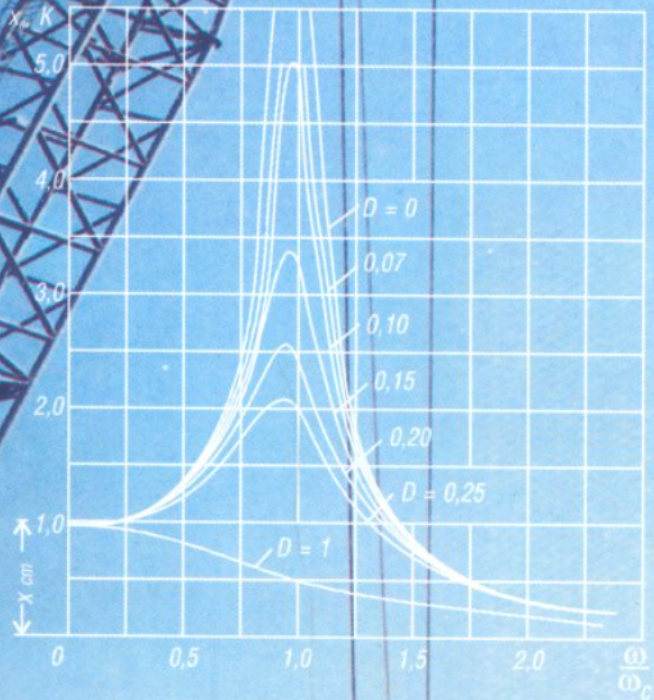


TS. TRẦN VĂN CHIẾN

# ĐỘNG LỰC HỌC MÁY TRỤC



NHÀ XUẤT BẢN HẢI PHÒNG

# **ĐỘNG LỰC HỌC MÁY TRỰC**

TS. TRẦN VĂN CHIẾN

# **ĐỘNG LỰC HỌC MÁY TRỰC**

NHÀ XUẤT BẢN HẢI PHÒNG - 2005

## LỜI NÓI ĐẦU

Trong những năm gần đây nhằm đáp ứng nhu cầu về quy mô, nhịp điệu sản xuất, nước ta đã và đang nghiên cứu thiết kế, chế tạo và sử dụng các loại máy trục - vận chuyển hiện đại của nhiều nước trên thế giới.

Để đáp ứng yêu cầu đổi mới chương trình nhằm nâng cao chất lượng đào tạo cán bộ kỹ thuật tương lai cho đất nước, cuốn "**Động lực học máy trục**" được biên soạn nhằm cung cấp những kiến thức cơ bản về các hiện tượng động lực xuất hiện trong quá trình khai thác máy trục; nguyên nhân phát sinh, phát triển cũng như đặc tính biến đổi của tải trọng động và ảnh hưởng của nó đến độ tin cậy của máy; phương pháp xác định các lực tính toán tác dụng lên cơ cấu cũng như kết cấu thép cần trục. Từ đó giúp cho người thiết kế có quan điểm kết cấu hợp lý, lựa chọn thông số tối ưu của máy trục, giảm lực tính toán dẫn đến giảm khối lượng cũng như giá thành, nâng cao độ tin cậy của máy trong quá trình sử dụng.

Sách được dùng làm giáo trình cho sinh viên ngành máy trục - vận chuyển và làm tài liệu tham khảo cho sinh viên các ngành cơ khí có liên quan. Cuốn sách cũng giúp ích cho các kỹ sư, cán bộ kỹ thuật, làm tài liệu tham khảo trong công tác thiết kế, chế tạo máy trục.

Sách được biên soạn thành năm chương. Nội dung cuốn sách dựa trên cơ sở các công trình nghiên cứu lý thuyết và thực nghiệm của nhiều nhà khoa học nổi tiếng chuyên ngành.

Tác giả chân thành cảm ơn các bạn đồng nghiệp đã đọc và góp ý kiến cho bản thảo trong quá trình biên soạn nhằm nâng cao chất lượng của sách.

Trong quá trình biên soạn và in ấn, chắc chắn còn nhiều thiếu sót, rất mong được sự góp ý của bạn đọc.

Tác giả

## KHÁI NIỆM CHUNG

Máy trục là một trong những phương tiện chủ yếu dùng để cơ giới hóa công tác xếp dỡ, vận chuyển hàng hoá, tăng năng suất lao động và hạ giá thành sản phẩm, chúng được sử dụng rộng rãi trong các ngành kinh tế quốc dân.

Hiện nay, việc sử dụng máy trục không chỉ để tăng năng suất mà còn phải thoả mãn yêu cầu nâng và vận chuyển hàng theo những quỹ đạo phức tạp và dùng máy chính xác tại những vị trí cần thiết.

Máy trục là loại máy hoạt động theo chu kỳ, mỗi chu kỳ làm việc đều gồm ba giai đoạn: khởi động, chuyển động với tốc độ đều và dừng máy. Các tải trọng động chủ yếu trong máy trục đều phát sinh trong thời kỳ quá độ chuyển động (khởi động và hãm).

Để tăng năng suất đòi hỏi phải nâng cao tốc độ và gia tốc chuyển động của các thiết bị công tác, dẫn đến tăng tác dụng của tải trọng động lên các cơ cấu và kết cấu thép. Vì vậy, với mục đích nâng cao độ an toàn và tin cậy khi làm việc, cần phải nghiên cứu các hiện tượng động lực sinh ra trong quá trình khai thác máy trục.

Truyền động của một máy bất kỳ đều gồm một số bộ phận có khối lượng nhất định được tính như khối lượng tập trung (như rôto động cơ, khớp nối, bộ phận công tác v.v.) và các bộ phận đàn hồi (cáp, xích, trục). Dưới tác dụng của các tải trọng ngoài (mômen động cơ, lực cản chuyển động, tải trọng của hàng v.v.), các bộ phận đàn hồi bị biến dạng, còn khối lượng tập trung ngoài chuyển động chính còn thực hiện các dao động nhỏ, tức là dịch chuyển với tốc độ tức thời khác nhau. Vì vậy tại mỗi thời điểm, sự chuyển động của khối lượng này đều gây tác động đến sự chuyển động của các khối lượng khác. Khi đó các bộ phận đàn hồi liên kết giữa các khối lượng cũng chịu biến dạng (kéo, nén, xoắn)

biến đổi theo chu kỳ. Thành phần biến đổi của lực hoặc mômen khi dao động đàn hồi làm tăng tổng giá trị tức thời của chúng, vượt đáng kể tải trọng tĩnh và tải trọng quán tính, dẫn đến quá tải và phá huỷ chi tiết máy. Tùy thuộc vào các thông số động lực học mà ở nhiều cơ cấu tải trọng động đôi khi lớn gấp đôi giá trị tải trọng tĩnh.

Tuy nhiên, dù lớn hay nhỏ, sự tác động của lực hay mômen thay đổi là nguyên nhân gây phá huỷ chi tiết do mỏi. Theo các tài liệu thống kê, 90% chi tiết máy trục bị phá huỷ vì mỏi do tác dụng của tải trọng động.

Vì vậy mục đích nghiên cứu động lực học máy trục là:

Xác định các nguyên nhân phát sinh và phát triển tải trọng động và các đặc tính biến đổi của nó, xác định các yếu tố lực và mômen tác dụng lên các bộ phận của máy, từ đó tìm được các thông số tối ưu của máy trục đảm bảo giảm lực tính toán và xác định các thông số an toàn của máy.

Việc tính toán tải trọng động trong mạch động lực bao gồm những giai đoạn chủ yếu sau:

- 1- Lập các sơ đồ tính toán động lực học của cơ cấu và cần trục.
- 2- Xác định các tham số động lực của hệ thống (khối lượng, độ cứng v.v.).
- 3- Xác định trị số và đặc tính thay đổi của tải trọng ngoài đặt vào hệ.
- 4- Lập các phương trình vi phân mô tả sự chuyển động của các khối lượng trong hệ.
- 5- Xác định lực và biến dạng trong các liên kết đàn hồi.

## *Chương 1*

# **SƠ ĐỒ TÍNH TOÁN ĐỘNG LỰC HỌC MÁY TRỤC**

## **§1.1- SƠ ĐỒ TÍNH TOÁN ĐỘNG LỰC HỌC MÁY TRỤC**

Máy trục bao gồm số lượng lớn các bộ phận có khối lượng và độ cứng nhất định, chịu tác dụng của các tải trọng ngoài có trị số và đặc tính khác nhau. Nghiên cứu lý thuyết có tính đến tất cả các tính chất thực của hệ thì sơ đồ tính toán động lực học sẽ rất phức tạp, bài toán xác định tải trọng động trở nên rất khó và nói chung không thể giải được. Do đó trong thực tế cần phải lập sơ đồ tính toán sao cho nó vừa có thể thể hiện sự làm việc thực của máy, đồng thời cho phép giải nó không quá khó vẫn cho kết quả đảm bảo độ chính xác cần thiết. Vì vậy hệ thống thực có thể thay bằng sơ đồ tính toán có một số hữu hạn các khối lượng tập trung ở khối tâm, chúng được nối với nhau bằng các liên kết đàn hồi không khối lượng.

Việc lựa chọn sơ đồ tính toán loại này hay loại khác phụ thuộc vào yêu cầu tính toán. Ví dụ bài toán tính các cơ cấu của cần trục chỉ cần xác định qui luật chuyển động của nó trong thời kỳ quá độ, thời gian tăng tốc hoặc phanh và cả xác định lực động quán tính truyền bằng cáp, trục truyền v.v., thì cơ cấu cần trục có thể coi là hệ có một khối lượng chuyển động tịnh tiến hoặc quay, chịu tác dụng của tất cả các tải trọng ngoài. Sơ đồ tính toán như thế không tính đến sự chuyển vị đàn hồi giữa các bộ phận (động cơ, tang, hàng...), tức là nó cho phép xác định qui luật chuyển động khối tâm của cơ cấu. Tải trọng động không tính đến độ đàn hồi của các trục, thanh, dầm, cáp... gọi là tải trọng động quán tính.

Sơ đồ tính toán động lực học có tính đến sự biến dạng đàn hồi của các bộ phận, bao gồm một số khối lượng nối với nhau bằng các liên kết đàn hồi. Theo số lượng các khối lượng và liên kết đàn hồi mà sơ đồ tính toán được gọi là sơ đồ hai khối lượng một liên kết, ba khối lượng hai liên kết v.v.. Các tọa độ xác định vị trí khối tâm của các khối lượng trong quá trình dao động gọi là số bậc tự do

của hệ. Các khối lượng tập trung có thể là hàng, xe tời, rôto động cơ v.v.. Các liên kết đàn hồi là các trục, cáp, dầm cầu, cần của cần trục. Tải trọng động được xác định có tính đến dao động đàn hồi giữa các khối lượng được gọi là tải trọng động đàn hồi.

Trong hệ hai khối lượng ở chế độ chuyển động không ổn định, sự chuyển động của hệ gồm chuyển động khối tâm của hai khối lượng và dao động của các khối lượng đối với nhau, tần số của chúng chỉ phụ thuộc vào tham số của hệ. Ở hệ nhiều khối lượng, dao động của mỗi khối lượng là dao động phức tạp, bao gồm các dao động điều hoà với một số tần số khác nhau: hệ ba khối lượng có hai tần số, hệ bốn khối lượng có ba tần số.

Trong thời kỳ chuyển động ổn định, dao động tự do của hệ là dao động tắt dần. Nguyên nhân gây tắt dao động chủ yếu là do lực ma sát giữa các bộ phận tiếp giáp nhau hoặc nội ma sát giữa các phần tử trong vật liệu của chi tiết bị biến dạng khi dao động.

Nếu tần số dao động riêng trùng với tần số thay đổi của ngoại lực thì hệ động học sinh ra dao động cộng hưởng với biên độ rất lớn. Ảnh hưởng đến độ bền của cơ cấu và kết cấu thép trước hết phải tính đến dao động cộng hưởng, sau đó là dao động với tần số cơ bản (tần số thấp nhất); trong một số trường hợp có thể cả do dao động tần số thứ hai. Tuy nhiên trong nhiều trường hợp dao động với tần số thấp nhất, mặc dù biên độ dao động có thể không lớn lắm nên không ảnh hưởng đến độ bền của chi tiết, nhưng lại ảnh hưởng đáng kể đến độ bền mỏi, vì nó làm tăng số chu kỳ ứng suất.

Trong sơ đồ tính toán động lực học, tất cả các tham số thực của máy như khối lượng, độ cứng và cả tải trọng ngoài đều được thay bằng các giá trị qui đổi. Sự qui đổi các tham số và tải trọng được thực hiện trên cơ sở cân bằng tổng năng lượng của cơ cấu thực và hệ qui đổi. Việc qui đổi có thể đưa về chuyển động tịnh tiến hoặc chuyển động quay của mỗi khối lượng trong cơ cấu.



## §1.2- QUI ĐỔI TẢI TRỌNG NGOÀI, KHỐI LƯỢNG VÀ ĐỘ CỨNG

### 1.2.1- QUI ĐỔI TẢI TRỌNG NGOÀI

Trong sơ đồ tính toán động lực học máy trục, các tải trọng ngoài là lực chủ động, lực phanh, trọng lượng, tải trọng gió và lực ma sát. Qui đổi tải trọng ngoài dựa trên cơ sở cân bằng công của các tải trọng này trong hệ thực và hệ tương đương. Khi này khó nhất là việc qui đổi lực ma sát, vì trong quá trình làm việc của máy, lực ma sát thay đổi cả hướng và trị số. Trong tính toán tĩnh khi xác định lực động quán tính, các lực ma sát được qui ước tính bằng hiệu suất với giả thiết rằng lực ma sát tỉ lệ với lực ép giữa hai chi tiết tiếp giáp nhau. Sự thay đổi hướng của lực ma sát khi thay đổi hướng chuyển động được tính bằng vị trí đặt hiệu suất  $\eta$  ở tử hay mẫu số trong biểu thức lực. Tính toán trực tiếp lực ma sát tỷ lệ với tải trọng đàn hồi làm cho các phương trình chuyển động trở thành các phương trình không tuyến tính rất khó giải, hơn nữa ảnh hưởng của các lực ma sát sinh ra khi dao động cũng không đáng kể. Vì vậy lực ma sát chỉ được tính là lực tỷ lệ với tải trọng tĩnh và được thực hiện khi qui đổi tải trọng ngoài. Các lực ma sát cũng được tính tỷ lệ với tải trọng quán tính được thực hiện khi qui đổi khối lượng tập trung, vì tải trọng quán tính động tỷ lệ với khối lượng hoặc mô men quán tính của các bộ phận chuyển động. Nội ma sát chỉ ảnh hưởng đến tốc độ tắt dao động tự do nên thường không tính khi xác định tải trọng động.

### 1.2.2- QUI ĐỔI KHỐI LƯỢNG TẬP TRUNG CHUYỂN ĐỘNG

Qui đổi khối lượng tập trung chuyển động của cơ cấu về một trục nào đó dựa trên cơ sở cân bằng động năng của cơ cấu trước và sau khi qui đổi, có tính đến tổn thất năng lượng do lực ma sát tỷ lệ với lực quán tính trong các bộ truyền của cơ cấu, tức là dựa trên cơ sở cân bằng:

$$E_{td} = E_C \pm A_{ms}, \quad (1.1)$$

Ở đây  $E_{td}$ ,  $E_C$  - động năng của hệ qui đổi và của cơ cấu thực;  $A_{ms}$  - công của lực ma sát tỷ lệ với lực quán tính trong bộ truyền. Dấu ở biểu thức công của lực ma sát phụ thuộc vào hướng truyền năng lượng. Nếu năng lượng được truyền từ trục truyền động đến các khối lượng khác, ví dụ nếu qui đổi khối lượng về trục động cơ khi khởi động thì trị số  $A_{ms}$  phải lấy dấu dương. Còn nếu truyền năng

lượng từ các khối lượng khác về trục truyền động, ví dụ khi qui đổi khối lượng về trục động cơ trong trường hợp phanh cơ cấu bằng động cơ hoặc bằng phanh đặt trên trục động cơ, thì giá trị  $A_{ms}$  phải có dấu âm. Vì vậy trong trường hợp khối động cần qui đổi về trục động cơ mômen quán tính của các khối lượng của cơ cấu, bao gồm các khối lượng chuyển động tịnh tiến và chuyển động quay. Khi đó nếu tính tổn thất của lực ma sát bằng hiệu suất  $\eta$  thì phương trình năng lượng có dạng:

$$J_K \frac{\omega_1^2}{2} = J_1 \frac{\omega_1^2}{2} + J_2 \frac{\omega_2^2}{2\eta_2} + J_n \frac{\omega_n^2}{2\eta_n} + m_1 \frac{v_1^2}{2\eta_{m_1}} + \dots + m_i \frac{v_i^2}{2\eta_{m_i}}, \quad (1.2)$$

Trong đó:  $J_K$  - mômen quán tính của cơ cấu qui đổi về trục thứ nhất (trục động cơ) khi khởi động;  $\omega_1$  - tốc độ góc của trục động cơ;  $J_1, J_2, \dots, J_n$  - mômen quán tính của các khối lượng quay với tốc độ  $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$  trên các trục tương ứng 1, 2...n;  $m_1, m_i$  - các khối lượng chuyển động tịnh tiến với tốc độ tương ứng  $v_1, \dots, v_i$ ;  $\eta_2, \dots, \eta_n$  - hiệu suất của bộ truyền tính từ trục 2, ..., n đến trục thứ nhất;  $\eta_{m_1}, \dots, \eta_{m_i}$  - hiệu suất truyền động từ khối lượng  $m_1, \dots, m_i$  đến trục thứ nhất.

Chia hai vế của biểu thức (1.2) cho  $\omega_1^2/2$  và sau khi biến đổi, ta có:

$$J_K = J_1 + J_2 \frac{1}{i_2^2 \eta_2} + \dots + J_n \frac{1}{i_n^2 \eta_n} + \frac{m_1}{\eta_{m_1}} \left( \frac{v_1}{\omega_1} \right)^2 + \dots + \frac{m_i}{\eta_{m_i}} \left( \frac{v_i}{\omega_1} \right)^2, \quad (1.3)$$

Ở đây:  $i_2 = \frac{\omega_1}{\omega_2}; i_n = \frac{\omega_1}{\omega_n}$ .

Tương tự ta tìm được mômen quán tính của cơ cấu qui đổi về trục động cơ khi phanh:

$$J_p = J_1 + J_2 \frac{\eta_2}{i_2^2} + \dots + J_n \frac{\eta_n}{i_n^2} + m_1 \left( \frac{v_1}{\omega_1} \right)^2 \eta_{m_1} + \dots + m_i \left( \frac{v_i}{\omega_1} \right)^2 \eta_{m_i}. \quad (1.4)$$

Để minh họa phương pháp đã trình bày, chúng ta tìm mômen quán tính qui đổi của cơ cấu nâng gồm động cơ, khớp nối, hộp giảm tốc hai cấp ba trục, tang và palăng nâng hàng. Phương trình (1.3) và (1.4) đối với cơ cấu nâng này có dạng sau:

$$J_K = J_1 + J_2 \frac{1}{i_1^2 \eta_1} + J_3 \frac{1}{i_M^2 \eta_M} + \frac{m_h}{\eta_v} \left( \frac{v_n}{\omega_1} \right)^2; \quad (1.5)$$