

# TÍNH TOÁN DAO ĐỘNG XOẮN VỚI HỆ THỐNG CÓ KHỚP NỐI THỦY LỰC

## CALCULATING TORSIONAL VIBRATIONS IN DRIVES WITH HYDRODYNAMIC COUPLINGS

ThS. NGUYỄN ANH VIỆT  
Khoa Đóng Tàu, Trường ĐHHH

### Tóm tắt

*Khớp nối thủy động lực (thủy lực) là một thiết bị có cấu trúc phức tạp và liên hệ chặt chẽ với nhau trong quá trình hoạt động; phạm vi hoạt động rộng, đan xen là một vấn đề lớn của bài toán. Nhưng trong hầu hết các trường hợp, đều có thể giới hạn việc mô tả toán học đối với một khu vực hoặc một điểm hoạt động trên danh nghĩa. Theo những điều kiện này, một mô hình hóa khá đơn giản của các khớp nối thủy lực được phát triển theo hình thức của mô hình Kelvin, từ đó có thể dễ dàng cho việc xác định cũng như xây dựng bất cứ một phần mềm mô phỏng tiêu chuẩn nào.*

### Abstract

*Hydrodynamic couplings are highly complex in their operation. Modelling across larger operating areas is therefore a very challenging task. But in most cases, it is sufficient to limit the mathematical description to one operating range, the nominal operating point. Under these conditions, a rather simple description of hydrodynamic couplings was developed in the form of a Kelvin model, which can be easily determined and also reproduced with any standard simulation software program.*

### 1. Mở đầu

Tính toán mô phỏng trong phạm vi cộng hưởng, được lặp đi lặp lại và thay đổi trong phạm vi rộng giữa kết quả lý thuyết (mô phỏng) và kết quả đo đạc thực tế. Điều đó chỉ ra rằng vẫn tồn tại những bất hợp lý hoặc chưa tương thích của các mô hình khớp nối thủy lực trong lĩnh vực này.

Trong việc tiến tới tiêu chuẩn hóa đối với hệ thống truyền động bằng khớp nối thủy lực, đó là việc thiết kế một cách độc lập các bộ phận của hệ thống. Trục dẫn và trục bị dẫn được coi là độc lập một cách tương đối, tần số và tải trọng xoắn được xác định một cách riêng rẽ. Mặc dù khớp nối thủy lực có thể không ảnh hưởng quá lớn đến tần số và tải trọng xoắn trên trục dẫn và trục bị dẫn, nhưng điều đó không có nghĩa là việc thiết kế tách biệt các bộ phận của hệ thống truyền động sẽ không mắc phải các tồn tại mang tính căn bản. Chính vì vậy, cho đến hiện nay hệ thống như vậy không còn tách biệt nữa mà được thiết kế trong một thể hoàn thiện và thống nhất.

### 2. Khớp nối thủy lực theo mô hình Kelvin

Trong bài toán thiết kế tĩnh, khớp nối thủy lực được biểu diễn như sau:

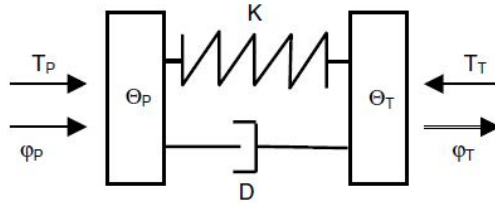
$$T = \lambda \cdot \rho \cdot D_p^5 \cdot \omega_p^2 \quad (1)$$

Hệ số kết cấu không thứ nguyên  $\lambda$ , trong trường hợp này phụ thuộc vào các tham số kết cấu và mức độ điền đầy của chất lỏng, thu được bằng thực nghiệm. Dòng chảy, tương ứng với mật độ ở mức độ hoạt động trung bình  $\rho$ , tuyến tính với mô men xoắn được truyền dẫn qua khớp nối.

Với các khớp nối đồng dạng về phương diện hình học, hệ số kết cấu không thứ nguyên  $\lambda$  không thay đổi, với đường kính của bơm đẩy  $D_p$  và tốc độ bơm  $\omega$ , giá trị mô men xoắn nói trên cũng có thể xác định được bằng lý thuyết đối với các hình thái và tốc độ vào khác.

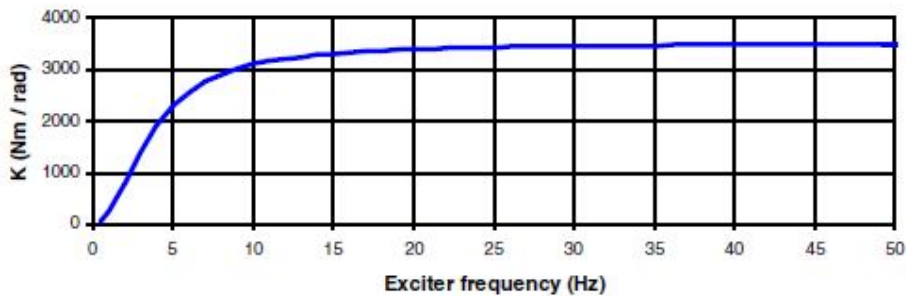
Tuy vậy, không thể dùng công thức (1) để tính toán ở trạng thái không tĩnh. Để làm được điều đó, một công thức tính toán khác được đưa ra trên cơ sở phát triển của mô hình Kelvin.

Như đã biết, mô hình này bao gồm sự thiết lập song song của một lò xo  $K$  và một bộ cản dao động  $D$  (như hình 1), tương đương với một khớp nối có độ mềm lớn. Đối với những khớp nối dạng như vậy, độ cứng của lò xo và hệ số cản được giả định có giá trị không thay đổi.

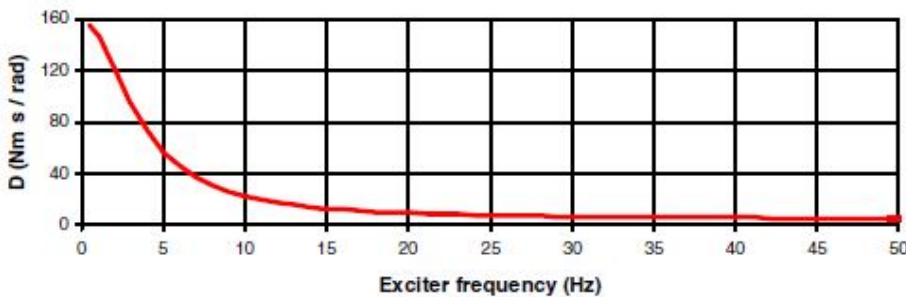


Hình 1. Mô hình Kelvin (chỉ số: p – bơm, T – tua-bin).

Tuy nhiên, các khớp nối thủy lực được phân biệt theo dạng phi tuyến ngay cả khi hoạt động tại chế độ danh định với kết quả giá trị tần số phụ thuộc vào  $K$  và  $D$ . Hình 2 và hình 3 là mô tả đặc tính của khớp nối này ở tốc độ hoạt động 1500 vòng/phút, ứng với mô men danh định 800 Nm, tần số cường bức thấp, độ cứng thấp và hệ số cản lớn. Với việc tần số gia tăng thì kết quả thu được hoàn toàn ngược lại. Trong cả hai trường hợp, độ cứng và cản dao động có hiệu ứng đối kháng với giá trị biên. So với các bộ truyền động khác, giá trị biên của độ cứng là rất thấp. Trong trường hợp cụ thể này, giá trị đó là 3500 Nm/rad ứng với một trục thép có đường kính 30 mm và chiều dài 1863 mm.



Hình 2. Độ cứng K.



Hình 3. Hệ số cản D.

Ngoài khu vực danh định (từ 0% đến 10%), mô hình trên không còn hiệu quả và do đó không thể sử dụng cho việc tính toán cho các chế độ khởi động, dừng máy, đảo chiều hay một số chế độ chuyển tiếp khác. Ở đây cần phải chọn ra một số mô hình khác, tuy nhiên một số trong đó lại thường rất phức tạp. Trong hầu hết các trường hợp, nó phải phù hợp cho tính toán với các chế độ khởi động, dừng máy và đảo chiều như đã đề cập, với các đường đặc tính tĩnh của khớp nối thủy lực.

### 3. Đặc tính của khớp nối thủy lực

#### 3.1. Hoạt động với mức độ thấp

Từ độ cứng  $K$  và hệ số cản  $D$ , dẫn động của khớp nối thủy lực có thể được đặc trưng bằng một hệ số mở rộng  $V$ . Nó được định nghĩa là thương số của mô men  $T_K$  với mô men cường bức  $T_E$ , như công thức (2):

$$V = \frac{T_K}{T_E} \quad (2)$$

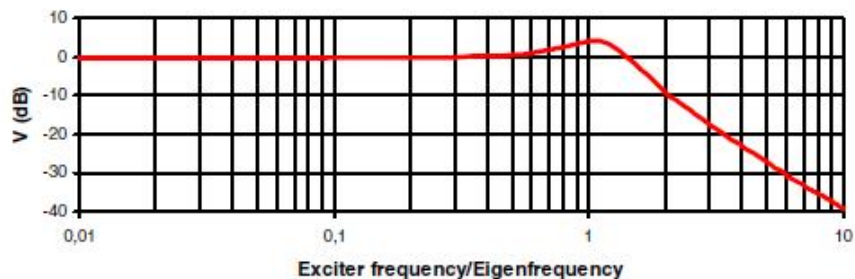
với  $T_K = D \cdot \Delta \dot{\varphi} + K \cdot \Delta \varphi$

và  $T_E = T_p \frac{\theta_T}{\theta_p + \theta_T}$

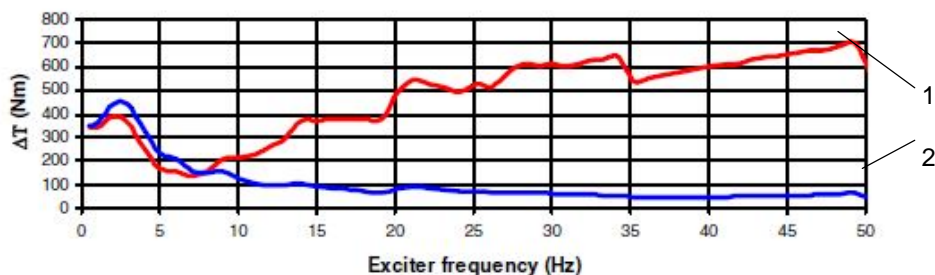
hoặc:  $T_E = T_T \frac{\theta_p}{\theta_p + \theta_T}$

Hình 4 là minh họa với khớp nối thủy lực loại VTC 487 T như đã đề cập, trong đó tần số ban đầu được đặt trước là 5 Hz và điều đó có nghĩa là nó tương ứng với dạng thứ nhất của hệ thống dẫn động. Do có độ cứng rất thấp và khối lượng phân bố trên toàn hệ thống dẫn động, đây chính là kiểu đặc trưng của các khớp nối thủy lực.

Hình 5 biểu diễn các biên độ mô men của phía bơm cường bức  $T_p$  và phía tua-bin tương ứng  $T_T$  đã vượt qua ngưỡng tần số cưỡng bức. Lên tới tần số 7 Hz, mô men tua-bin cao hơn cả phần cấp của bơm. Đây chính là khu vực gia tăng cộng hưởng. Giá trị lớn nhất của thương số  $T_T/T_p$  đạt được tại tần số 5 Hz, tần số đầu tiên của hệ thống. Trên 7 Hz, biên độ mô men của bánh cánh tua-bin sẽ liên tục bị suy giảm bất chấp sự gia tăng biên độ cường bức phía bánh cách bơm. Tại biên độ cường bức lớn nhất 700 Nm (49 Hz), biên độ mô men đo được trên trục thứ cấp chỉ là 62 Nm.



Hình 4. Hàm khuếch đại.



Hình 5. Biên độ mô men phía bơm (1) và phía tua-bin (2).

### 3.2. Tần số đầu tiên tỷ lệ với tốc độ

Đối với hệ thống truyền động có khớp nối thủy lực, thường xảy ra trường hợp tần số đầu tiên tỷ lệ với tốc độ đầu vào. Tại một tỷ số tần số không đổi  $\Omega$  (xác định theo công thức 3):

$$\Omega = (\text{Tần số cường bức} / \text{Tốc độ đầu vào}) = \text{const}, \quad (3)$$

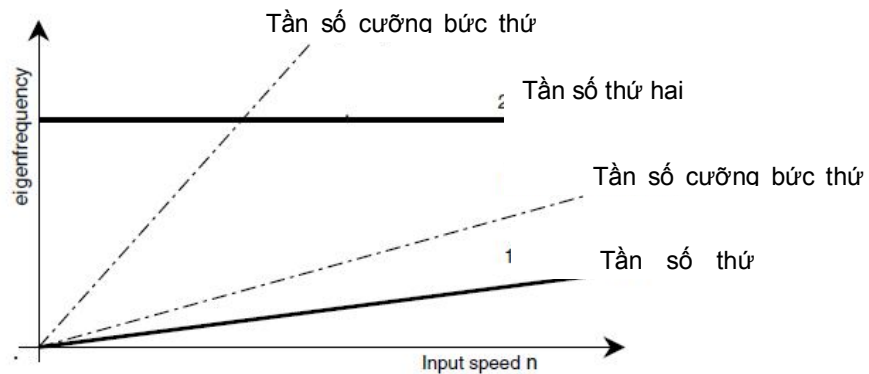
Theo mô hình được dẫn ra trong [4], kết quả là độ cứng của khớp nối thủy lực tỷ lệ thuận với bình phương của tốc độ đầu vào (công thức 4). Như đã biết, tần số thay đổi theo tỷ lệ căn bậc hai của độ cứng (công thức 5), nó cũng tỷ lệ thuận với tốc độ đầu vào (công thức 6).

$$K \sim (\text{tốc độ đầu vào})^2, \quad (4)$$

$$\text{Tần số} \sim \sqrt{K}, \quad (5)$$

$$\text{Tần số} \sim \text{Tốc độ đầu vào}, \quad (6)$$

Tỷ số tần số  $\Omega$  trong công thức (3) là hằng số đối với hầu hết các hệ thống truyền động, chẳng hạn như phổ cường bức của động cơ đốt trong, chân vịt hoặc rô-to của máy phát điện. Ở đây, các tần số cường bức luôn tỷ lệ thuận với tốc độ đầu vào, và vì thế tỷ số tần số  $\Omega$  sẽ không thay đổi. Thông thường, tần số xoắn không phải là hàm của tốc độ, mà là hằng số (như hình 6). Thực ra chúng vẫn đóng vai trò của nguồn cưỡng bức, tuy nhiên phần nào đó không đáng phải lo ngại. Có thể dễ dàng thấy rằng không có thêm một nút nào nữa của nguồn kích thích với một loạt các tần số nằm trên tốc độ đầu vào (ngoại trừ tại 0 vòng/phút). Một hệ thống như biểu diễn trong hình 6 có lẽ là quá chặt chẽ đối với bất cứ một tốc độ dẫn động nào.

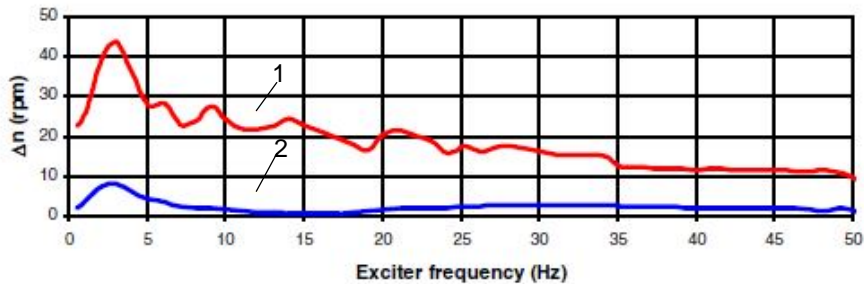


Hình 6. Đồ thị ví dụ về cộng hưởng.

#### 4. Mô hình Kelvin cho khớp nối thủy lực

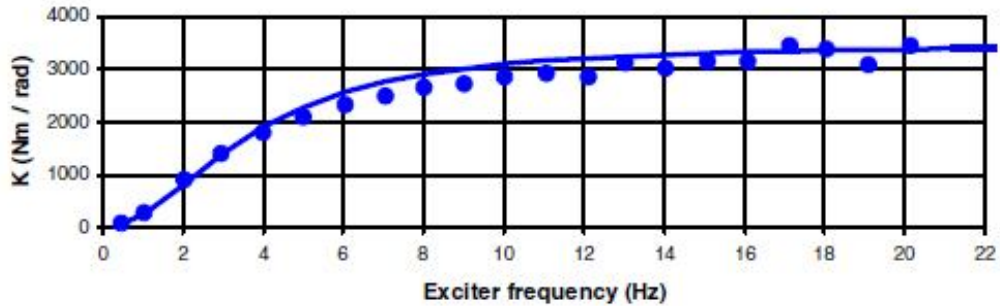
##### 4.1. Kiểm chứng mô hình trên cơ sở các phép đo thử nghiệm

Trong hình 5 là biên độ mô men thu được từ đo đạc thử nghiệm đối với khớp nối thủy lực kiểu VTC 487 T. Như trên đã trình bày, điểm làm việc với 790 Nm (sai lệch 3,3%) được thiết lập tại tốc độ của bơm là 1500 vòng/phút, phía bơm được cưỡng bức điều hòa với tần số và biên độ mô men tăng dần. Hình 7 là biểu đồ minh họa về biên độ tốc độ đo được.

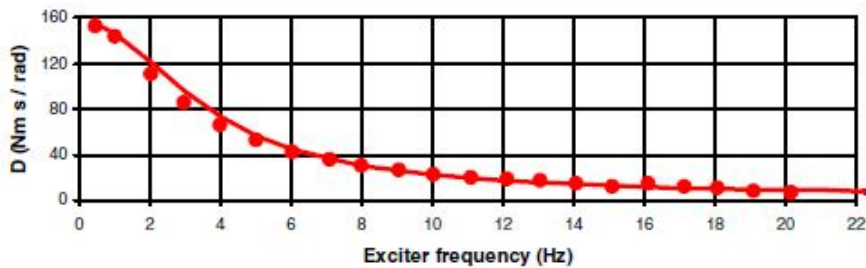


Hình 7. Biên độ tốc độ phía bơm (1) và phía tua-bin (2).

Với các biến số chỉ ra trong hình 5 và hình 7, giá trị độ cứng và cản ứng với các tần số cường bức riêng biệt đều có thể xác định được. Điều này được thể hiện trong hình 8 và hình 9, đồng thời cũng để so sánh trực tiếp với giá trị xác định theo lý thuyết [4]. Sự phù hợp là điều tốt nhất chứng minh sự đúng đắn của lý thuyết mô hình khớp nối thủy lực đã đề cập.

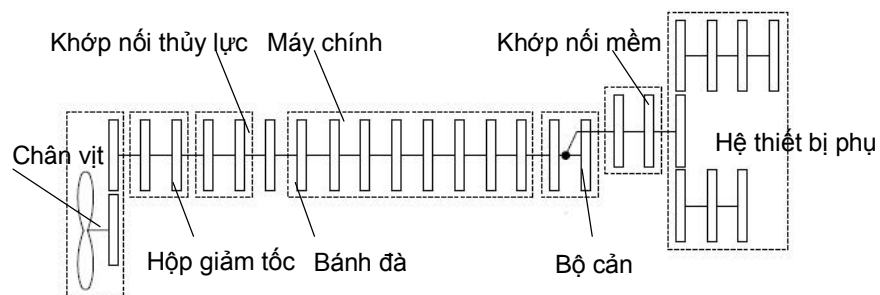


Hình 8. Độ cứng K. Thông số đo thực nghiệm (các điểm), thông số theo lý thuyết (đường liền).



Hình 9. Cán D. Thông số đo thực nghiệm (các điểm), thông số theo lý thuyết (đường liền).

#### 4.2. Kiểm chứng mô hình trên hệ động lực tàu thủy



Hình 10. Sơ đồ các khối lượng của một hệ động lực tàu thủy.

Hệ động lực tàu thủy biểu diễn trong hình 10 mô phỏng từ hệ động lực của tàu kéo "M.V.Taurus". Tàu kéo này được trang bị hai động cơ diesel 8 xy-lanh có công suất 1812 kW, cả hai hệ truyền động đều sử dụng khớp nối thủy lực. Trái với các phép đo kiểm chứng đã nêu trên, trong trường hợp này không thể đạt được tiêu chí đó là tạo ra các tần số cưỡng bức riêng biệt nhằm xác định độ cứng và cản. Việc kiểm tra mô hình khớp nối thủy lực được thực hiện bằng cách tính toán và đo đặc tần số tự do.

Trong hệ động lực (hình 10), xuất hiện các nguồn cưỡng bức chính thông qua chân vịt, chủ yếu tại tần số bằng 5 đến 10 lần tốc độ chân vịt (có 5 cánh). Qua xem xét, tần số cưỡng bức đầu tiên của chân vịt bằng 0,39 lần tốc độ đầu vào, đồng thời tỷ lệ thuận với nó.

Tần số cưỡng bức của chân vịt = 0,39 tốc độ quay của động cơ.

Theo công thức (3) và phương pháp tính trong [4] chỉ ra rằng, tần số đầu tiên của hệ thống truyền động bằng 0,37 tốc độ quay của động cơ.

Tần số tự do đầu tiên (theo tính toán) = 0,37 tốc độ quay của động cơ.

## 5. Kết luận

Đối với dao động xoắn của khớp nối thủy lực, một mô hình đơn giản được xây dựng theo dạng của mô hình Kelvin với tần số phụ thuộc vào sự tồn tại của các yếu tố độ cứng và cản là phù hợp; từ đó rút ra được hai đặc điểm cơ bản.

Thứ nhất, tác động sẽ ở mức thấp với sự gia tăng cộng hưởng ở khu vực thấp là kết quả của việc phân bố cản ở mức cao của khớp nối thủy lực. Tần số tự do cực đại, tức là tần số góc cực đại trong trường hợp này sẽ nhỏ hơn 20 Hz đối với tất cả các hệ thống dẫn động tiêu chuẩn về kích thước và thiết kế; có khi thậm chí còn dưới mức 10 Hz. Kết quả là, với các tần số cao hơn của nguồn cưỡng bức khi truyền dẫn qua khớp nối, chắc chắn cường độ sẽ giảm xuống. Tuy nhiên thận trọng trong việc áp dụng cũng sẽ là rất cần thiết. Đặc biệt là đối với các mô hình có cản nhỏ, nguồn cưỡng bức có thể làm cho cộng hưởng tăng cao hơn.

Thứ hai, đó là tốc độ tỷ lệ tuyến tính với tần số tự do của hệ truyền động có khớp nối thủy lực. Điều kiện tiên quyết cho đặc điểm này chính là tỷ số hằng số của tần số cưỡng bức với tốc độ vào của hệ thống. Điều này phù hợp với hầu hết các hệ thống (động cơ đốt trong, chân vịt hoặc rô-tô của máy phát điện). Bằng cách đo đạc thử nghiệm, cũng như tính toán lý thuyết và kiểm tra thực nghiệm đối với hệ động lực tàu thủy, đã chứng minh cho tính khả thi của mô hình Kelvin. Việc tính toán tải trọng xoắn là kết quả của hệ thống cưỡng bức phải luôn được thực hiện cho toàn bộ hệ thống. Tính toán mô phỏng trong vùng cộng hưởng hay thậm chí trực tiếp ngay tại điểm cộng hưởng chỉ có thể thực hiện được với mô hình có cản lớn. Với tần số tự do mô hình có cản nhỏ, các tính toán sẽ được thực hiện xung quanh điểm cộng hưởng  $\pm 20\%$ , nhằm tránh xa cộng hưởng hay ít nhất cũng để thỏa mãn các điều luật liên quan đến vấn đề này.

### **TÀI LIỆU THAM KHẢO**

- [1] Folchert, U.: *Identification of the dynamic characteristics of hydrodynamic couplings*, Information from Institute of Mechanics, No. 87, Ruhr University, Bochum, 1994.
- [2] Behrens, H.: *Non-linear modelling and identification of hydrodynamic couplings with general, discreet modelling approaches*, Information from Institute of Mechanics, No. 107, Ruhr University, Bochum, 1997.
- [3] Hertz, R.: *Examination of the dynamic behaviour of Foettinger transmissions*, Dissertation Technische Universität Hannover, 1973.
- [4] Worsch, H.: *Torsional vibration behaviour of hydrodynamic couplings*, Sonderdruck aus Voith Forschung und Konstruktion, Heft 33 (1989), Aufsatz 2 Special print by Voith Research and Design, Issue 33 (1989), essay 2.
- [5] DIN 740, Teil 2: *Flexible shaft couplings*, Beuth-Verlag, Berlin, August 1986.
- [6] Dr. Ing. A. Menne VDI, Crailsheim: *Calculating torsional vibrations with hydrodynamic couplings*, Special print from VDI-Berichte Nr. 1786 (2003).

**Người phản biện: TS. Nguyễn Mạnh Thường**

-----