

MÔ HÌNH PHẦN TỬ HỮU HẠN CƠ CẤU TRỤC KHUỶU THANH TRUYỀN ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

GVC. TS. Lê Trung Dũng

TÓM TẮT

Bài báo đề cập đến phương pháp nghiên cứu động lực học của cơ cấu trực khuỷu thanh truyền (CCTKTT) động cơ đốt trong bằng phương pháp phân tử hữu hạn. Mô hình tính toán dao động cưỡng bức cơ cấu trực khuỷu thanh truyền được thiết lập nhờ phần mềm ANSYS (Mỹ), FEMtools (Bỉ). Kết quả tính toán dựa trên mô hình này rất phong phú nó cho phép nghiên cứu động lực học CCTKTT một cách toàn diện hơn, đặc biệt là có thể đánh giá hiệu quả của loại giảm chấn xoắn cao su một và hai bậc tự do (công nghệ mới)

A dynamic research of internal combustion engine crankshaft by finite element method is presented in this paper. Calculate finite element model of engine crankshaft is created by using program ANSYS (USA) and FEMtools (Bengum). Results of this model are diversified, especially by its results we can estimate the effect of one and two degree of freedom torsional rubber dampers.

THUẬT NGỮ

Mô hình khối phân tử hữu hạn (SFEM), mô hình thanh-khối lượng phân tử hữu hạn (BMM), giảm chấn xoắn một bậc tự do, giảm chấn xoắn hai bậc tự do, dao động riêng, dao động cưỡng bức.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Xu hướng nâng công suất và tốc độ quay của động cơ đốt trong song song với việc sử dụng vật liệu một cách có hiệu quả đã dẫn đến nhiều hỏng hóc trong động cơ, nhất là hiện tượng gãy, rạn nứt trực khuỷu. Nguyên nhân của các hiện tượng trên không chỉ do quá tải mà còn là do các dạng dao động theo chu kỳ xảy ra trong cơ cấu trực khuỷu thanh truyền.

Từ lâu nhiều công trình nghiên cứu về dao động xoắn trực khuỷu xảy ra trong quá trình làm việc của động cơ đã đem lại các giải pháp kỹ thuật nâng cao độ tin cậy của động cơ đốt trong. Ví dụ như việc ứng dụng các giảm chấn xoắn cao su và thuỷ lực đơn giản (một bậc tự do). Mô hình tính toán cơ cấu trực khuỷu thanh truyền thường là mô hình tương đương đơn giản, tại mỗi điểm của mô hình có một bậc tự do (thể hiện dao động xoắn).

Ngoài dao động xoắn có một loạt các hiện tượng khác có ảnh hưởng đến tuổi thọ, độ rung, độ ôn khi động cơ làm việc không được nghiên cứu đầy đủ khi vận dụng các mô hình tính toán cũ. Ví như dao động dọc trực, dao động uốn hoặc các dạng dao động liên kết khác của cơ cấu trực khuỷu thanh truyền động cơ đốt trong vv.....

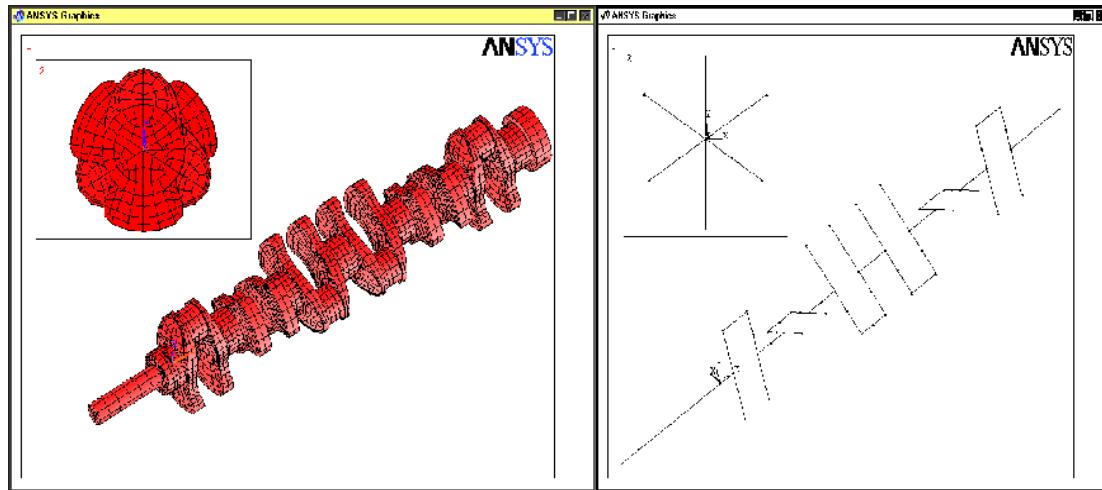
Với mô hình phân tử hữu hạn (Finite Element Model) cơ cấu trực khuỷu thanh truyền động cơ đốt trong mà ở đó tại mỗi nút thể hiện 6 bậc tự do (UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ) thì các hiện tượng động lực học xảy ra khi động cơ làm việc sẽ được nghiên cứu toàn diện hơn

2. MÔ HÌNH PHẦN TỬ HỮU HẠN CƠ CẤU TRỤC KHUỶU THANH TRUYỀN

Xuất phát từ dữ liệu của một động cơ thực, mô hình khối phân tử hữu hạn (Solid Finite Element Model - SFEM) trực khuỷu được thiết lập trong phần tiền xử lý (Preprocessor) của phần mềm ANSYS. SFEM bao gồm hữu hạn các phân tử 3D là SOLID 73. Với mô hình này việc thể hiện biến dạng hay phân bố ứng suất ở cơ cấu rất thuận lợi và khá trực quan trong ANSYS, nhưng đặt tải trọng lên mô hình tính toán và mô phỏng các ố đỡ gấp nhiều khó khăn. Để tiến hành khảo sát động lực học của cơ cấu trực khuỷu thanh truyền được thuận lợi từ SFEM và các nguyên lý cơ bản của cơ học ta thiết lập nên mô hình thanh

khối lượng tương đương(Beam Mass Model - BMM): trục khuỷu được phân chia thành các phần tử tập trung khối lượng MASS 21 và chúng liên kết với nhau bằng phần tử thanh BEAM 4.

Hai mô hình trên thực sự tương đương nhau trên phương diện động lực học nếu như chúng có cùng chung đặc tính của dao động riêng (tần số và dạng riêng). Sau khi tính toán dao động riêng nhờ phần mềm ANSYS, kết quả được tải vào chương trình FEMtools để hiệu chỉnh các thông số của BMM theo SFEM sao cho sai số các đặc tính dao động riêng của hai mô hình là nhỏ nhất có thể được. FEMtools có 5 chỉ tiêu khác nhau để hiệu chỉnh, chúng ta chọn chỉ tiêu: tần số + MAC (Modal Assurance Criterion). Hai mô hình SFEM và BMM ở hình 1.



Hình 1 Mô hình khối phần tử hữu hạn (SFEM) và mô hình thanh-khối lượng phần tử hữu hạn (BMM) của trục khuỷu động cơ Điezen một dây sáu xi lanh

Các mô hình hệ thống liên quan như: các ổ trượt, bánh đà, giảm chấn xoắn mít hoặc hai bậc tự do được kết nối với mô hình trục khuỷu BMM tạo nên mô hình tính toán cơ cấu trục khuỷu thanh truyền đầy đủ, tại mỗi nút mạng của mô hình này có 6 bậc tự do (Hình 2). So với SFEM việc nghiên cứu động lực học của cơ cấu trục khuỷu thanh truyền dựa trên mô hình tính toán BMM thuận lợi hơn nhiều. Đặc biệt thời gian tính toán cũng như yêu cầu về bộ nhớ của máy tính giảm hàng trăm lần.

3. DAO ĐỘNG CƯỜNG BỨC CƠ CẤU TRỤC KHUỶU THANH TRUYỀN ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

Khi động cơ làm việc cơ cấu trục khuỷu thanh truyền chủ yếu chịu lực kích thích bên ngoài do quá trình cháy của nhiên liệu trong xi lanh (lực khí thể) và lực quán tính của các thành phần tham gia chuyển động tịch tiến của cơ cấu. Các lực này có tính chu kỳ (hai vòng quay của trục khuỷu đối với động cơ bốn kỳ) và gây ra trong cơ cấu dao động cường bức có cùng tần số với lực kích thích vì thành phần dao động tự do có cản sẽ tắt dần theo thời gian. Việc giải bài toán dao động cường bức của cơ cấu trục khuỷu thanh truyền bằng phương pháp phần tử hữu hạn tức là giải hệ phương trình vi phân chuyển động của cơ cấu được viết dưới dạng ma trận như sau:

$$[M] \{ \ddot{u} \} + [C] \{ \dot{u} \} + [K] \{ u \} = \{ F(t) \} \quad (1)$$

ở đây:

[M] - Ma trận khối lượng của cơ cấu

mà $[M] = \sum_{i=1}^{NE} [M_i^e]$; $[M_i^e]$ - Ma trận khối lượng của một phần tử

NE - Số lượng phần tử có trong mô hình FEM

$[C]$ - Ma trận cản - được tính bằng: $[C] = \alpha.[M] + \beta.[K]$

$[K]$ - Ma trận độ cứng của cơ cấu

và $[K] = \sum_{i=1}^{NE} [K_i^e]$; $[K_i^e]$ - Ma trận độ cứng của một phần tử

$\{u\}$ - Véc tơ chuyển vị nút

$\{\dot{u}\}$ - Véc tơ vận tốc chuyển vị nút

$\{\ddot{u}\}$ - Véc tơ gia tốc chuyển vị nút

$\{F(t)\}$ - Véc tơ lực kích thích bên ngoài

Lực kích thích theo chu kỳ được khai triển vào dây Furie thành các cấp điệu hoà χ và tải lên mô hình tính toán tại cổ khuỷu phù hợp với trình tự làm việc của các xi lanh động cơ. Trong phần mềm ANSYS vẽ phải của phương trình (1) được viết dưới dạng véc tơ phức như sau:

$$\{F(t)\} = \{F_\chi e^{j\vartheta_\chi}\} e^{j\chi\omega t}$$

hoặc

$$\begin{aligned} \{F(t)\} &= \{F_\chi (\cos\vartheta_\chi + j\sin\vartheta_\chi)\} e^{j\chi\omega t} \\ &= (\{F_{1\chi}\} + j\{F_{2\chi}\}) e^{j\chi\omega t} \end{aligned} \quad (2)$$

Tương tự véc tơ chuyển vị nút sẽ được tìm dưới dạng véc tơ phức:

$$\{u\} = \{u_0 e^{j\phi}\} e^{j\chi\omega t} = (\{u_1\} + j\{u_2\}) e^{j\chi\omega t} \quad (3)$$

ở đây:

$\{u_1\} = \{u_0 \cos\phi\}$ - phần thực của véc tơ chuyển vị nút

$\{u_2\} = \{u_0 \sin\phi\}$ - phần ảo của véc tơ chuyển vị nút

Thay (2) và (3) vào phương trình (1) ta có:

$$\begin{aligned} &(-(\chi \omega)^2 [M] + j \chi \omega [C] + [K]) (\{u_1\} + j\{u_2\}) e^{j\chi\omega t} = (\{F_{1\chi}\} + j\{F_{2\chi}\}) e^{j\chi\omega t} \\ &(-(\chi \omega)^2 [M] + j \chi \omega [C] + [K]) (\{u_1\} + j\{u_2\}) = (\{F_{1\chi}\} + j\{F_{2\chi}\}) \end{aligned} \quad (4)$$

Với mô hình tính toán là mô hình tuyến tính, nghĩa là các số hạng của các ma trận $[M]$, $[K]$, $[C]$ là hằng số thì phương trình (4) là hệ phương trình đại số tuyến tính có biến phức. Để giải phương trình trên trong ANSYS có nhiều phương pháp, ta chọn phương pháp khử Gauss (Frontal Solver).

Kết quả tính toán thu được rất phong phú, có thể biểu diễn bằng đồ thị hàm dao động cường bức (các bậc tự do tại mỗi nút) theo thời gian, từng vòng quay của trục khuỷu hay đối với phạm vi vòng quay làm việc của động cơ. Nhờ đó ta có thể đánh giá toàn diện ảnh hưởng của các dao động trên đối với cơ cấu cũng như hiệu quả của các giảm chấn được áp dụng.

Qua đồ thị biên độ tổng hợp dao động xoắn của ba phương án (Hình 3): động cơ không có giảm chấn xoắn, động cơ có giảm chấn xoắn một bậc tự do, động cơ có giảm chấn xoắn hai bậc tự do có thể kết luận rằng: mặc dù bị hạn chế bởi tính chất của vật liệu cao su, nhưng giảm chấn xoắn hai bậc tự do có hiệu quả dập tắt dao động cao hơn so với chấn xoắn cao su một bậc tự do ngay cả đối với các dạng dao động cường bức có chu kỳ khác (dao động uốn, dọc trực vv....) xảy ra trong động cơ.

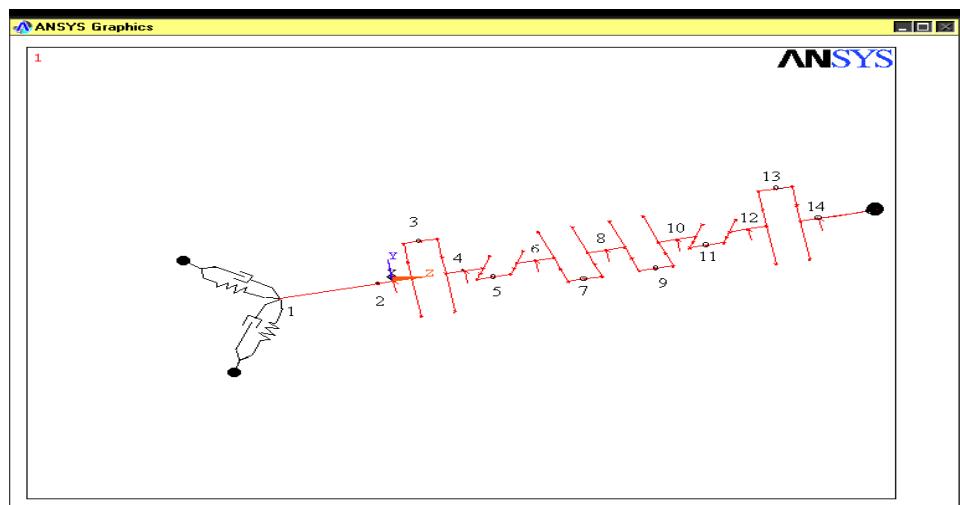
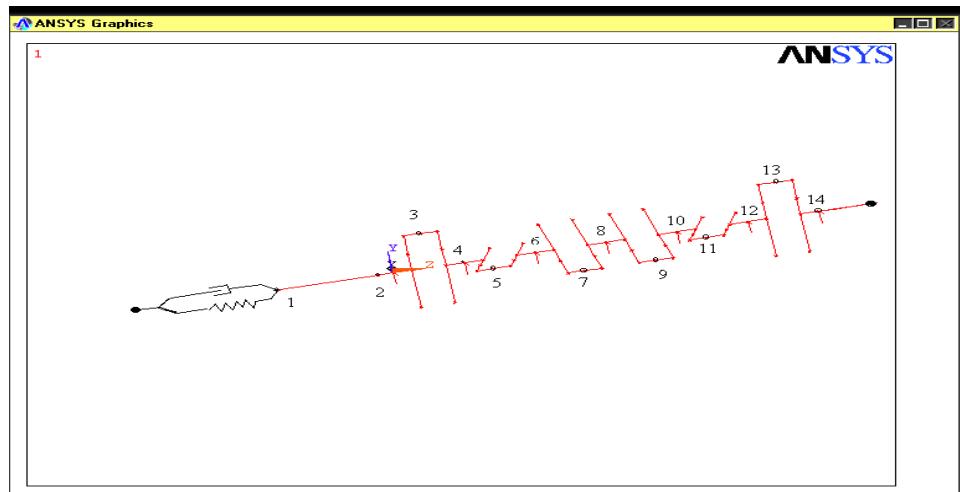
Ngoài ra kết quả tính toán còn được tải ngược lại mô hình khối (SFEM) để chỉ ra những vị trí ứng xuất cựu đại trong quá trình làm việc của động cơ (Hình 4).

4. KẾT LUẬN

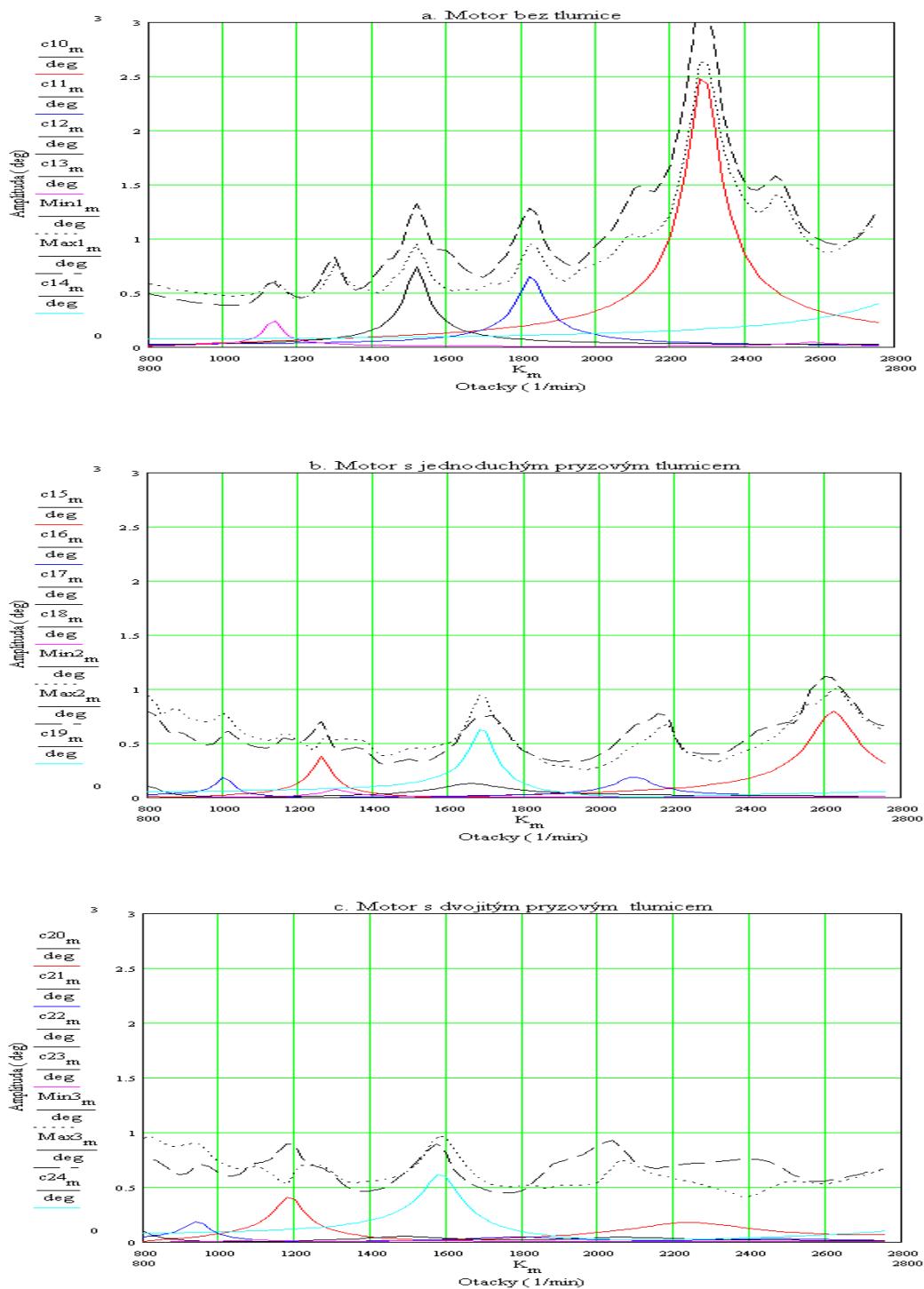
Phương pháp nghiên cứu động lực học cơ cấu trực khuỷu thanh truyền động cơ đốt trong bằng cách tính toán trên mô hình phần tử hữu hạn BMM là rất hiệu quả. Nó còn là tiền đề tốt để tiến hành tối ưu hoá kết cấu của động cơ.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

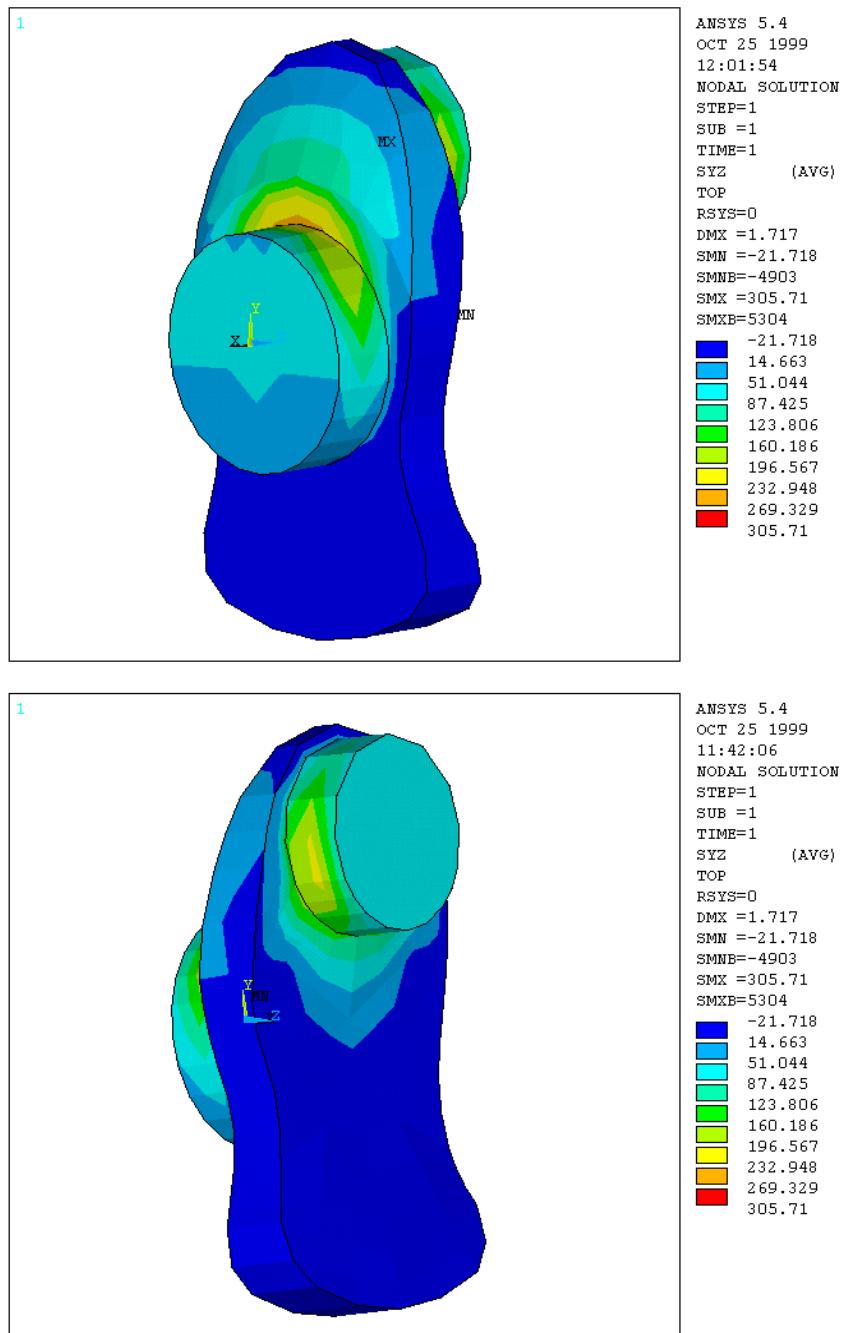
1. Swanson, J.: ANSYS- Theoretical Manual Revision 5.0, Houston 1993
2. Swanson, J.: ANSYS- Dynamics User's Guide for Revision 5.0,Houston 1993
3. FEMTools (Integrating Test and Analysis Data) documentation set
4. Lê Trung Dũng: Luận án tiến sỹ kỹ thuật, Brno, cộng hoà Séc 1999.



Hình 2 Mô hình thanh khối lượng cơ cấu trực khuỷu thanh truyền động cơ đốt trong với:
a) giảm chấn xoắn một bậc tự do. b) giảm chấn xoắn hai bậc tự do



Hình 3 Đồ thị biên độ tổng hợp dao động xoắn của ba phương án
 a) Động cơ không có giảm chấn xoắn
 b) Động cơ có giảm chấn xoắn một bậc tự do
 c) Động cơ có giảm chấn xoắn hai bậc tự do



Hình 4 Phân bố ứng suất ở má khuỷu xi lanh thứ 6 của động cơ Đienezen một dãy sáu xi lanh