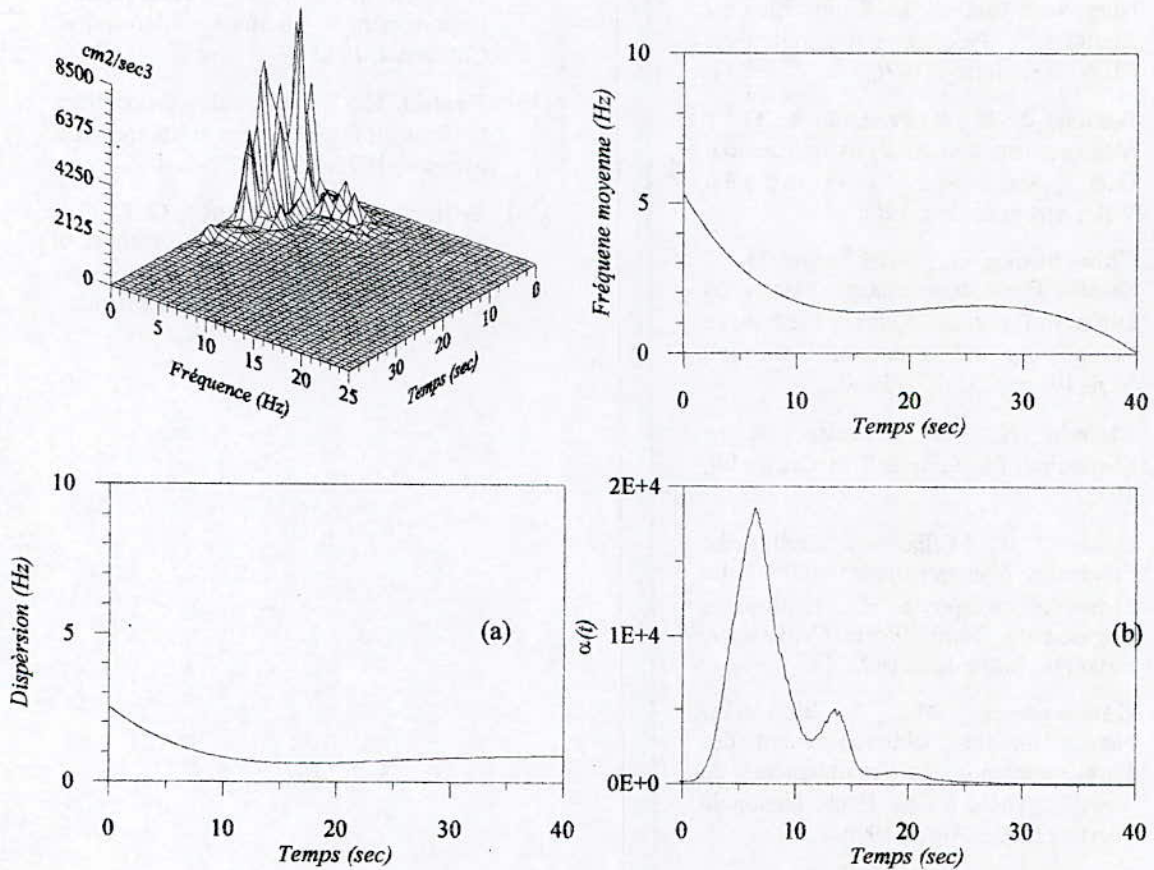


Figure 2 Caractérisation du signal sismique dans le domaine fréquentiel

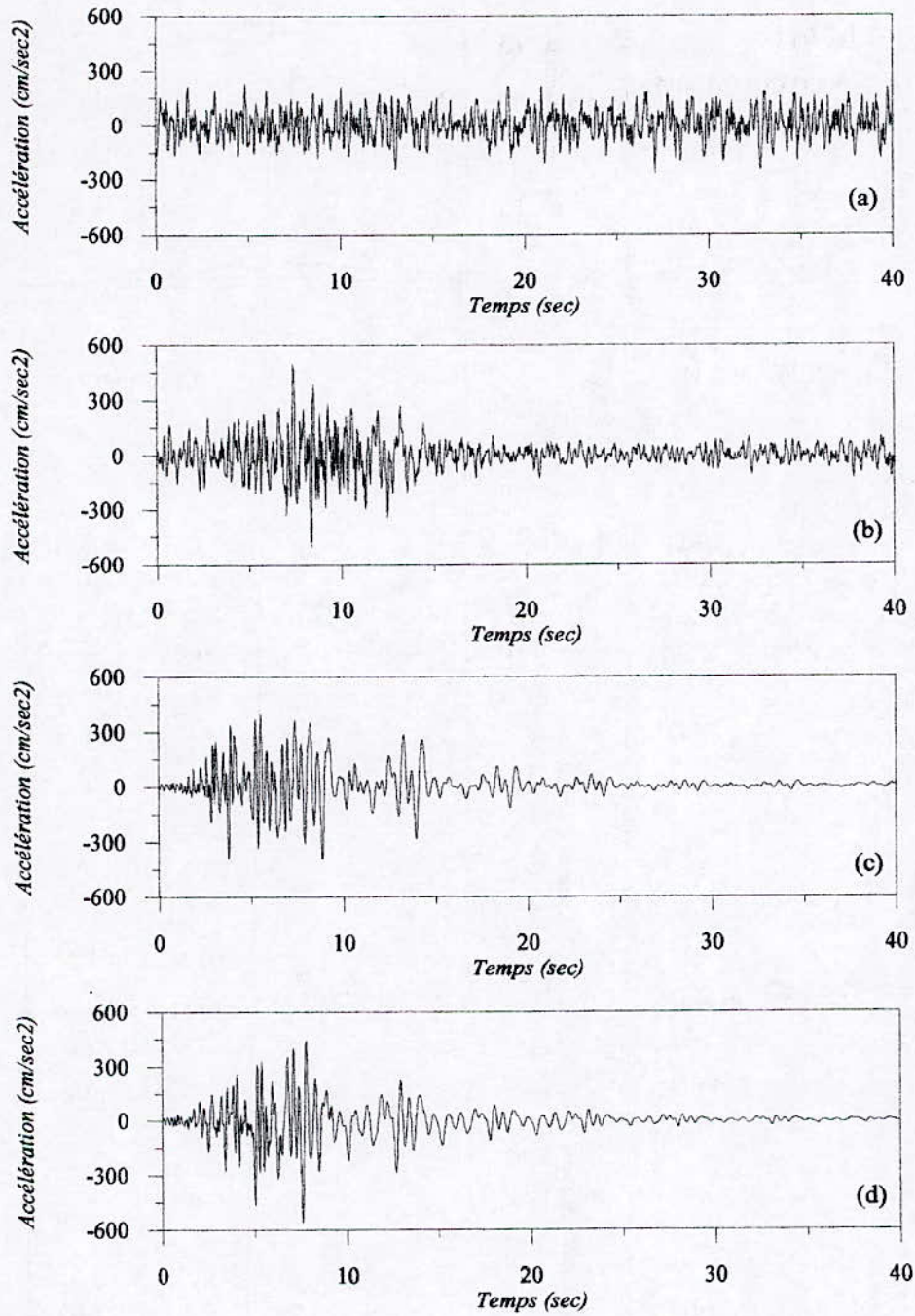
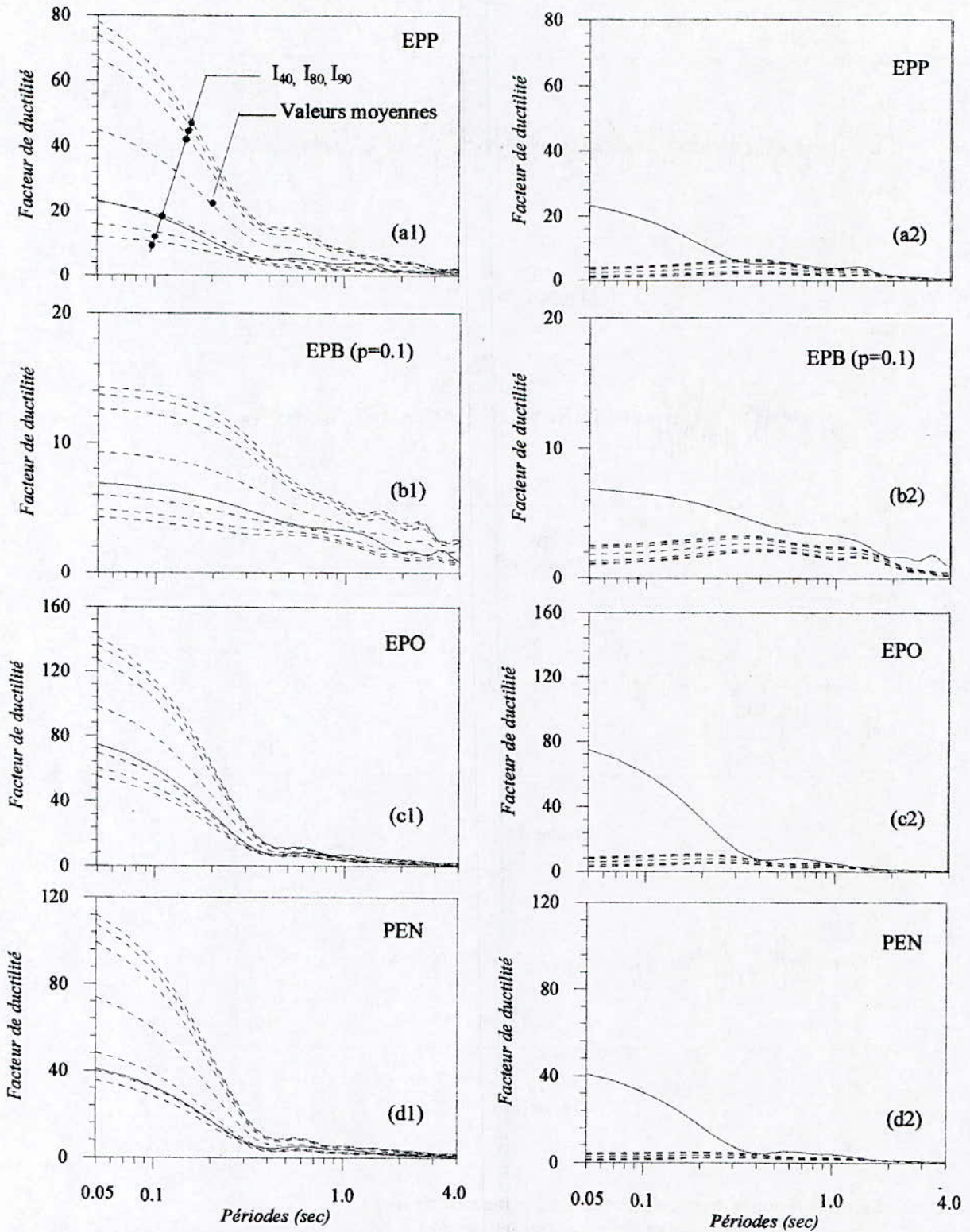


Figure 4 Formes temporelles des accélérogrammes simulés.

- (a) Signal stationnaire a phases uniformes
- (b) Signal stationnaire a dérivées de phases
- (c) Signal nonstationnaire a phases uniformes
- (d) Signal nonstationnaire a dérivées de phases



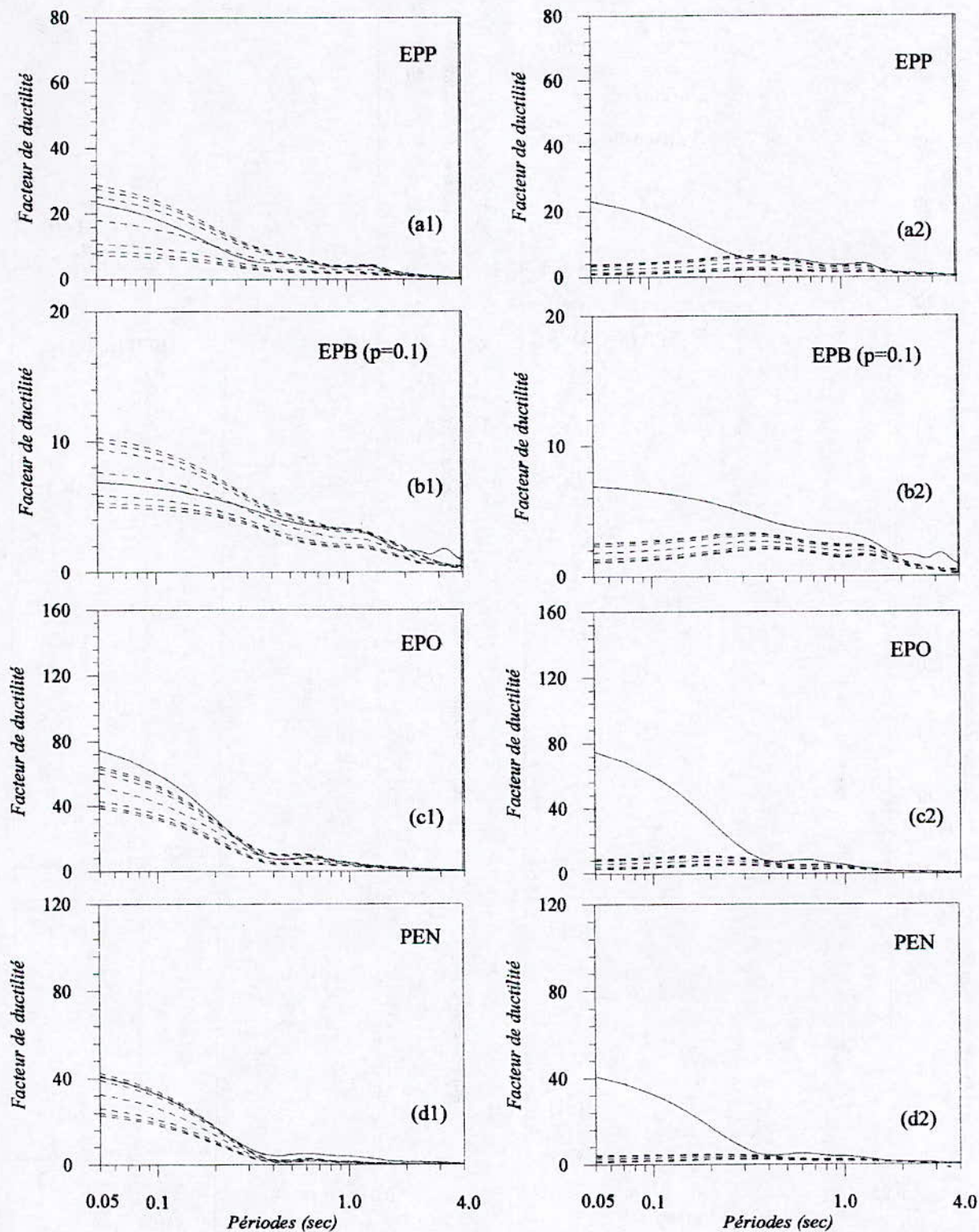
Cas des accélérogrammes nonstationnaires.
distribution de phases uniforme

Cas des accélérogrammes stationnaires.
distribution de phases uniforme

Figure 5 Spectres des demandes de ductilité réels et probabilistes.

(—) Spectre du signal réel.

(-----) Spectres des accélérogrammes simulés.



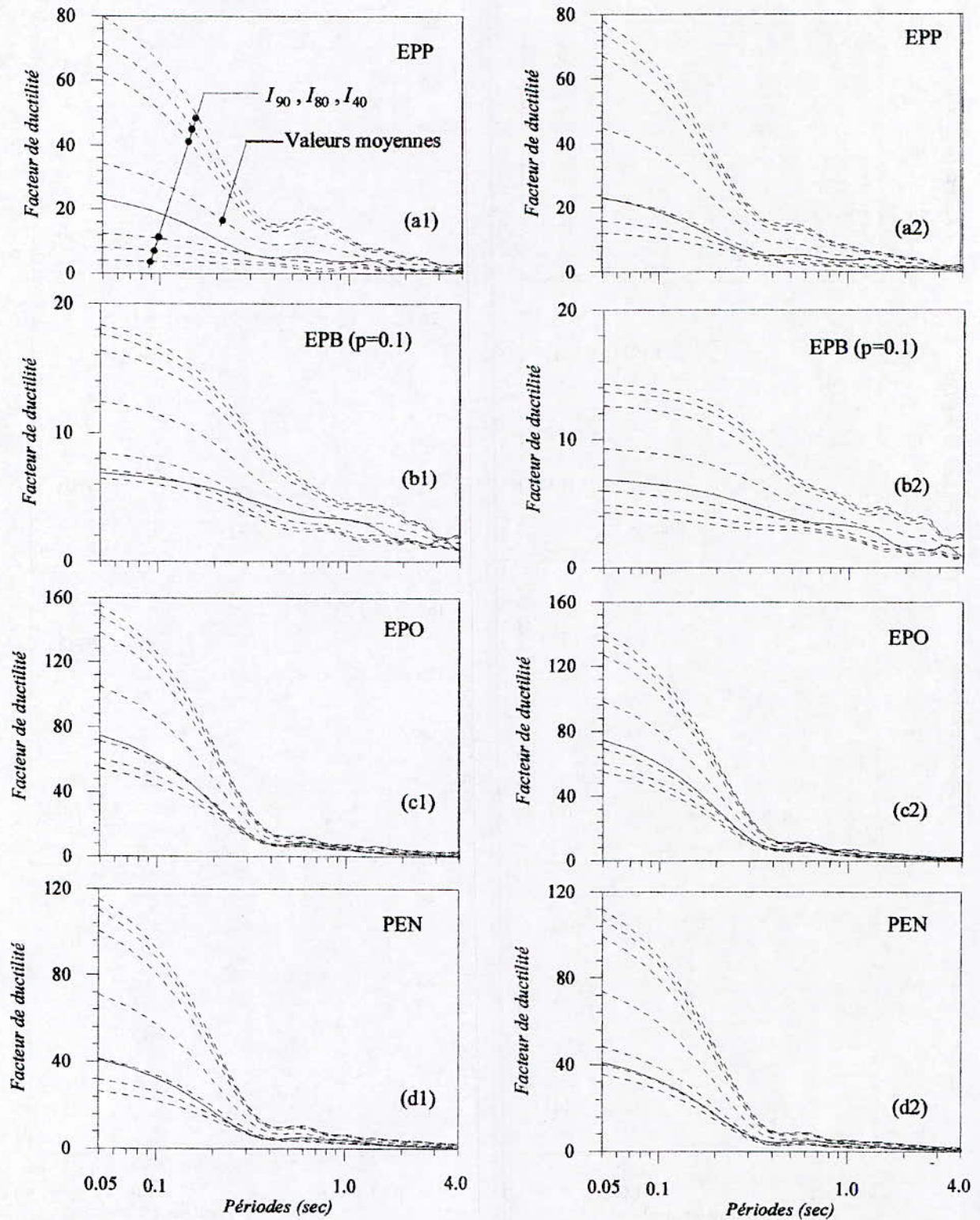
Cas des accélérogrammes stationnaires dérivés de phases

Cas des accélérogrammes stationnaires distribution de phases uniforme

Figure 6 Spectres des demandes de ductilité réels et probabilistes.

(—) Spectre du signal réel.

(- - - -) Spectres des accélérogrammes simulés.



Cas des accélérogramme nonstationnaires
dérivées de phases

Cas des accélérogrammes nonstationnaires.
distribution de phases uniforme

Figure 7 Spectres des demandes de ductilité réels et probabilistes.

(—) Spectre du signal réel.

(- - -) Spectres des accélérogrammes simulés.

MANUFACTURING PROCESS OF MULTILAYER SHEETS

* M.M.KHENFFER, ** P.MORLIER and * L.AZZOUZ

• Senior Lecturer in Civil Engineering Institute of Laghouat University Center
B.P 37G Laghouat (ALGERIA)

** Professor and Responsible of Laboratory of Rheological Wood of Bordeaux
B.P 10F 33610 Cestas Gazinet (FRANCE)

Key words: Process manufacture, cellulosic fiber, matrix, sheet, composite, properties

ABSTRACT

The analysis of the operating conditions used in the manufacture of stratified cement and plaster composites reinforced with cellulosic fibers has permitted the development of a laboratory stratified sheets manufacturing equipment. This manufacturing process, which was inspired from the papermaking industry, is already in use for manufacturing cellulose fibers cement composites. We intend to extend its application to cellulose fibers-plaster products with variable density. Indeed, the latter product develops similar mechanical properties to the more traditional cement based composites, the only difference being the deleterious effect of water on plaster composite. The first manufacturing trials of stratified cement or plaster sheets using the laboratory equipment have given satisfactory results. Indeed the mechanical properties obtained are comparable to those asbestos-cement. Sample examination by scanning electronic microscope shows that the fibers are randomly distributed in all directions; a result which confirms the laws of mixtures.

I. INTRODUCTION

Fibers are added to cement in order to increase the toughness of the material by delaying crack onset and slowing down crack propagation. Because of their low cost and their good mechanical properties, cellulose fibers are considered serious substitutes to asbestos-cement. Indeed, composites reinforced with cellulosic fibers possess sufficient strength and fracture resistance to make them useful in many non-structural applications [1].

These properties can further improved if the strongest cellulose fibers are used and if the fiber-matrix bond is enhanced by chemical treatment with certain type of coupling agents [3].

II. EXPERIMENTAL WORK

II.1. Cellulose fibers

The cellulose fibers used in the mix are refined in a Sprout Warden disc [2]. The degree of reefing can be improved either by reducing the spacing between the rotating disc and the fixed disc or by increasing the number of passages. In our case the cellulose fibers are beaten to a fineness value of 550 CSF.

II.1.1. Experimental determination of the cellulose quantity to be used to obtain a given ratio of fibers in the finished product

The actual quantity of cellulose recuperated on the retention cloth is determined as follows:

To obtain (x%) by mass of fibers in a composite whose total weight is M, m is the of the dry cellulose desired

The question is: what is the mass m of the fibers, to be added in the mix in order to obtain the desired reinforcement in the finished product?

The answer is obtained by trial and error.

For the first trial, we choose m_1 such as:

$m_1 = (100.m/(S\%))$ where S is the dryness of the fibers and is generally of the order of 30%.

We proceed then:

- separate the fibers contained in the cellulose by holding in water for 1 min 30 sec.

- shape into layers having a water;

- reduce of water content by pressing;

- dry of the layer on a hotplate ($\theta \approx 150^\circ\text{C}$);

If the mass of the obtained layer is m'_1 , then $(m'_1 - m) = \pm m'$. We fix the mass for the 2nd trial as $m_2 = 100.(m \pm m')/(S\%)$. The manipulation is repeated until the desired mass is obtained.

II.2. Matrix

The matrix was prepared from plaster.

As the process manufacturing took between 20 min to 30 min, the setting time of the plaster had to be retarded to complete the process without any loss of workability. The retarder used in our

manipulations is the Keratin. Its effect on the setting time depends of the quantity used. The figure 1 shows the variation of the setting time according to the retarder quantity used. For our manipulations 3 wt % of keratin was used to give a setting time of about 2 to 4 hours.

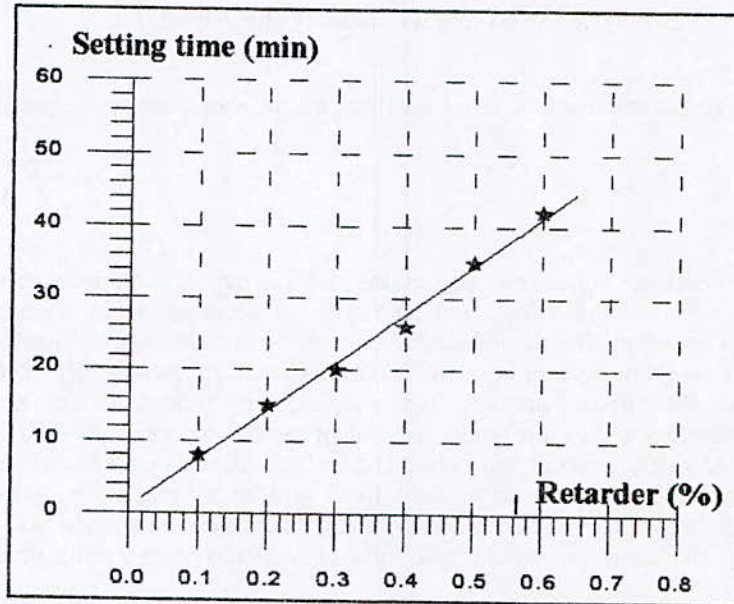


Figure 1: Variation of setting time according to retarder quantity

II.2.1. Experimental determination of the matrix quantity to be used to obtain a given ratio of binder in the finished product

$m_2 = (x\%)$ is the mass percentage of fibers.
 $m'_1 = (100 - x)\%$ is the mass percentage of binder. The actual quantity of binder (in the composite) recuperated on the retention cloth is

determined as follows:

To obtain $(y\%)$ by mass of matrix in a composite whose total weight is M , we proceed as follows:

- separate the fibers contained in the cellulose by holding in water for 1 min 30 sec.

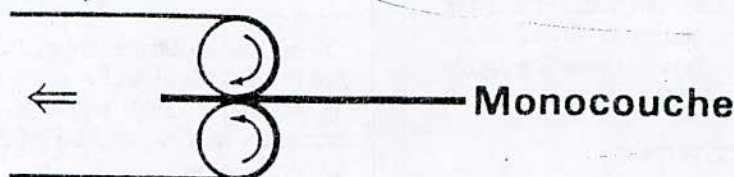


Figure 2: Reduce of water content by pressing (interaction of the layer in the felt)

- mix of the cellulose and the matrix in slurry with agitation;
- add the retarder ;
- shape into layer;

- reduce of water content by pressing;
 - dry the layer on a hotplate ($\theta \approx 150^\circ\text{C}$);
- If the mass of the obtained layer is M_1 , then $(m_2 + m'_1) = M$

$M_1 - M = \pm n'$. We fix the mass for the 2nd trial as $m_2 = m_1 \pm n'$. The manipulation is repeated until the desired mass is obtained.

II.3. Shaping of the sheet

Once, the suspension fibers-matrix is prepared, we proceed as follows:

1- the retention cloth and the casting box are installed;

- 2- the reservoir is filled with water;
- 3- the suspension is injected in the reservoir while kept in continuous agitation;
- 4- when the mix becomes homogenous, the box is drained till the mix volume reaches approximately 4 liters.
- 5- the vacuum pump is switched on to evacuate the remaining water till the sheet appears on the box surface. The sheet is then carefully flattened with a tamper and removed on the filter.

II.4. Production of multilayer sheets

A tamper is applied on the first layer in order to facilitate the pulling off of the composite.

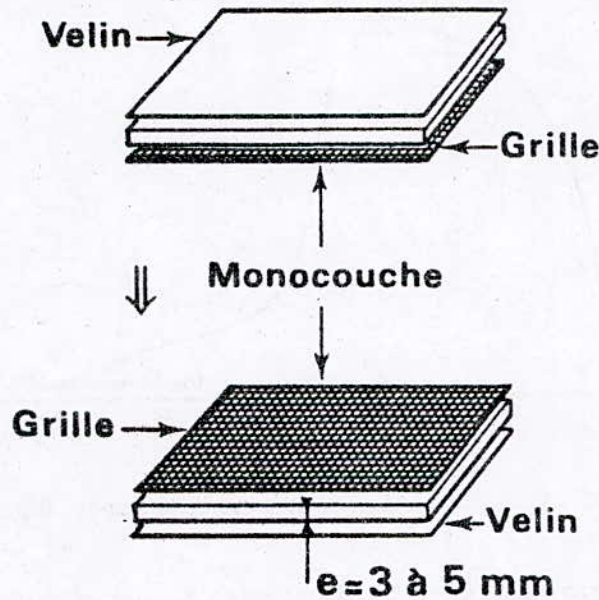


Figure 3: recuperation of the sheet on a filter

The two other sheets are then directly piled on the first sheet. The dimension of the composite

is (260x260x5 mm). The composite is finally cut with knife.

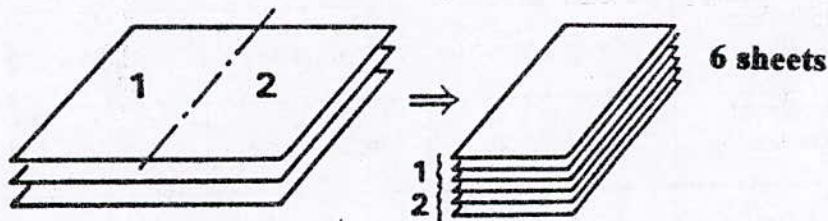


Figure 4: Cut and piling up of the sheets

II.5. Final product

The multilayer sheet is then pressed under a pressure of 10 MPa for 7 min. The load is applied slowly so as not damage the material.

The autoclaved materials are then stacked flat in sealed plastic bag for 48 hours. The materials

are conserved in the laboratory during 14 days at ambient temperature.

III. RESULTS AND DISCUSSIONS

Normalized rectangular samples [6] measuring 150x150 mm are cut from the cement sheets in

both longitudinal and transversal directions for 4-points flexural loading.

Young's modulus in bending E_b is then calculated from the slope of the load-displacement curve and the flexural strength σ_b was determined by the maximum load to failure. The fracture energy was calculated from the area under the load-displacement curve.

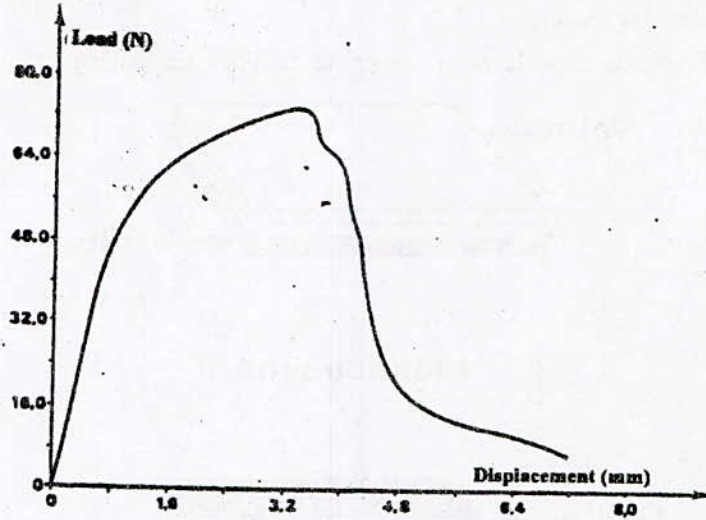


Figure 5: Typical load-displacement curve in 4 point-bending

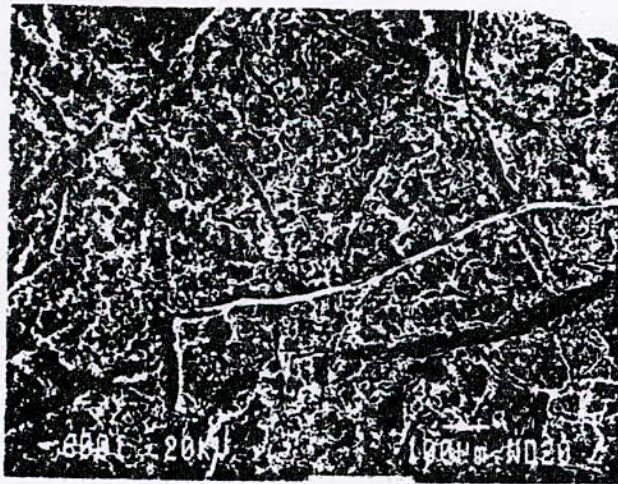
Table 1 shows that specimens cut in the two directions have comparable values of Young's modulus E_b and flexural strength σ_b [4, 5].

Direction of cut of specimen	Young modulus E_b (GPa)	flexural strength σ_b (MPa)	fracture energy (KJ/m ²)
Longitudinal direction	756 ± 0.45	29.6 ± 1.34	8.36 ± 0.37
Transversal direction	8.02 ± 0.60	28.49 ± 0.98	8.70 ± 0.52

Table 1: Mechanical properties of cellulosic fibres reinforced plaster

Fracture surfaces of samples cut in the two directions were examined by scanning electronic microscope (the fracture surfaces were attacked in hydrochloridric acid to expose

the fibers). The examination of these samples shows (figure 6) that the fibers are randomly distributed in all directions and that there is no preferential orientation.



(a)

(a) : Longitudinal direction



(b)

(b) : Transversal direction

Figure 6: distribution of cellulosic fibers in all directions of the composite

IV. CONCLUSIONS

The process manufacture inspired from the papermaking industry which has been used for the fabrication of cellulosic fibers reinforced cement can be used in the manufacture of cellulosic fibers reinforced plaster products having variable density.

With this process, the first trials of manufacture of sheets in cement-cellulose fibers or in plaster-cellulose fibers have given satisfactory results and the mechanical properties of these composites are comparable to those of asbestos fibers-cement with the same behavior: one reaches the optimal mechanical properties at the same fraction mass of fibers with identical fracture mechanism. The SEM examination of samples shows that the fibers are randomly distributed in all directions; a result which confirms the laws of mixtures.

BIBLIOGRAPHY

[1] A.L Andonian, Y.W. May, and BCotterel, 'Strength and fracture properties of cellulose-fibres reinforced cement composites', Int.

Jour. Cement compos. and Light.Conc. **11** (3) (1979), pp: 151-158.

[2] Pin Cellulose Institute, 'shaping f fibers-cement sheets experimental steps' Note N°51 (1985)

[3] R.S.P. Coutts. and M.D.Campbell, 'Coupling agents in wood fibre-reinforced cement composites', Journal Composite, October (1979), pp- 228-232.

[4] M.M, Khenfer, et P MORLIER, 'Effect of fibers length on the properties of cellulose fibre-cement', Journal Materials and Structure (**24**) (1991) pp- 185-190.

[5] M.M KHENFER. and P.MORLIER, 'Cellulose-fibres reinforced Plaster', Journal Materials and Structures (**32**) (1999) pp: 52-58.

[6] Standard Tests Methods, 'Flexural properties of thin section glass reinforced concrete', ASTM C947.81.

AUTOMATISATION DE LA GENERATION DU MAILLAGE DES ENGRENAGES SPIRO-CONIQUES

H. BELHANECHÉ, S. LARBI

Département de Génie Mécanique

Ecole Nationale Polytechnique

10, Avenue Hassen Badi- El Harrach, ALGER

ملخص :

الهدف من هذا العمل هو التحضير الأوتوماتيكي لجداول الإحداثيات، الارتباطات و الشروط الحدية من أجل دراسة المسننات المخروطية ذات الأسنان الحلزونية بطريقة العناصر المنتهية، و هذا بواسطة التجزيء الأوتوماتيكي للهيكل بعد المحاكاة العددية لطريقة الصنع.

كلمات مفتاحية :

محاكاة، مسننات مخروطية ذات أسنان حلزونية، تجزيء أوتوماتيكي.

Abstract : the objective of this work is to prepare automatically coordinates and connectivity tables and boundary conditions in order to analyze spiral bevel gears using the finite element method, by an automatic generation of mesh and different boundary conditions after a numerical simulation of the cutting process.

Key words : Modelisation, Spiral Bevel Gears, Simulation, Automatic Mesh

Résumé : L'objectif de ce travail est l'automatisation de la préparation des tables des coordonnées, des connectivités et des conditions aux limites pour permettre l'analyse des engrenages spiro-coniques en utilisant la méthode des éléments finis, par automatisation de la génération du maillage et de différentes conditions aux limites après la simulation numérique du procédé de taillage.

Mots clés : Modélisation, Engrenages Spiro-Coniques, Simulation, Maillage automatique.

1. INTRODUCTION

Les engrenages spiro-coniques sont des pièces mécaniques très complexes, opérant cinématiquement à trois dimensions d'espace et permettant la transmission de grandes puissances à des vitesses élevées entre arbres concourants.

Les applications prises comme exemples type de part leur importance sont celles des boîtes de transmission des hélicoptères et des ponts arrière des véhicules lourds, pour lesquels il est nécessaire d'améliorer les performances, de réduire le bruit ainsi que le poids et les dimensions tout en augmentant la puissance transmise et la durée de service. Par conséquent une prédiction précise de l'état de déformations et de contraintes est très importante pour atteindre ces objectifs et assurer une résistance suffisante aux efforts appliqués.

Ces engrenages sont également utilisés dans l'industrie aéronautique à cause de leur excellent rendement dans les transmissions du mouvement à un angle et leur grande capacité de charge.

La fabrication d'un couple d'engrenages spiro-coniques nécessite la connaissance des méthodes et des machines de taillage, cela est dû à la géométrie complexe et l'exigence d'une grande précision.

Différents aspects des engrenages spiro-coniques ont été étudiés. La plupart des études ont été consacrées à la géométrie dans le but d'optimiser la portée de contact et de réduire le bruit et les vibrations, tout en minimisant l'erreur cinématique de transmission [1,2,3,4,5].

Peu de travaux ont été développés sur les engrenages spiro-coniques en utilisant la méthode des éléments finis [6,7, 8, 9], puisque leur surface de denture ne peut pas être décrite avec des relations analytiques.

L'analyse des engrenages spiro-coniques par utilisation de la méthode des éléments finis nécessite la définition du maillage de la structure, l'introduction des conditions aux limites et le type de chargement. Néanmoins, la forme complexe des engrenages spiro-coniques et leur aspect tridimensionnel rend ce travail difficile et même peut être entaché d'erreurs inévitables.

L'objectif de ce travail est d'automatiser ces opérations. Pour cela nous avons développé un mailleur automatique tridimensionnel utilisant des éléments hexaédriques à 20 nœuds afin de

générer automatiquement le maillage et les conditions aux limites.

Les résultats présentés dans cet article concernent la génération automatique du maillage des engrenages spiro-coniques en utilisant des éléments hexaédriques à 20 nœuds. Ce choix a été fait compte tenu qu'il permet de mieux représenter les structures massives à frontières courbes avec une précision meilleure.

2. SURFACE DE DENTURE

Les méthodes de taillage des engrenages spiro-coniques sont basées sur le concept de la roue génératrice théorique. Pratiquement, cette roue génératrice est matérialisée à travers l'utilisation de machines de taillage spécifiques. Ces machines sont conçues pour permettre de simuler une large gamme de géométries des roues génératrices.

La surface de denture des engrenages spiro-coniques est obtenue par simulation numérique du procédé de taillage en tenant compte des réglages machines, de la définition de la géométrie de la fraise utilisée, des mouvements relatifs entre pièce et fraise ainsi que les dimensions du pignon et de la roue en appliquant la théorie d'engrènement et la géométrie différentielle.

2.1. Géométrie de la fraise

La fraise de taillage est constituée d'un certain nombre de lames. Chaque lame est formée avec deux arêtes tranchantes rectilignes taillant la partie active de la dent, et de deux parties circulaires taillant la racine de la dent [1]. La figure 1 montre la section normale d'une lame et la figure 2 illustre la position d'une lame dans le repère R_F d'origine O_F lié à la fraise.

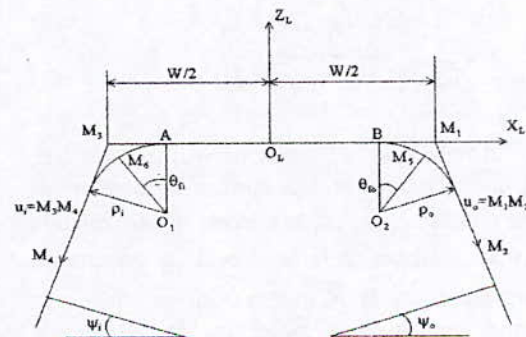


Figure 1. Section normale d'une lame.

2.2. Transformation des coordonnées

La surface de denture est obtenue par simulation numérique du procédé de taillage.

Cette simulation consiste à utiliser des matrices homogènes de transformations des coordonnées, pour exprimer dans la phase finale les coordonnées d'un point sur la surface de lame dans le repère R_p lié rigidement à la pièce à tailler. Ces coordonnées sont données par la relation suivante :

$$\begin{Bmatrix} X_p \\ Y_p \\ Z_p \\ 1 \end{Bmatrix} = [M_{PF}] \begin{Bmatrix} X_F \\ Y_F \\ Z_F \\ 1 \end{Bmatrix} \quad (1)$$

Où : $[M_{PF}]$, désigne la matrice carrée homogène (4×4) représentant toutes les transformations effectuées depuis le repère R_F au repère R_p , et dont ses termes dépendent des réglages machine, des paramètres spécifiques de la machine de taillage et de l'angle de rotation de berceau ξ_c , avec X_F, Y_F et Z_F , les coordonnées d'un point sur la surface de la lame exprimées dans R_F , et X_p, Y_p et Z_p , les coordonnées du même point exprimées dans R_p .

3. CALCUL DES COORDONNEES D'UN POINT

La procédure de calcul des coordonnées d'un point sur la surface de denture, dépend du procédé de taillage (surface générée ou non).

Pour une surface générée, les coordonnées des points sur la surface de denture doivent vérifier les relations suivantes [8] :

$$\bar{n} \cdot \bar{v}_r = 0 \quad (2)$$

$$\bar{X} - x_p = 0 \quad (3)$$

$$\bar{R} - \sqrt{y_p^2 + z_p^2} = 0 \quad (4)$$

Où : \bar{n} , désigne le vecteur normal unitaire à la surface de la lame et à la surface de denture au point considéré, \bar{v}_r est le vecteur vitesse relative entre les surfaces de la lame et de la denture au même point, \bar{X} et \bar{R} sont la position axiale et la distance radiale d'un point sur la surface de denture.

Pour une surface non générée, les coordonnées du point doivent vérifier simplement les équations (3) et (4).

Pour les deux cas (surface générée et non générée), un système d'équations non linéaires est obtenu, dont la résolution est faite par la méthode du gradient conjugué, suivie de la méthode de Newton-Raphson.

4. GENERATION AUTOMATIQUE DU MAILLAGE

L'étude par éléments finis nécessite la définition du maillage de la structure, la connaissance des conditions aux limites. Pour automatiser ces opérations, un mailleur automatique tridimensionnel utilisant des éléments hexaédriques à 20 nœuds (voir figure 2).

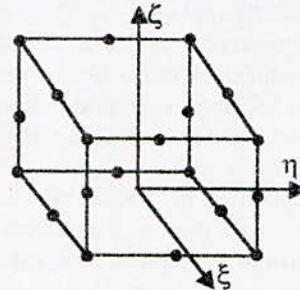


Figure 2. Elément utilisé pour la génération du maillage.

4.1. Discrétisation de la surface d'un flanc et orientation des flancs

La surface de denture d'un membre (pignon ou roue) est discrétisée en n_s éléments dans la saillie, n_x éléments suivant la largeur de denture, n_{c1} éléments dans la partie active du creux et en n_{c2} éléments dans la racine de la dent (voir figure 3). Les flèches 1 et 2 indiquent l'ordre de parcourt sur chaque flanc [10].

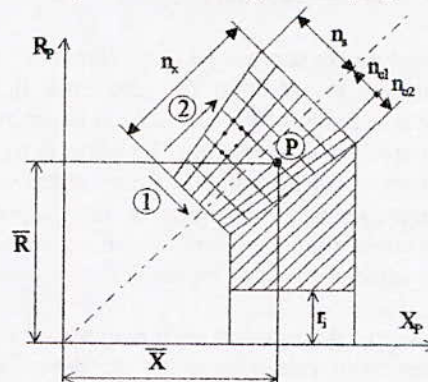


Figure 3. Discrétisation de la surface d'un flanc de la dent.

Après calcul des coordonnées des points sur les deux flancs, l'angle de rotation d'un flanc par rapport à l'autre est déterminé pour avoir la bonne orientation relative et par suite la bonne épaisseur de dent.

4.2. Maillage d'une dent

4.2. Maillage d'une dent

La méthode des éléments finis nécessite une étape de préparation des tables des coordonnées et des connectivités. Lorsque le nombre de nœuds devient important ainsi que le nombre d'éléments surtout lorsque la structure qu'il faut représenter est tridimensionnelle et de géométrie complexe, cette étape de préparation devient volumineuse et entachée d'erreurs inévitables. Pour faciliter la préparation et la vérification des données nous avons développé des programmes de génération automatique et de traçage de maillage de la structure.

La génération du maillage d'une dent nécessite la spécification des nombres de divisions n_1 , n , n_2 et n_r (voir figure 4).

La génération du maillage d'une dent est faite en trois étapes: génération du maillage de la dent seule, de la jante seule, avec le choix d'un rayon intérieur constant de la jante ou une épaisseur de jante constante; la troisième étape est l'établissement des tables de connectivités et de coordonnées globales pour l'ensemble dent-jante.

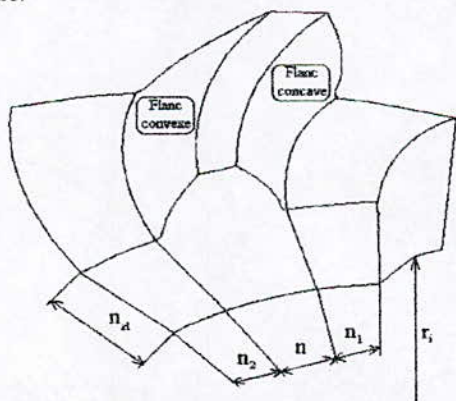


Figure 4. Différentes divisions de la jante.

4.3. Maillage d'un certain nombre de dents

Pour le maillage d'un certain nombre de dents, nous avons émis deux possibilités: la première est le maillage de toutes les dents de la même manière avec les mêmes divisions; la deuxième est le maillage de chaque dent indépendamment des autres.

La dernière possibilité est très importante du fait qu'il n'est pas nécessaire d'affiner le maillage loin des zones de concentration de contraintes et des zones de contact. Par ce moyen, nous pouvons réduire considérablement la taille des matrices globales et par suite l'espace mémoire nécessaire au stockage, et également réduire les temps d'exécution d'une façon significative.

Pour les deux possibilités les nombres d'éléments n_x et n_{c1} sont les mêmes pour toute les dents afin d'assurer la continuité à l'interface entre les éléments de deux dents adjacentes.

Concernant les conditions aux limites, elles sont générées automatiquement pour différents cas par notre logiciel de calcul.

5. RESULTATS ET DISCUSSIONS

Nous présentons dans ce qui suit les possibilités du mailleur tridimensionnel que nous avons développé en considérant le couple d'engrenages 16/28 avec un sens de spirale à droite pour le pignon.

5.1. Maillage d'une dent

Pour générer le maillage d'une dent on doit spécifier huit paramètres (n_s , n_{c1} , n_{c2} , n_x , n_r , n_1 , n_2 et n). Les divisions initiales sont: $n_s=2$, $n_{c1}=2$, $n_{c2}=1$, $n_x=5$, $n_r=n_1=n_2=n=3$, par la suite nous varions ces paramètres un par un afin de montrer les différentes possibilités du mailleur. Le maillage initial est généré avec 210 éléments et 1266 nœuds (voir figure 5).

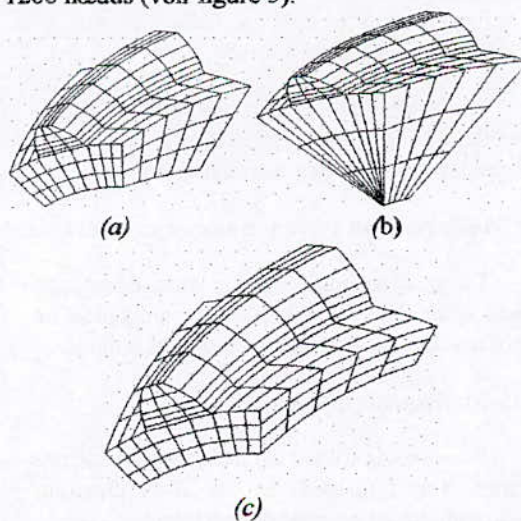


Figure 5. Maillage d'une dent suivant différents cas de rayons.

Le maillage affiné pour chaque zone est représenté par les figures (6-a, 6-b, 6-h).

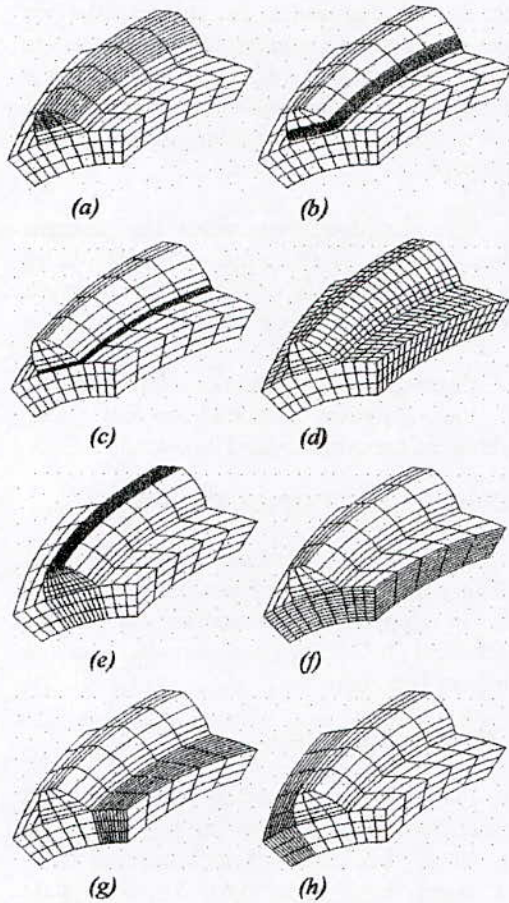


Figure 6. Génération du maillage affiné dans :

- a- Saillie. b- Creux. c- Racine de la dent.
- d- Largeur de denture. e- Epaisseur de la dent.
- f- Epaisseur de la jante. g- Côté concave.
- h- Côté convexe.

Cet exemple montre la possibilité d'affiner le maillage dans une région particulière sans modifier les divisions des autres régions.

5.2. Maillage d'un certain nombre de dents

Le mailleur que nous avons développé permet également de générer le maillage d'un certain nombre de dents selon deux possibilités.

5.2.1. Maillage uniforme

Pour ce cas toutes les dents ont les mêmes divisions. Les figures (7-a, 7-b, 7-c) illustrent cette possibilité en prenant quatre dents.

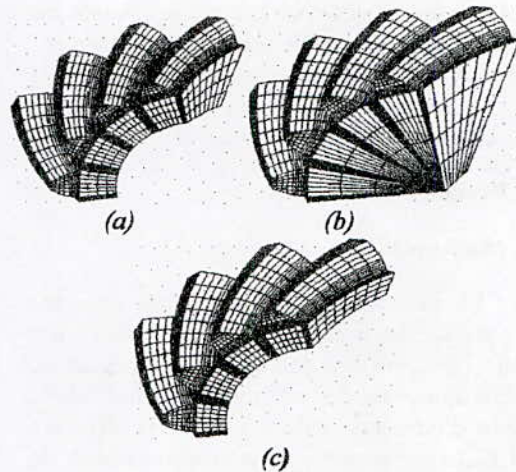


Figure 7. Génération d'un maillage uniforme de quatre dents.

- a- Rayon intérieur constant non mul.
- b- Rayon intérieur mul.
- c- Epaisseur de jante constante.

5.3.2. Maillage non uniforme

Pour ce cas les paramètres (n_s , n_{c1} , n_{c2} , n_1 , n_2 et n) peuvent prendre des valeurs arbitraires d'une dent à une autre. Afin d'illustrer cette possibilité nous avons pris deux dents, dont les divisions initiales sont données, et par la suite nous faisons varier les paramètres cités de la deuxième dent un par un (voir figure 8).

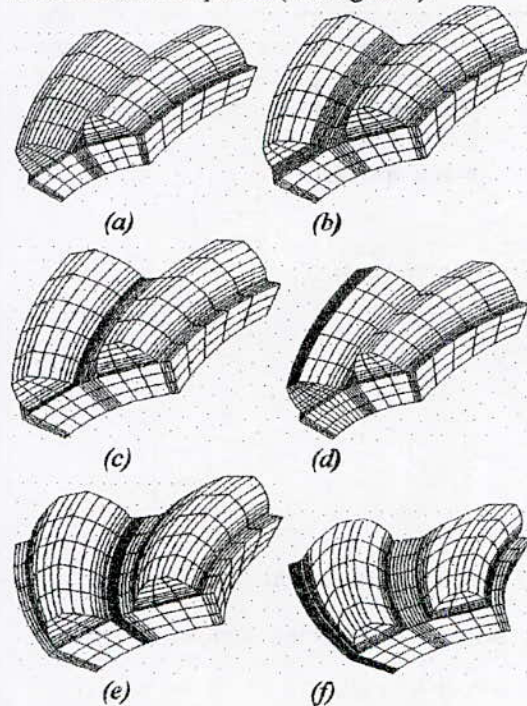


Figure 8. Génération non uniforme du maillage affiné dans :

- a- Saillie. b- Creux. c- Racine de la dent.
- d- Epaisseur de la dent. e- Côté concave.
- f- Côté convexe

5.3. Maillage complet d'un membre

5.3.1. Maillage uniforme

Toutes les dents ont les mêmes divisions. Le maillage est généré avec 2320 éléments et 13936 nœuds. La figure 9 montre le maillage complet du pignon avec les différentes possibilités. En choisissant un rayon intérieur nul, nous pouvons représenter un pignon arbré.

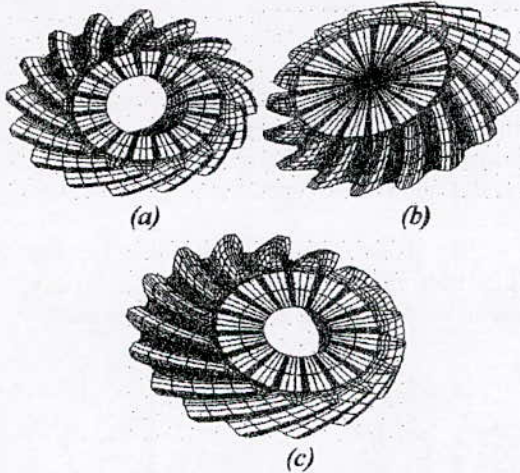


Figure 9. Génération d'un maillage uniforme pour le pignon.
a- Rayon intérieur constant non nul. b- Rayon intérieur nul. c- Epaisseur de jante constante.

5.3.2. Maillage non uniforme

En choisissant des divisions arbitraires d'une dent à une autre, le maillage est généré avec 2570 éléments et 15511 nœuds. La figure 10 montre le maillage complet du pignon avec les différentes possibilités.

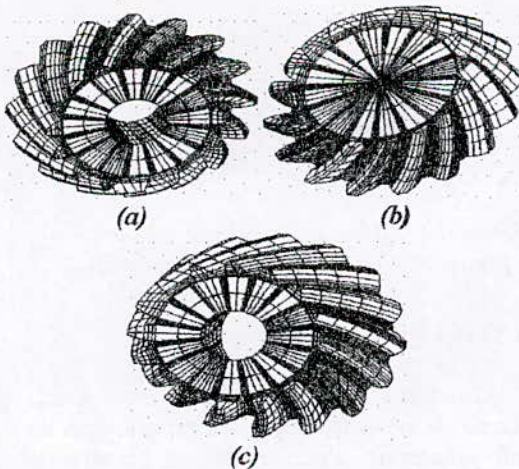


Figure 10. Génération d'un maillage non uniforme pour le pignon pour différentes possibilités.
a- Rayon intérieur constant non nul. b- Rayon intérieur nul. c- Epaisseur de jante constante.

A travers ces applications, nous avons montré toutes les possibilités du mailleur que nous avons développé. La particularité de ce mailleur est la possibilité de générer un maillage uniforme ou un maillage non uniforme au choix. La dernière possibilité est importante en calcul, puisqu'elle permet d'affiner le maillage dans les zones présentant un gradient important lors du calcul des contraintes aux nœuds. Elle permet également de choisir un maillage grossier loin de ces zones, donnant lieu à la réduction du temps de calcul et l'espace mémoire nécessaire au stockage des différentes matrices [13].

Le mailleur ainsi développé, peut être également utilisé pour mailler tous les types d'engrenages couramment utilisés dans l'industrie.

5.4. Application aux engrenages cylindriques

Ce mailleur tridimensionnel, permet également une génération automatique du maillage des différents types d'engrenages couramment utilisés dans l'industrie. A titre d'illustration, nous présentons les différents maillages obtenus en considérant des engrenages cylindriques à denture droite et à denture hélicoïdale.

5.4.1. Engrenage cylindrique à denture droite

La figure 11 montre les maillages obtenus d'une dent, de plusieurs dents et de l'engrenage complet.

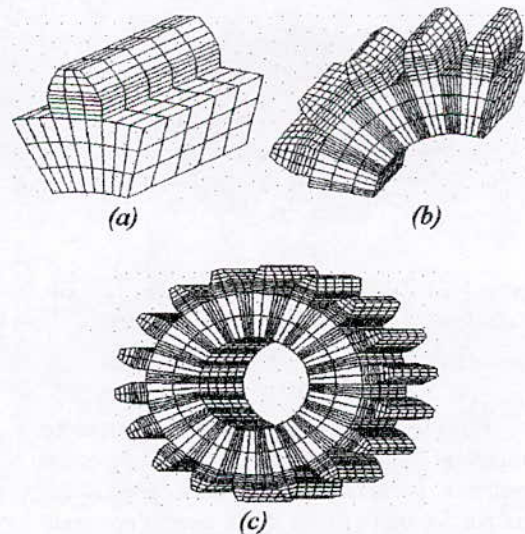


Figure 11. Différents maillages générés.
a- Une dent. b- Plusieurs dents. c- Engrenage complet.

5.4.2. Engrenage cylindrique à denture hélicoïdale

Les figures 12 et 13 montrent les différents maillages obtenus pour un engrenage à denture hélicoïdale avec une hélice à droite et une denture hélicoïdale avec une hélice à gauche.

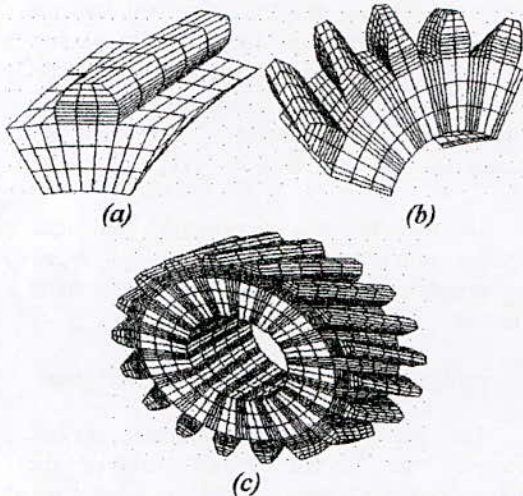


Figure 5-12. Différents maillages générés pour une denture hélicoïdale (hélice à droite).
a- Une dent. b- Plusieurs dents.
c-. Engrenage complet.

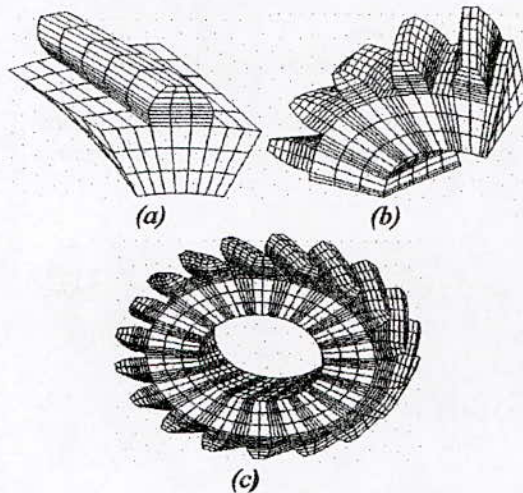


Figure 5-13. Différents maillages générés pour une denture hélicoïdale (hélice à gauche).
a- Une dent. b- Plusieurs dents.
c-. Engrenage complet.

Dans le mailleur développé, la génération automatique du maillage d'un engrenage nécessite la connaissance des coordonnées des points sur les deux flancs de la dent, l'épaisseur de la dent, le rayon intérieur ou l'épaisseur de la jante et le nombre de dents de l'engrenage. Cette

particularité rend le mailleur indépendant du type d'engrenage à mailler.

5.5. Conditions aux limites

L'introduction des conditions aux limites en des points et en des endroits spécifiques est une opération très longue et en même temps difficile, et peut être entachée d'erreurs inévitables surtout pour le cas où nous avons à traiter une géométrie complexe et tridimensionnelle.

Pour faciliter cette opération, cinq cas de conditions aux limites peuvent être générées automatiquement après le maillage. La surface grise de la figure 14 est encadrée.

Pour tous ces cas, les nœuds sont bloqués dans les trois directions ($u=0, v=0, w=0$), où u, v et w sont les déplacements suivant les trois axes.

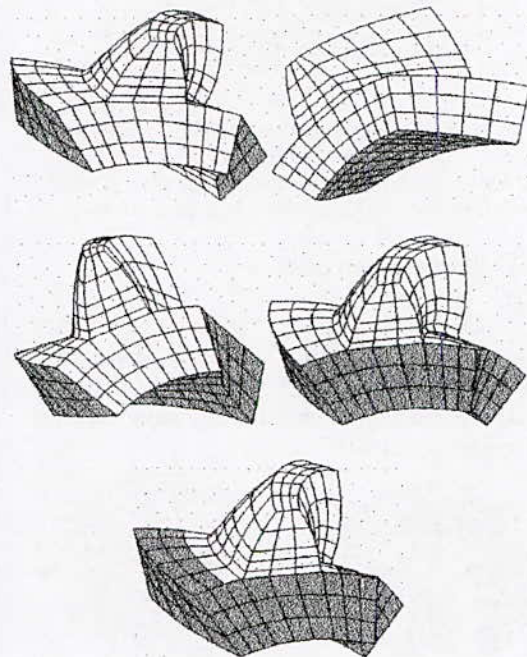


Figure 14 Différentes conditions aux limites pouvant être générées automatiquement.

6. CONCLUSION

L'étude présentée dans cet article concerne le développement des programmes de calcul permettant d'automatiser la préparation des données nécessaires pour une analyse des engrenages spiro-coniques en utilisant la méthode des éléments finis.

Ces programmes sont constitués :

- d'une simulation de différentes méthodes de taillage développées par Gleason (Formate, Duplex, Helical Duplex, Fixed Setting),
- d'une génération automatique du maillage avec des éléments hexaédriques à 20 nœuds avec différents types de conditions aux limites,
- d'un post-processeur pour la vérification et la visualisation du maillage généré.

Le mailleur que nous avons développé peut être également utilisé pour mailler tous les types d'engrenages couramment utilisés dans l'industrie. Le logiciel ainsi développé permet alors d'éviter la longue procédure de préparation des données et par conséquent conduit à réduire considérablement le temps de préparation et de vérification du maillage.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1]. Z. H. FONG and C. B. TSAY .- A study on the tooth geometry and cutting machine mechanisms of spiral bevel gears -. ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 113, Sept 1991, pp. 346-352.
- [2]. F. L. LITVIN, W. J. TSUNG, J. J. COY and C. HEINE .- Generation of spiral bevel gears with zero kinematical errors and computer aided tooth contact analysis -. NASA TM-87273, USAAVSCOM-TR-86-C-2, March 1986.
- [3]. F. L. LITVIN and Y. ZHANG .- Local synthesis and tooth contact analysis of face-milled spiral bevel gears -. NASA CR-4342, AVSCOM TR-90-C-028, Jan 1991.
- [4]. C. GOSSELIN and L. CLOUTIER .-The generating space of parabolic motion error spiral bevel gears cut by the Gleason method -. Proceedings of the 1992 International Power Transmission and Gearing Conference, 1992, ASME Vol. 1, pp. 229-235.
- [5]. Z. H. FONG and C. B. TSAY .-Tooth contact analysis of spiral bevel gears -. Journal of Chinese Society of Mechanical Engineers, Vol. 11, N°. 6, Dec 1990, pp. 538-544.
- [6]. G. D. BIBEL, K. TIKU and A. KUMAR .- Prediction of contact path and load sharing in spiral bevel gears -. NASA CR-195305, ARL-CR-146, April 1994.
- [7]. A. KUMAR and G. D. BIBEL .- A procedure for 3-D contact stress analysis of spiral bevel gears -. NASA CR-194472, ART-CR-72, March 1994.
- [8]. R. F. HANDSCHUH and F. L. LITVIN. - A method for determining spiral bevel gear tooth geometry for finite element analysis -. NASA TP-3096, AVSCOM TR-91-C-020, August 1991.
- [9]. G. D. BIBEL, A. KUMAR, S. REDDY and R. F. HANDSCHUH .- Contact stress analysis of spiral bevel gears using nonlinear finite element static analysis -. NASA TM-106176, ARL-TR-158, AIAA-93-2296, May 1993.
- [10]. M. BEY, H. BELHANECHÉ, S. LARBI .- Analyse statique des engrenages spiro-coniques par éléments finis -. Accepté pour les 4^{ème} journées maghrébines sur la mécanique JMM'98, du 25 au 26 Octobre 1998, Sidi Bel Abbès, Algérie.

CONTRIBUTION A L'ETUDE THERMIQUE ET DYNAMIQUE DES PALIERS HYDRODYNAMIQUES EN LUBRIFICATION BASSE PRESSION

H. BELHANECHÉ, S. LARBI, M. OUKALI

Département de Génie Mécanique
Ecole Nationale Polytechnique
10, Avenue Hassen Badi- El- Harrach, Alger

ملخص

نعرض في هذه الدراسة في باب الهيئة الحرارية طريقة عددية لوصف و ضيفة المحامل ذات مساند متد حرجة في نظام صفحي و المستعملة في محركات التوربينات مع اخذ بعين الإعتبار التأثير الحراري على السائل المزيت بمفعول الإنتقاص، و إنتشاره إلى المكونات الصلبة. و من جهة أخرى، نعرض في باب الهيئة الديناميكية حساب معاملات التصلب و التخمد في المحامل ذات هندسة ثابتة في نظام صفحي. مقارنة النتائج العددية المحصل عليها في دراستنا مع نتائج لدراسات أخرى تبين التأثير المعتبر لهذه الظواهر الفيزيائية و التي لها أهمية بالغة في تصميم و إستعمال هذا النوع من المحامل.

Abstract:

In this study, we present under the theme thermal aspect, the numerical simulation of operating tilting pad bearings in laminar regime used in turbo-alternators by taking into account the influence the lubricating fluid heating by effect of shearing and its propagation to solid elements. On the other hand, we present under the dynamic aspect the calculation of stiffness and damping coefficients in fixed geometry bearings in laminar regime. The numerical result comparison to these provide by some authors show indeed, the considerable influence of these phenomena that invest a great importance during the design and the utilisation of these types of bearings.

Résumé :

Dans cette étude, nous présentons sous le thème aspect thermique, la simulation numérique du fonctionnement des paliers à patins oscillants en régime laminaire utilisés dans les turboalternateurs en tenant compte de l'influence de l'échauffement du fluide lubrifiant par effet de cisaillement et sa propagation vers les éléments solides. D'autres part, nous présentons sous l'aspect dynamique le calcul des coefficients de raideur et d'amortissement dans les paliers à géométrie fixe en régime laminaire. La comparaison des résultats numériques à ceux fournis par certains auteurs montrent en effet, l'influence considérable de ces phénomènes qui revêtent une grande importance lors de la conception et l'utilisation de ces types de paliers.

INTRODUCTION

L'existence d'un mouvement relatif entre les pièces mécaniques impose de s'intéresser aux problèmes du contact entre deux corps et tout particulièrement aux aspects thermiques liés à la dissipation de puissance à l'interface de deux pièces et aux aspects dynamiques liés aux phénomènes de vibration. En effet, il est bien connu que l'analyse thermique et mécanique est importante dans l'étude d'un contact lubrifié [1].

On comprend alors la nécessité de développer des modèles mathématiques et numériques pour simuler au mieux le comportement thermique et dynamique des pièces de machines dès leur conception, afin d'éviter au maximum les risques de grippage ou de destruction.

La théorie développée par Boncompain [1] qui repose sur une étude thermoélastohydrodynamique (T.E.H.D.) a été adaptée aux paliers à patins oscillants [2,3] rencontrés généralement dans les installations de turboalternateurs afin de prédire la distribution de température à travers les organes constituant le palier.

L'étude dynamique est présentée pour des paliers à géométrie fixe, sa généralisation suit la même démarche.

Les résultats ainsi obtenus [4] visent à produire une base d'informations utile aux concepteurs et aux utilisateurs ainsi qu'à valider les modèles mathématiques proposés pour décrire et montrer la nécessité de prendre en compte les effets thermiques et dynamiques.

ASPECTS THERMIQUES

Application aux paliers à patins oscillants

Modèle physique

Les paliers à patins oscillants (fig. 1) sont utilisés couramment pour le support des lignes d'arbre de turboalternateur. Leur choix est fait compte tenu de leur capacité de charge et à leur stabilité aux grandes vitesses par rapport aux autres paliers hydrodynamiques [1].

L'oscillation des patins leur permet une adaptabilité permanente en fonction de la position de l'arbre. L'avantage de ce type de palier est qu'il peut fonctionner à jeu réduit, ce qui limite la turbulence, et donc, la puissance dissipée par rapport aux paliers lisses.

Modèle mathématique

Trois types de phénomènes physiques peuvent avoir lieu dans ce type de palier, elles portent sur la génération de pression, sur l'échauffement du lubrifiant et du massif, ainsi que la déformation.

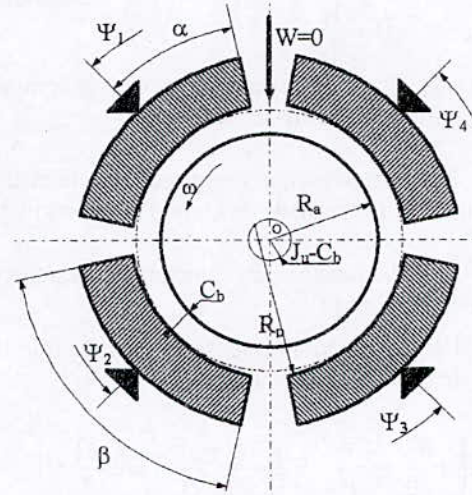


Figure 1 : Schéma d'un palier à patins oscillant non chargé

Par prise en compte des effets thermiques dans le film et des hypothèses classiques [1] l'équation adimensionnelle généralisée de Reynolds en régime stationnaire est donnée, pour chaque patin, par:

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{H}^3 \bar{G} \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} \right) + \eta^2 \frac{\partial}{\partial z} \left(\bar{H}^3 \bar{G} \frac{\partial \bar{P}}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\cos \alpha \cdot \bar{H} \left[1 - \frac{\bar{I}_2}{\bar{J}_2} \right] \right) \quad (1)$$

avec :

$$\bar{I}_2(\theta, \bar{z}) = \int_0^1 \frac{\bar{y}}{\bar{\mu}(\theta, \bar{y}, \bar{z})} d\bar{y}; \bar{J}_2(\theta, \bar{z}) = \int_0^1 \frac{d\bar{y}}{\bar{\mu}(\theta, \bar{y}, \bar{z})}$$

$$\bar{G} = \int_0^1 \frac{\bar{y}^2}{\bar{\mu}(\theta, \bar{y}, \bar{z})} d\bar{y} - \frac{[\bar{I}_2(\theta, \bar{z})]^2}{\bar{J}_2(\theta, \bar{z})}; \quad \eta = \frac{R_a}{L}$$

$$\bar{P} = \frac{P}{\left(\mu_{0,\omega} \left(\frac{R_a}{J_u} \right)^2 \right)}; \quad \alpha = \tan^{-1} \left(\frac{J_u}{R_a} \frac{\partial \bar{H}}{\partial \theta} \right); \quad \bar{H} = \frac{H}{J_u}$$

$$\theta = \frac{x}{R_a}; \quad \bar{y} = \frac{y}{H}; \quad \bar{z} = \frac{z}{L}$$

La viscosité dynamique dépend fortement de la température et faiblement de la pression régnant dans le lubrifiant; elle est exprimée par:

$$\bar{\mu} = e^{-\lambda T_0 (\bar{T} - 1) + \gamma P_0 (\bar{P} - \bar{P}_{atm})} \quad (2)$$

où :

$$\lambda = 0.034 \text{ K}^{-1}$$

$$\gamma = [5.10^{-9} \div 40.10^{-9}] \text{ Pa}^{-1}$$

L'épaisseur du film est donnée par :

$$\bar{H} = \frac{R_p}{J_u} - \varepsilon_i \cos(\theta - \psi_i - \phi_i) - \sqrt{\left(\frac{R_a}{J_u} \right)^2 - \varepsilon_i^2 \sin^2(\theta - \psi_i - \phi_i)} \quad (3)$$

avec : $\bar{H} = \frac{H}{J_u}$; $\varepsilon_i = \frac{e_i}{J_u}$

où ε_i et ϕ_i sont calculés en tenant compte de l'équilibre du patin sur son pivot .

Les caractéristiques statiques et cinématique sont obtenues à partir du champ de pression.

Les phénomènes de transfert de chaleur sont modélisés par [2]:

– l'équation adimensionnelle de l'énergie dans le fluide donnée par :

$$Pe \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \theta} + \left(\frac{\bar{v}}{\bar{H}} - \bar{u} \frac{\bar{y}}{\bar{H}} \frac{\partial \bar{H}}{\partial \theta} \right) \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{y}} + \eta \bar{w} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{z}} \right) = \frac{1}{\bar{H}^2} \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial \bar{y}^2} + Nd \frac{\bar{\mu}}{\bar{H}^2} \left[\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{y}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial \bar{y}} \right)^2 \right] \quad (4)$$

avec : $Pe = \frac{\rho_0 C_p \omega J_u^2}{K_f}$; $Nd = \frac{\mu_0 R_a^2 \omega^2}{T_0 K_f}$

– l'équation adimensionnelle de la chaleur dans l'arbre et les patins, exprimée par :

$$\left[\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial \bar{r}^2} + \frac{1}{\bar{r}} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{r}} + \frac{1}{\bar{r}^2} \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial \theta^2} + \eta^2 \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial \bar{z}^2} \right] = 0 \quad (5)$$

L'épaisseur du fluide lubrifiant étant très faible devant les dimensions de l'arbre et des patins, nous pouvons alors négliger le transfert de chaleur par convection dans l'équation de la chaleur au niveau de l'arbre par rapport à celui dû à la conduction.

Résultats et interprétations

Les résultats présentés à partir des caractéristiques du palier (Table ci-dessous), ainsi que pour un régime de fonctionnement (N=4000 tr/mn, W=10 000 N) donné, nous montrent qu'il est possible de déterminer les effets thermiques sur le champ de pression (fig. 2) dont la pression maximale atteint 4,7 MPa au niveau des patins chargés pour une épaisseur minimale de 26 µm en régime T.H.D. (thermo-hydro-dynamique).

En effet, lorsqu'on tient compte de la relation viscosité - température, l'épaisseur du film décroît avec l'augmentation de la température dans le palier; et particulièrement au niveau des patins les plus chargés (fig. 2), cependant la viscosité de l'huile diminue selon une loi exponentielle (éq.2), ce qui amorti l'augmentation de la portance hydrodynamique. Nous pouvons noter qu'il y a une assez bonne concordance entre les résultats théoriques de Fillon [2] et ceux obtenus par notre étude.

Table 1 Caractéristiques du palier (figure.1).

Rayon de l'arbre	$R_a = 49.886 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
Rayon du patin	$R_p = 50 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
Épaisseur du patin	$R_d = 20 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
Longueur du palier	$L = 70 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
Précharge géométrique à 20 °C	$m = 0.47$
Jeu d'usinage	$J_u = 79 \cdot 10^{-6} \text{ m}$
Amplitude angulaire du patin	$\beta = 75^\circ$
Position du pivot /patin	$\alpha/\beta = 0.5$
Positions angulaires des patins	$\psi_1=45^\circ; \psi_2=135^\circ$ $\psi_3=225^\circ; \psi_4=315^\circ$
Température d'alimentation	$T_0 = 40 \text{ °C}$
Pression d'alimentation	$P_0 = 5 \cdot 10^4 \text{ Pa}$
Viscosité de référence à 40 °C	$\mu_0 = 0.0277 \text{ Pa.s}$
Masse volumique à 40 °C	$\rho_0 = 860 \text{ Kg.m}^{-3}$
Conductivité thermique du fluide	$K_f = 0.13 \text{ W/m.°C}$
Conductivité thermique du Patin	$K_p = 45 \text{ W/m.°C}$
Conductivité thermique de l'arbre	$K_a = 45 \text{ W/m.°C}$
Coefficient de convection	$H_p = 100 \text{ W/m}^2.\text{°C}$
Chaleur spécifique du lubrifiant	$C_{p0} = 2000 \text{ J/kg.°C}$

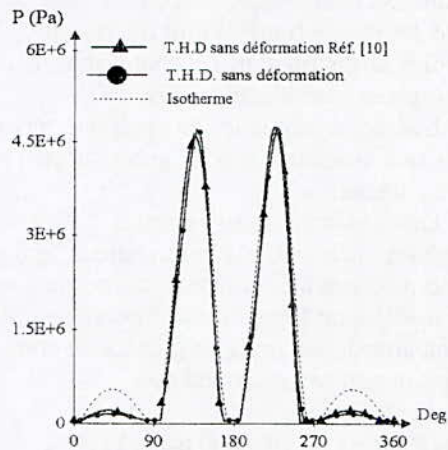


Figure 2 : Champ de pression à travers la circonférence du Palier

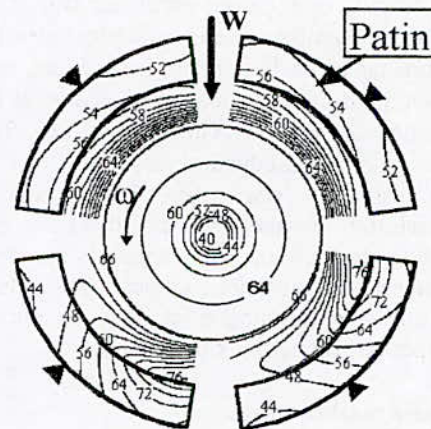


Figure 3 : Isothermes (°C) dans le palier en vue axiale.

La figure 3 présente avec des échelles radiales très différentes pour le film et les patins la carte des isothermes dans le plan médian du palier, où la température sur la surface extérieure cylindrique de l'arbre est imposée (65,5 °C).

On constate que le point de température maximal de 76 °C se situe au sein du film à l'aval des patins les plus chargés dans la zone d'épaisseur minimale et est proche du patin.

On voit clairement d'après les courbes isothermes la propagation de l'énergie thermique de cette source de température maximale vers les éléments solides à travers le fluide lubrifiant contrairement aux deux patins supérieurs qui sont beaucoup moins chargés où c'est l'arbre qui représente sur l'arc correspondant au patin la source de chaleur la plus importante.

Nous pouvons distinguer l'allure concentrique de la distribution de température au sein de l'arbre due au fait que nous avons négligé le gradient circonférentiel de température dans l'équation de la chaleur dans l'arbre.

La figure 4 montre que la variation du chargement pour la configuration à quatre patins oscillants, est élevée aux excentricités extrêmes, représentant une source d'instabilité importante.

Cette courbe qui comporte une partie quasi linéaire à faible tangente pour des excentricités relatives comprise entre 0,4 et 0,8 est une représentation typique de la variation du chargement par rapport à l'excentricité relative de l'arbre pour les paliers rencontrés dans l'industrie.

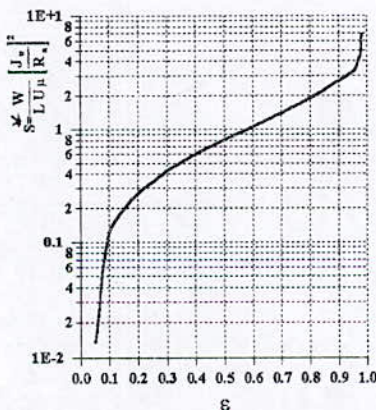


Figure 4 : Valeurs de l'inverse du nombre Sommerfeld pour différentes excentricités.

ASPECTS DYNAMIQUES

Application aux paliers à géométrie fixe

L'équation de Reynolds est largement utilisée dans la détermination des caractéristiques dynamiques des paliers de ligne d'arbre.

Dans un grand nombre d'applications, le rotor d'une machine tournante est supporté par des paliers qui influencent considérablement son comportement dynamique. Ils sont une source conséquente d'amortissement et peuvent donc induire des vibrations auto-entretenues [5]. Ce phénomène appelé fouettement se manifeste en un mouvement orbital du centre de l'arbre à une fréquence voisine de la demi-vitesse de rotation [6]. Ce fouettement est souvent destructeur et doit être évité.

Pour des considérations dynamiques on représente le palier par un système masse-ressort dont on calcule les coefficients de raideur et d'amortissement (fig. 5). Ceux-ci peuvent être obtenus numériquement en perturbant indépendamment les déplacements et les vitesses du centre de l'arbre d'une position d'équilibre dans la résolution de l'équation de Reynolds. Cette méthode est appelée "Méthode de différenciation".

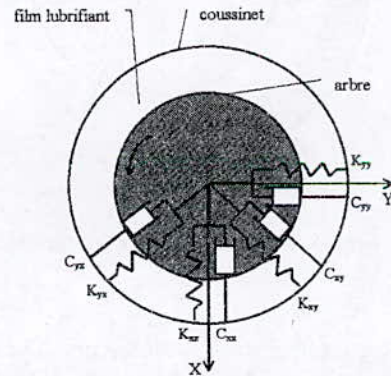


Figure 5 : Représentation dynamique du film lubrifiant

Pour les paliers à géométrie fixe ces coefficients sont au nombre de huit (08), quatre de raideur et quatre d'amortissement. La force totale sur l'arbre est donnée par :

$$F_i = K_{ij} X_j + C_{ij} \dot{X}_j \quad (6)$$

où :

F_i Force dans la direction i

K_{ij} (resp. C_{ij}) Coefficient de Raideur (resp. d'Amortissement) suivant i dû au déplacement selon j .

X_j Déplacement selon j , \dot{X}_j Vitesse selon j .

Calcul des Coefficients Dynamiques

La détermination des coefficients dynamiques d'un palier (à arc partiel comme configuration générale), c'est à dire le calcul des dérivées partielles des forces hydro-dynamiques est plus simple dans le repère intermédiaire $(R_i)(O, \bar{r}, \bar{t}, \bar{z})$, (fig. 6).

L'équation de Reynolds s'écrit en variables adimensionnées :

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\bar{H}^3}{12} \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{R_a}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\frac{\bar{H}^3}{12} \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{z}} \right) = \frac{1}{2} \frac{\partial \bar{H}}{\partial \theta} + \frac{\dot{\varepsilon}/\omega}{1 - 2\dot{\phi}/\omega} \cos \theta \quad (7)$$

avec $\bar{z} = \frac{z}{L}$, $\bar{H} = \frac{H}{J_u} = 1 + \varepsilon \cos \theta$, $\varepsilon = \frac{e}{J_u}$,

$$\bar{P} = \frac{P}{\mu \omega (R_a/J_u)^2 (1 - 2\dot{\phi}/\omega)}$$

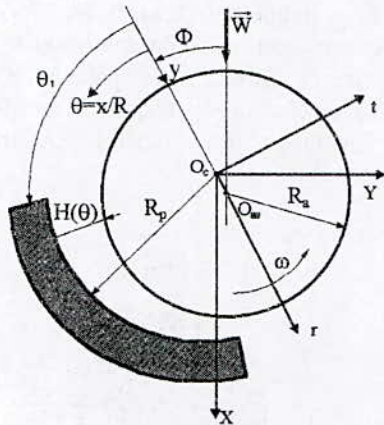


Figure 6 : Système de coordonnées

L'expression des coefficients dynamiques adimensionnés dans le repère intermédiaire $(R_i)(O, \bar{r}, \bar{t}, \bar{z})$ est donnée par :

$$\left. \begin{aligned} A_{rr} &= -\pi S \left(\frac{\partial \bar{F}_r}{\partial \varepsilon} \right)_0; & A_{rt} &= \frac{-\pi S}{\varepsilon_0} \left(\frac{\partial \bar{F}_r}{\partial \phi} \right)_0; \\ A_{rr} &= -\pi S \left(\frac{\partial \bar{F}_t}{\partial \varepsilon} \right)_0; & A_{rt} &= \frac{-\pi S}{\varepsilon_0} \left(\frac{\partial \bar{F}_t}{\partial \phi} \right)_0; \\ B_{rr} &= -\pi S \left(\frac{\partial \bar{F}_r}{\partial \dot{\varepsilon}/\omega} \right)_0; & B_{rt} &= \frac{-2 \cos \phi_0}{\varepsilon_0}; \\ B_{rr} &= -\pi S \left(\frac{\partial \bar{F}_t}{\partial \dot{\varepsilon}/\omega} \right)_0; & B_{rt} &= \frac{2 \sin \phi_0}{\varepsilon_0}; \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

avec $S = \frac{\mu L R_a \omega}{\pi W_0} \left(\frac{R_a}{J_u} \right)^2$

La figure 7 montre la variation du nombre de Sommerfeld qui caractérise l'inverse de la charge en fonction de l'excentricité relative.

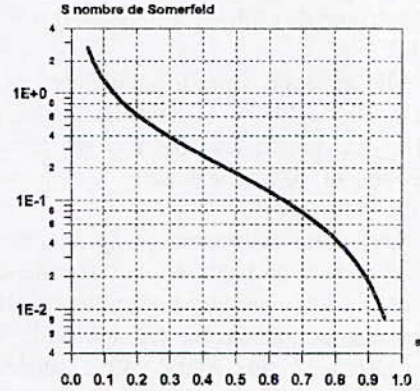
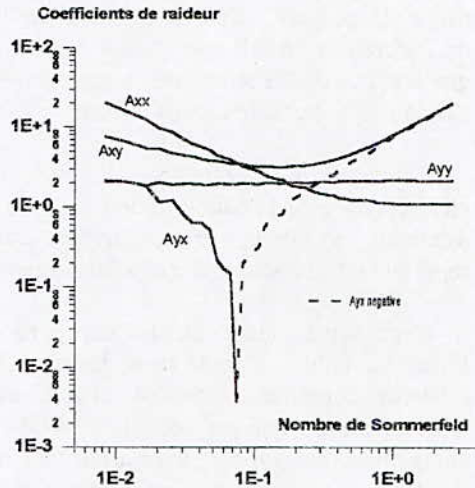


Figure 7: Nombre de Sommerfeld en fonction de l'excentricité relative.



Coefficients d'Amortissement

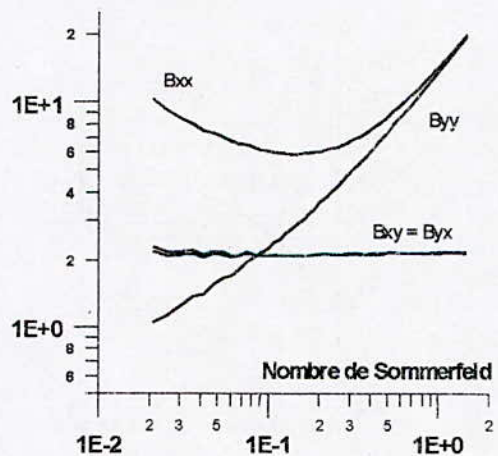


Figure 8: Coefficients dynamiques d'un palier circulaire (L/D = 1)

La figure 8 montre l'évolution des coefficients dynamiques pour un palier circulaire à symétrie de révolution et de longueur finie ($L/D=1$). La pression aux extrémités libres du palier étant supposées égale à la pression atmosphérique on a retenu les conditions aux limites de Reynolds:

$$P = 0 \quad \text{et} \quad \frac{\partial P}{\partial \theta} = 0 \quad \text{à} \quad \theta = \theta_{\text{RUPTURE}} \quad (9)$$

On remarque que, contrairement aux coefficients d'amortissement, les termes croisés de raideur A_{xy} et A_{yx} ne sont pas identiques. Lorsque la charge devient très petite ($S \rightarrow \infty$ et $\varepsilon \rightarrow 0$) A_{xy} tend vers $-A_{yx}$; le tenseur de raideur est antisymétrique, ce qui joue un rôle important dans la stabilité du système.

CONCLUSION

Cette étude met l'accent sur la modélisation mathématique des effets thermiques et dynamiques en lubrification basse pression.

Les résultats montrent l'influence importante du champ de température sur les caractéristiques statiques et de fonctionnement des paliers.

La comparaison des résultats avec ceux obtenus par Fillon et Frêne [3] a permis de montrer la validité de la simulation numérique.

Les déformations de tous les éléments du palier (patins et arbre) doivent être pris en compte, car ils ont pour conséquence la diminution de l'épaisseur du film sur tous les patins, ce qui augmente la pression et la température dans le palier.

Le calcul des coefficients dynamiques permet, en première approximation et lorsque les perturbations sont petites, de réduire les problèmes de stabilité et de dynamique de lignes d'arbres supportés par des paliers fluides à l'étude linéaire d'un système masse-ressort.

Enfin, il serait avantageux d'étendre cette étude à la modélisation des phénomènes de turbulence et de stabilité pouvant survenir lors du fonctionnement à des régimes particuliers.

NOMENCLATURE

\bar{T}	Température adimensionnelle;
\bar{P}	Pression adimensionnelle;

\bar{H}	Epaisseur adimensionnelle du film lubrifiant;
$\bar{u}, \bar{v}, \bar{w}$	Vitesses adimensionnelles d'un point du milieu fluide;
C_b	Jeu d'assemblage;
Pe	Nombre de Peclet;
Nd	Nombre de dissipation;
$\bar{G}, \bar{I}_2, \bar{J}_2$	Intégrales adimensionnelles
$\theta, \bar{\gamma}, \bar{z}$	Cordonnées adimensionnelles;
α	Position angulaire du pivot sur le patin;
ε_i	Excentricité relative du patin i;
e_i	Excentricité absolue du patin i;
ϕ_i	Angle de calage du patin i;
$\bar{\mu}$	Viscosité dynamique adimensionnelle;
λ, γ	Coef. de thermo. et piezo-viscosité;
ω	Vitesse de rotation de l'arbre;
ψ_i	Position angulaire du pivot.

REFERENCES

- [1] **Boncompain R., Fillon M., Frêne J.** "Analysis of thermal effects in hydrodynamic bearings", Transactions of the ASME., JOT, 1986, Vol. 108, pp. 219-224.
- [2] **Barresi F., Bouchoule C., Fillon M., Nicolas D.**, "Experimental Study of Thermal Effects in Tilting - Pad Journal Bearings at High Operating speeds", Transaction of the ASME., JOT, Jul. 1996 Vol. 118, pp. 532-538.
- [3] **Fillon, M., Frêne, J.**, "Numerical simulation and Experimental Results on thermoelasto - Hydrodynamic Tilting - Pad Bearings", IUTAM Symp. on Numerical simulation of non-Isothermal Flow of Viscoelastic Liquids, Kerckrade, Neederland, Nov. 1993, Kluwer Academic Publrs., Dordrecht, pp. 85 - 99.
- [4] **Belhaneche H., Oukali M., Badaoui M. S., Larbi S., Lahmar M.**, "Impact de l'Equation de Reynolds dans la Lubrification Hydrodynamique, Application aux Paliers", 1^{er} Congrès Arabe de Mécanique 1-3 Juin 1997, Damas SYRIE.
- [5] **Newkirk B. L., Taylor H. D.** "Shaft Whipping due to Oil Action in Journal Bearings". G. E. Rev. 1925, 559.
- [6] **Haag A. C.** "The influence of Oil-Film journal bearing on the stability of rotating machines". JAM 13, T. 68, A-211-20 ; 14, 69, A-77-8, 1947.

THESES DE MAGISTERE

Génie civil

- 1- **Lakhdari Mohamed** (18/03) D.T : M.A Charif et M.Bouhicha
« Modélisation numérique en élasticité linéaire du comportement des joints epoxydes utilisés dans les structures en béton armé renforcées par collage de plaques d'acier ».
- 2- **Belkeir kamel** (07/06) D.T : M.K Berrah
« Application de la méthode des éléments finis stochastique au traitement de problèmes de la mécanique des Structures ».
- 3- **Yennoune Fatiha** (14/06) D.T : M Silhadi Kamel
« Dimensionnement des murs de soutènement par optimisation multicritères ».
- 4- **Boudaa souad** (17/06) D.T : M.Demidem et T.Messafer
« Investigation numérique du comportement non linéaire des problèmes de contact frictionnel par une technique de couplage d'éléments de frontière (finis – infinis) »
- 5- **Hakimi Ladbed** (24/06) D.T : Prof .B. Tiliouine
« Analyse par éléments finis des vibrations des réservoirs flexibles partiellement remplis de liquide »
- 6- **Aimene Yamina** (30/06) D.T : Prof. M.K.Berrah
« Investigation du phénomène de propagation d'ondes sismiques dans les vallées rectangulaires »
- 7- **Mouattah Kaddour** (08/12) D.T : Prof.A. Bali
« Caractérisation mécanique des mousses de polyéthylène modèle hyperclastique »
- 8- **Badaoui Mhammed** (14/11) D.T : Prof. M.K.Berrah
« Investigation analytique et numérique du phénomène d'interaction dynamique dans les systèmes sol-multi-couches structures multiples »
- 9- **Sebai Souad** (16/12) D.T : M.S.Belkacemi
« Evaluation de la performance du modèle de PREVEST en contraintes totales ».
- 10- **Zeglache Brahim** (15/12) D.T : M.S.Belkacemi
« Comportement dynamique des ouvrages de soutènement de type mur poids ».
- 11- **Bourzam Abdelkrim** (07/07) D.T : Prof.A. Bali
« Effet des fibres de palmier et d'Alfa sur les performances mécaniques des bétons renforcés de fibres naturelles »

Métallurgie

- 1- **Boukronne Djamel** (25/03) D.T : M.N.Mesrati
« Etude du comportement en frottement mesure des traitements de surface, réalisés par chromage dur et nitruration liquide. »
- 2- **Benralia Nacer-Eddine** (17/05) D.T : M.M.E.Djeghlal
« Optimisation des paramètres de nitruration influence des éléments d'addition modélisation et calculs Thermodynamiques »
- 3- **Chentouf Samir Mourad** (09/06) D.T : M.M.Bouabdallah
« Elaboration et étude des alliages à mémoire de forme de type : Cu –Al –Ni »
- 4- **Chegroune redouane** (30/06) D.T : M.E.Salhi
« Optimisation des paramètres de recuit d'usinage et de trempe bainitique par les fontes grises GSC,GSA et FT25 »
- 5- **Caeniti Hicham** (01/07) D.T : M.M.Kerkar
« Application des méthodes numériques à l'étude de la passivation du fer et des alliages fer- chrome »
- 6- **Sadki Abdellah** (11/10) D.T : M.N.Mesrati et
« Etude de la protection du matériau aéronautique A-U4-G »
- 7- **Razali Abdesslam** (13/12) D.T : M.N.Mesrati
« Etude de comportement tribologique d'un revêtement de molybdène réalisé par projection thermique sur un Acier 25 CD4. »

Hydraulique

- 1- Hamriche Amel** (23/05) **D.T : M.N.Hechemi**
« Contribution à la simulation des paramètres hydrométéorologiques (aléatoires et cycliques) à différent pas de temps (mensuel, journalier, horaire) par le modèle ZESTOP »
- 2- Ait- Mouhoub Djazia** (27/05) **D.T : M.N.Hechemi**
« Contribution à l'étude de la sécheresse sur le littoral algérien par le biais de traitement des données pluviométriques et la simulation ».
- 3- Berreksi Ali** (11/06) **D.T : Melle.S.Bennamer**
« Simulation des écoulements à surface libre dans les canaux à faibles et à forte pentes à géométrie variable.
- 4 – Gafsi Mustafa** (28/11) **D.T : Melle.S.Bennamer**
« Etude expérimentale des écoulements dans les canaux à motifs périodiques »

Génie Mécanique

- 1- Lamar Sihem** (27/06) **D.T : M.M.A.Ait Ali**
« Optimisation de la puissance mécanique de réfrigération d'un cycle cascade de liquéfaction du Gaz naturel endoréversible »
- 2-Belkacemi Abderrahmane** (28/09) **D.T : M.S.Rechak**
« Modélisation mathématique et analyse du comportement des structures en poutres élancées. Application sur le châssis de la locomotive «général motors » »
- 3- Berouaken Ali** (01/12) **D.T : M.M. Boukabache**
« Modèles sur le comportement dynamique des moteurs à combustion interne »

THESES DE MAGISTERE

Génie Civil

- 1- **Logbi Abdelaziz** (01/06) D.T : M.A.Bali et M.M.T.Abadlia
« Effet de l'incorporation des ajouts minéraux sur les propriétés physico – mécaniques du béton. »
- 2- **Radi Karima** (06/07) D.T : M.M.Hamoutene
« Synthèse des mouvements forts par la méthode des fonctions de GREEN empiriques »
- 3- **Aknouche Hassan** (03/07) D.T : M.M.Hamoutene
« Identification et analyse des effets des instationnarités des mouvements sismiques sur la réponse des structures »
- 4- **Boubakir Lyès** (06/07) D.T : M.A.Bali et K.Silhadi
« Elaboration et étude d'un béton à hautes performances »

Métallurgie

- 1- **Baguenane née Benalia Ghalia** (07/07) D.T : M.A.Daiméilah
« Elaboration de balais électriques à base de mélanges de poudres « cuivre – graphite » et «cuivre– graphite– plomb» par frittage »
- 2- **Britah Abdelmalek** (05/06) D.T : M.A.Kasser
Atomisation de poudres métalliques :Elaboration et caractérisation
- 3- **Aissat Mohamed Saddek** (25/09) D.T : M.Med.Djeghlal
« Contribution de la nitruration des alliages binaires synthétiques Fe –Cr , Fe – Mo – Fe – V. Modélisation de la croissance des couches nitrurées et de la stabilité thermodynamiques des phases . »

Hydraulique

- 1- **Bengherifa Samir** (04/07) D.T : M.M.Miloud
« Etude hydrodynamique et sédimentaire de l'équilibre du littoral sur modèle réduit physique »
- 2- **Seghir Abdelghani** (04/07) D.T : M.B.Tiliouine
« Investigation des effets d'interaction sismique fluide – structure par couplage éléments finis éléments infinis
- 3- **Oukacha Mebarek** (04/12) D.T : M.S.Larbi et M.H.Belhaneche
« Simulation numérique bidimensionnelle des mécanismes d'échanges thermiques et massiques dans les milieux capillaro – poreux »

Génie Mécanique

- 1- **Bey Mohamed** (02/02) D.T : M.H. Belhaneche
« Modélisation statique des engrenages spiro – coniques par la méthode des éléments finis. »

Abonnements - diffusion

Dans le cadre de la diffusion de ses résultats de recherche, l'E.N.P produit depuis 1986, une revue scientifique intitulée «Algerian Journal Of Technology » (AJOT).

Plusieurs formules d'abonnement à cette revue sont disponibles :

1- **Abonnement Annuel** (2 numéros d'une série – Frais d'envoi inclus-)

Algérie : 1000 DA.

Etranger : 400 FF

2- **Collection Complète** de la revue depuis 1986 (Volume 1 à 14 des trois séries) (Voir Appel aux Sponsors)

(Compte tenu des disponibilités)

Algérie : 10.000 DA.

Etranger : 4000 FF

3- **Abonnement de Soutien** à la revue avec des commandes en 3 exemplaires ou plus.

4- **Echanges** avec d'autres établissements et centres de recherche conformément à la circulaire N° 17/50 du 13/05/1998 du Secrétaire Général du Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique .

Pour vous abonner à l'A.J.O.T, il vous suffit de remplir le bon de commande ci-joint accompagné d'un chèque libellé.

□ Au nom de la Société Algérienne de Technologie (S.A.T) société savante à but non lucratif (Agrément N° 38 du 14 juin 1995 (MICREA) conformément à la loi 90/91).

Compte BADR : Hacem Badi 635.200.000.586/78

Adresser vos commandes à Monsieur -C- Larbes – Responsable de la diffusion et des abonnements, en précisant la nature de celle – ci (Abonnement annuel, de soutien, d'échange etc...) accompagnée des modalités de règlement correspondantes ainsi que l'adresse à laquelle doit se faire l'envoi.

Je désire souscrire un abonnement annuel à L'Algerian Journal Of Technology

NOM

ADRESSE

Formule d'abonnement retenue* : A S C E

Signature

*- Rayer la mention inutile

A Annuel

S Soutien

C Collection complète

E Echange

Appel aux sponsors

La revue AJOT existe depuis 1986, avec l'ambition de la sortie d'un volume par an, à raison d'un numéro par semestre. Les différentes filières technologiques sont regroupées sous trois séries en l'occurrence :

- Série A** : Pour la Mécanique et couvre le Génie Civil, la Mécanique, l'Energétique, L'Hydraulique, les Mines, le Génie des Matériaux,...
- Série B** : Pour l'Electronique, l'Automatique, le Génie Electrique, l'Informatique,...
- Série C** : Pour le Génie Chimique, le Génie de l'environnement, le Génie industriel, le Génie des Procédés,...

Afin de pouvoir améliorer la qualité de la revue AJOT dans sa présentation, dans son contenu et dans sa diffusion la plus large possible, d'autres ressources de financement que la ligne budgétaire accordée à l'ENP à cet effet lui sont nécessaires.

Pour cette raison la revue AJOT fait appel aux sponsors éventuels intéressés. Le sponsoring peut se faire soit directement par des dons (50 000.00 DA minimum) soit par abonnement de 50 exemplaires d'un numéro au minimum.

Les sponsors, s'ils le demandent, leur sigle commerciale figurera en bonne place dans la revue.

Pour avoir d'autres informations, ou explications à ce sujet, contacter le responsable de la publicité et du sponsoring de la revue M. M. Bouabdallah, qui se chargera de les fournir avec plaisir, à l'adresse ci-dessous :

Ecole Nationale Polytechnique
B.P. N° .182 , Hassan Badi El - Harrach, 16200 , Alger, Algérie
Tel : (213) (0) 21 52 59 29 ou 52 53 01/03 ou 52 14 94
Fax : (213) (0) 21 52 29 73
e-mail : mbouabdallah@hotmail.com

RECOMMENDATION TO AUTHORS

The Algerian journal of technology (AJOT) magazine publishes original articles of researches fitting scientific and technologic dimension. Theory, design, applications and development are greatly taken in to account by type subjects dealt with by the issues A, B, and C for the contribution, they appear as following :

1. By articles presenting a meaningful and significant supply in research, development in application of concepts. (Less than 20 pages)
2. By technical notes and short correspondences commenting or correcting type earlier published articles (Not more than 10 pages)
3. By syntheses or monographs (Less than 20 pages)

4. By reports of conferences colloquy, symposium and seminars, gathered in a special issue of The AJOT.

The submission of the manuscript means that it has already been protected by a copyright, and not published, or submitted or accepted for publication elsewhere.

The manuscript must be written preferably in English. The AJOT does not accept the manuscripts written in Arabic or French unless they exceed 50% of their global content as competition regarded.

The whole manuscripts must be concise at great extent. The editor has the right to refuse the articles which exceed the needed number of pages. In case of acceptance the overstepping will be invoiced on the authors.

A. SUBMISSION PROCEDURE OF MANUSCRIPT

1. All manuscripts should be submitted in 5 complete copies, one of item must be original. This is to facilitate the work for the reading committee.
2. The authors whom their articles are accepted, if not done before, have to give a short biography (Less than 100 words) and two photographs of passport.
3. The manuscripts will be transmitted within 2 copies of the application for publication letter.

The address must be shown on the latter and if possible the phone-number and / or telex / fax, etc. . The director is to be informed about any change or alteration in due time.

B. COPYRIGHT

By its rule of procedure, the AJOT adjudges 50% of its authors' rights to compensate the supply of editors. So the application letter must include the signed convention Of authors' on this procedure.

C. PRESENTATION OF THE MANUSCRIPT

1. The manuscripts must be typewriter in double columns, on white paper of A4 (21.29.1 cm) and on one side only, with a 1.5 cm margin on both side. The magazine is off-printed recto-verso. The characters font are times-roman. The title in 14 pts, the authors names and address in 12 pts and the text in 10 pts.
2. What should be written in the first page
 - The title of the article (without symbols) well condensed.
 - Authors names (in limited number, avoid articles of more than three authors) which should be proceeded by their names initials. A slash must mark the name of the authors who will be communicated of any correspondence related to the article.
 - The names and addresses of concerned laboratories.
 - The key words according to norms admitted by the information bank.
 - The summaries in three languages : Arabic, English, and French, in this order - 300 words in maximum for the original articles or synthesis 75 words for technical notes and correspondences. These summaries should not contain equations, references, or notes of acknowledgements.
 - The articles which are exclusively written in English should contain abstracts in Arabic and French.
3. An introduction that indicate the state of the subject and the contribution of the article will be supplied.
4. Indicate, eventually, the advantages, limitations and possible applications at the conclusions.
5. The references should be numbered between brackets []. They must, also, be placed at the end of the article. The references should precise in order the following :
 - The names of all the authors preceded by their last names initials.
 - The title at the article.
 - The abbreviation of the magazine's title. It is a book give the editor's name.
 - The numbers of inclusive pages (or Chapter) after the volume indication, the month and the year.
6. The equations must be numbered in the text in Arabic numbers (between parentheses). Avoid using simultaneous indexes.
7. The references in the text should appear numbered, put between brackets and placed after the name of one or two authors.
8. The list of references should be printed in double spaces at the of text, in the order they given in the text.
9. The nomenclature and the abbreviations must be represented in a glossary at the end of a text and after the list of references.
10. The International System (I.S) has to be used even if a particular practice needs the use of an other system of units. The equivalence in the International System must appear in brackets.
11. The impression of the black colour must be well contrasted (laser impression for example). Avoid computer printers that gives a difficult impression to reproduce.
12. The chosen characters of Times New Roman type must be neither too narrow nor too spindly. The letters and signs must have at least 2 mm of height. Avoid too much bold characters and symbols.
13. As for the titles of paragraphs, use capital letters or bold characters, but not underlined, the titles of alineas must be underlined.
14. All the titles of paragraphs or alineas start too the left margin of the page.
15. The width of columns must be 85 mm. The spacing between columns must be 5 mm. The text should be written in Times New Roman 10 pts. The space between the lines must be 4 mm.

D. CURVES, TABLES AND PHOTOS

1. The authors are asked to submit professional illustration of high quality. The AJOT has not the means to do it.
2. The original drawings should be done with black Chinese ink on white tracing paper. The figures scale must be 7 x 7 cm. It is not possible to insert the figures, tables and photos in the columns. The needed size is limited to 13 x 21 cm. The printing on photograph paper of the illustrations is also possible.
3. The whole subscriptions must be large enough to be legible after the printing.
4. The figures should not be overloaded by legends and text. Give only what is necessary.
5. The figures and tables (charts) must be presented in the text in the desired positions.
6. The numbering of figures and photographs is the same. The tables are numbered apart.
7. All figures and tables must have a title. Their numbering should be dealt with in the increasing order.

E. PRINTING ASIDE

Whenever possible, 30 copies without covers would be printed and given to the authors. In this case the corresponding costs will be paid off immediately after the acceptance of the manuscript according to the estimate of the printer.

F. MAILING OF ARTICLES

The articles and manuscripts comforts to the above recommendation (notes) should be sent to :

Mr. le Directeur de la rédaction de la revue AJOT
Ecole Nationale Polytechnique
B.P. No. 182, Hassan Badi El-Harrach, 16200 Alger, Algérie.
Tel : (213) (0) 21 52 59 29 ou 52 53 01/03 ou 52 14 94 Poste : 252
Télex : 64.147 ENP/DZ
FAX : (213) (0) 21.52.29.73.

Contents/ Sommaire

Avant propos.	1
A.1- Génie Civil	
1 A.ATTAR et RICHARD CONNOLLY. « Evaluation Thermo-mécanique d'un moule en béton très haute performance pour le procédé d'injection ».	4
2 A.SEGHIR et B. TILIOUINE. « Investigation Numérique des effets d'interaction fluide- Structure par couplage éléments finis- éléments infinis »	11
3 L. AZZOUZ , S. BELAADI et M. BOUCHICHA. « Modélisation du comportement thermique à la transition vitreuse du matériau vitreux de Trimétaphosphate de sodium ».	25
4 LABADI, ABERKANE et SAANOUNI. « Anisotropic and anilatera damage application to concrète ».	34
5 M.HAMMOUTENE et H. AKNOUCHE. « Identification et analyse des effets des non stationnarités des mouvements sismiques sur la réponse des structures ».	42
6 M.M.KHENFER, P MORLIER et L. AZZOUZ. « Manufacturing process of Multilayer Sheets ».	54
A-2- Mécanique	
1 H.BELHANECHÉ et S. LARBI. « Automatisation de la génération du maillage des engrenages Spiro-coniques ».	59
2 H.BELHANECHÉ, S. LARBI et OUKALI. « Contribution à L'étude thermique et dynamique des paliers hydrodynamiques en lubrification basse pression ».	67
Thesauria	73