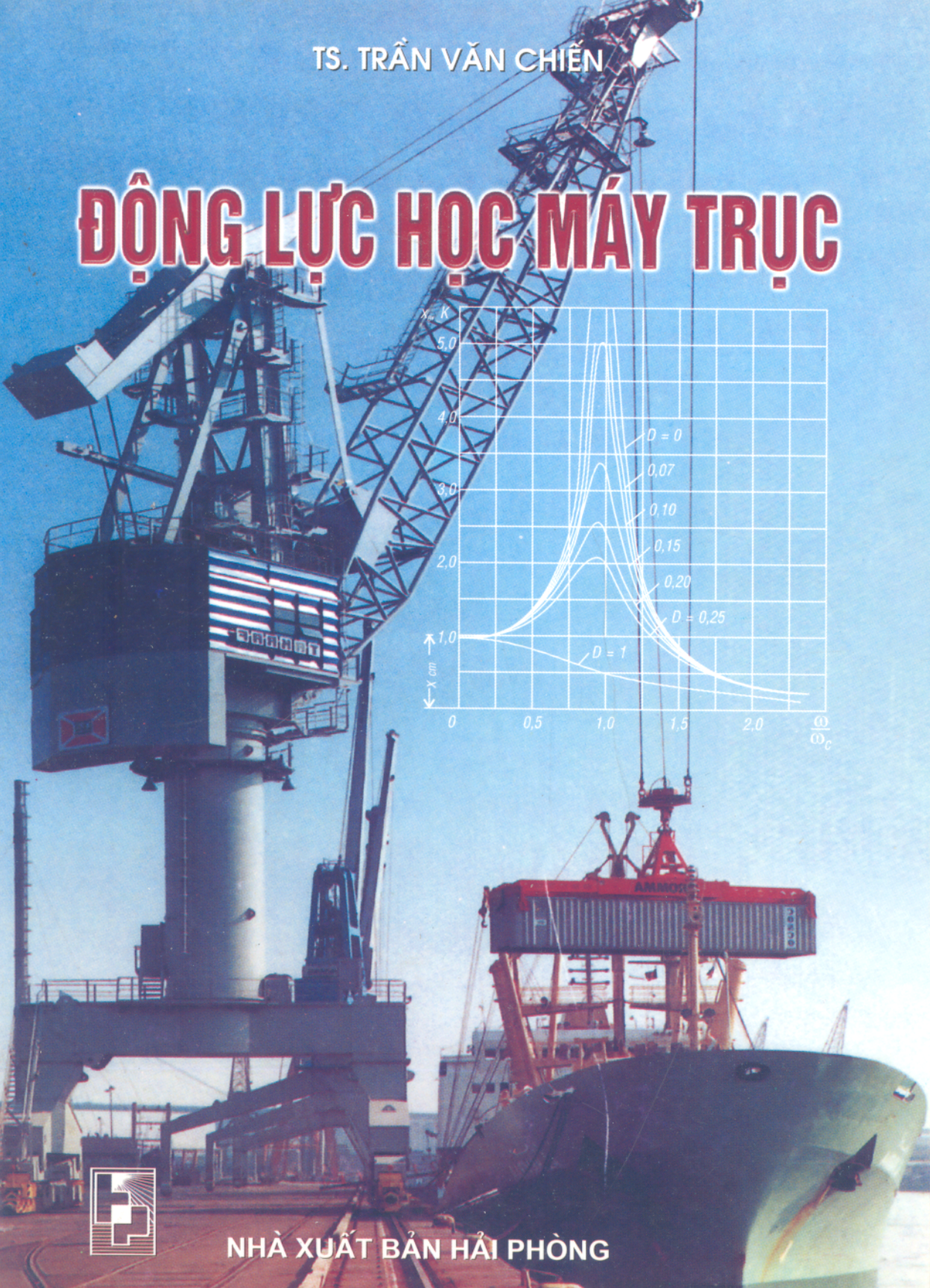
TS. TRẦN VĂN CHIẾN

ĐỘNG LỰC HỌC MÁY TRỤC



NHÀ XUẤT BẢN HẢI PHÒNG

ĐỘNG LỰC HỌC MÁY TRỤC

TS. TRẦN VĂN CHIẾN

ĐỘNG LỰC HỌC MÁY TRỤC

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 quĩ đạo phức tạp và dừng 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. Tuỳ 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 toạ 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. 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 η 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:

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

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 khởi 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 η thì phương trình năng lượng có dạng:

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

Trong đó: J_K - mômen quán tính của cơ cấu qui đổi về trục thứ nhất (trục động cơ) khi khởi động; ω_1- tốc độ góc của trục động cơ; $J_1, J_2, \ldots J_n$- mômen quán tính của các khối lượng quay với tốc độ $\omega_1, \omega_2, \ldots, \omega_n$ trên các trục tương ứng 1, 2,...n; m_1, m_i- các khối lượng chuyển động tịnh tiến với tốc độ tương ứng $v_1, \ldots, v_i$; $\eta_2, \ldots, \eta_n$- hiệu suất của bộ truyền tính từ trục 2,..., n đến trục thứ nhất; $\eta_{m1}, \ldots, \eta_{mi}$ - hiệu suất truyền động từ khối lượng $m_1, \ldots, m_i$ đến trục thứ nhất.

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

$$J_K = J_1 + J_2 \frac{1}{i_2^2 \eta_2} + \ldots + J_n \frac{1}{i_n^2 \eta_n} + \frac{m_1}{\eta_{m1}} \left(\frac{v_1}{\omega_1}\right)^2 + \ldots + \frac{m_i}{\eta_{mi}} \left(\frac{v_i}{\omega_1}\right)^2, \qquad (1.3)$$

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

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

$$J_p = J_1 + J_2 \frac{\eta_2}{i_2^2} + \ldots + J_n \frac{\eta_n}{i_n^2} + m_1 \left(\frac{v_1}{\omega_1}\right)^2 \eta_{m1} + \ldots + m_i \left(\frac{v_i}{\omega_1}\right)^2 \eta_{mi}. \qquad (1.4)$$

Để minh hoạ 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:

$$J_K = J_1 + J_2 \frac{1}{i_1^2 \eta_1} + J_3 \frac{1}{i_M^2 \eta_M} + \frac{m_h}{\eta_0} \left(\frac{v_n}{\omega_1}\right)^2; \qquad (1.5)$$

$$J_p = J_1 + J_2 \frac{\eta_1}{i_1^2} + J_3 \frac{\eta_M}{i_M^2} + m_h \eta_0 \left(\frac{v_n}{\omega_1} \right)^2 , \qquad (1.6)$$

Ở đây J_1 - mômen quán tính của các bộ phận quay cùng với tốc độ của rôto động cơ ω_1 (gồm rôto, khớp nối và bánh răng trục vào của hộp giảm tốc); J_2 - mômen quán tính của bánh răng trên trục thứ hai ở bộ truyền; J_3 - mômen quán tính của các bộ phận quay với tốc độ của tang (bánh răng trên trục ra của hộp giảm tốc, khớp trục và tang trống); $m_h = Q/g$ - khối lượng của hàng có trọng lượng Q; v_n - tốc độ nâng hàng định mức; i_1 - tỉ số truyền của bộ truyền thứ nhất của hộp giảm tốc; i_M - tỉ số truyền của hộp giảm tốc; η_1 - hiệu suất của bộ truyền thứ nhất trong hộp giảm tốc; η_M - hiệu suất của hộp giảm tốc và tang; η_0 - hiệu suất của cơ cấu nâng kể cả palăng cáp.

Trong các biểu thức (1.5), (1.6), ta thấy các số hạng tính mômen quán tính của các khối lượng nằm trên trục thứ hai và ba chứa bình phương tỉ số truyền ở mẫu số, nên ảnh hưởng của chúng so với mômen quán tính của khối lượng nằm trên trục quay nhanh của động cơ J_1 tương đối nhỏ. Vì vậy khi xác định mômen quán tính qui đổi của các cơ cấu, mômen quán tính của các khối lượng quay ở trục quay chậm được tính bằng cách nhân mômen quán tính của các khối lượng nằm trên trục quay nhanh với hệ số $\beta = 1{,}1 \div 1{,}2$.

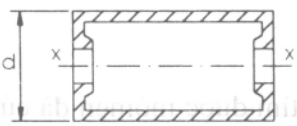
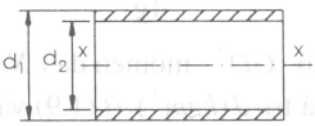
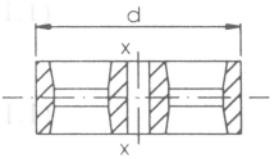
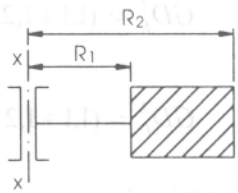
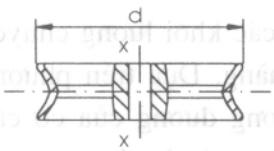
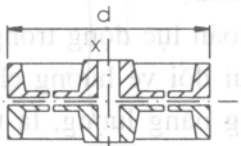
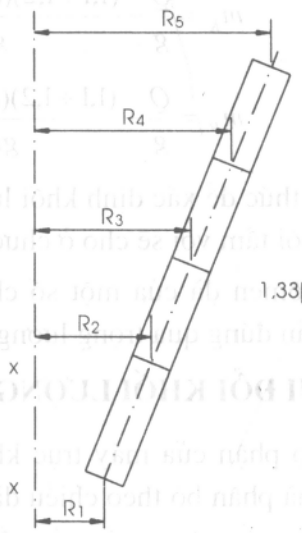
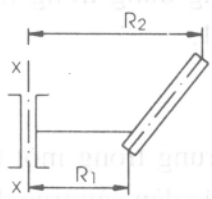
Thay $v_n = \dfrac{\omega_1 D_t}{2ai_M}$ vào (1.5) và (1.6), ta tìm được biểu thức để xác định mômen quán tính của cơ cấu qui đổi về trục động cơ khi khởi động và phanh:

$$J_k = (1{,}1 \div 1{,}2) J_1 + \frac{D_t^2}{4(ai_M)^2 \eta_0} \frac{Q}{g} ; \qquad (1.7)$$

$$J_p = (1{,}1 \div 1{,}2) J_1 + \frac{D_t^2 \eta_0}{4(ai_M)^2} \frac{Q}{g} . \qquad (1.8)$$

Ở đây D_t - đường kính tang; a- bội suất palăng.

Bảng 1.1 Mômen đà GD^2, Nm^2

Chi tiết	Mômen đà	Chi tiết	Mômen đà
	$0,7GD^2$		$0,5G(d_1^2+d_2^2)$
	$0,6Gd^2$		$1,33G(R_1^2+$ $+R_1R_2+R_2^2)$
	$0,55Gd^2$		$0,45Gd^2$
	$2GR^2$		$1,33[G_1(R_1^2+R_1R_2+R_2^2)+$ $G_2(R_2^2+R_2R_3+R_3^2)+$ $G_3(R_3^2+R_3R_4+R_4^2)+$ $G_4(R_4^2+R_4R_5+R_5^2)]$
	$1,33G(R_1^2+$ $+R_1R_2+R_2^2)$		

Trong các tài liệu tra cứu, đôi khi người ta không cho số liệu về mômen quán tính của các khối lượng quay của động cơ, khớp trục v.v., mà cho ở dạng tương đương với chúng là các mômen đà; giữa chúng có liên hệ theo biểu thức:

$$J = \frac{GD^2}{4g} \tag{1.9}$$

Trong đó GD^2 - mômen đà (Nm^2);

Thay giá trị $J(kgm^2)$ ở (1.9) vào (1.7) và (1.8) ta tìm được mômen đà của cơ cấu nâng qui đổi về trục động cơ khi khởi động và phanh:

$$GD_K^2 = (1{,}1 \div 1{,}2)\sum GD_1^2 + \frac{QD_t^2}{(ai_{M})^2 \eta_0}; \tag{1.10}$$

$$GD_P^2 = (1{,}1 \div 1{,}2)\sum GD_1^2 + \frac{QD_t^2 \eta_0}{(ai_{M})^2}. \tag{1.11}$$

Ở đây $\sum GD_1^2$ -tổng mômen đà của các khối lượng nằm trên trục quay nhanh của cơ cấu.

Để tính toán lực động trong cáp của cơ cấu nâng, các khối lượng chuyển động được qui đổi về hướng chuyển vị tịnh tiến của hàng. Dựa trên phương trình cân bằng năng lượng, ta tìm được khối lượng tương đương của cơ cấu nâng qui đổi về hướng chuyển động của hàng khi khởi động và phanh:

$$m_K = \frac{Q}{g} + \frac{(1{,}1 \div 1{,}2)(ai_{M})^2 \sum GD_1^2}{gD_t^2} \eta_0; \tag{1.12}$$

$$m_P = \frac{Q}{g} + \frac{(1{,}1 \div 1{,}2)(ai_{M})^2 \sum GD_1^2}{gD_t^2 \eta_0}. \tag{1.13}$$

Các công thức để xác định khối lượng qui đổi của cơ cấu di chuyển, cơ cấu quay và thay đổi tầm với sẽ cho ở chương sau.

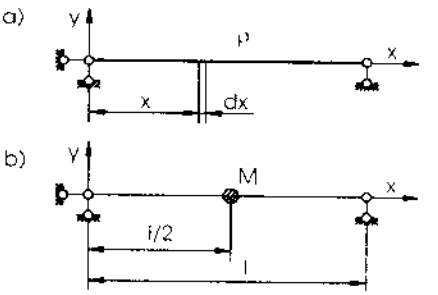
Giá trị mômen đà của một số chi tiết điển hình thường dùng trong máy trục biểu thị gần đúng qua trọng lượng G của nó cho ở bảng 1.

1.2.3- QUI ĐỔI KHỐI LƯỢNG PHÂN BỐ

Một số bộ phận của máy trục khối lượng không tập trung trong một thể tích hữu hạn mà phân bố theo chiều dài của nó, như dầm hoặc dàn cầu trục, kết cấu khẩu độ của cổng trục, cần của cần trục v.v.. Về thực chất các bộ phận như

vậy là hệ có vô số bậc tự do, vì ở trạng thái tổng quát được xác định bằng khối lượng phân tố bất kỳ tại thời điểm tuỳ ý.

Theo lý thuyết dao động hệ có khối lượng phân bố, rõ ràng là dao động của một khối lượng phân tố bất kỳ của hệ này là tổng của vô hạn các dao động chính có các tần số khác nhau, hơn nữa biến dạng động lớn nhất là do dao động chính tần số thấp nhất gây ra.



Hình 1.1-Sơ đồ qui đổi khối lượng phân bố của dầm
a-hệ thực; b-hệ qui đổi

Trong nhiều công trình nghiên cứu, đối với những sơ đồ dầm cần trục phổ biến nhất có tiết diện không đổi, người ta đã đo được độ võng của chúng trong quá trình dao động với tần số thấp nhất gọi là tần số cơ bản. Các kết quả nghiên cứu bằng thiết bị đo biến dạng đã chứng tỏ rằng: kết cấu dao động với tần số thứ hai sẽ tắt rất nhanh. Do đó trong thực tế nghiên cứu, trong đa số các trường hợp người ta chỉ khảo sát tần số cơ bản thấp nhất.

Vì vậy những bộ phận có khối lượng phân bố trên chiều dài hữu hạn, biến dạng động lớn nhất gây ra do dao động chính tần số thấp nhất. Trong trường hợp này, hệ thống có khối lượng phân bố có thể thay bằng hệ tương đương có một vài khối lượng tập trung. Để làm sáng tỏ phương pháp này, chúng ta xét ví dụ dầm trên hai gối có khối lượng phân bố đều theo chiều dài được qui đổi về một khối lượng tập trung tại giữa nhịp (h.1.1).

Việc qui đổi khối lượng phải thực hiện sao cho động năng của hệ thực bằng động năng của hệ qui đổi. Để tìm động năng của hệ thực, ta cần biết dạng đường đàn hồi của dầm khi biến dạng động. Muốn vậy phải giải phương trình vi phân dao động đàn hồi của dầm có khối lượng phân bố. Vì bài toán này trong một số trường hợp rất khó giải, do đó trong thực tế thường sử dụng phương pháp gần đúng ví dụ phương pháp năng lượng Rêler. Theo phương pháp này, dạng biến dạng động thực được thay bằng dạng khác không nhất thiết phải rất gần với nó.

Điều kiện duy nhất cần thiết khi chọn dạng gần đúng đường đàn hồi là phải tuân theo điều kiện giới hạn động học. Trong trường hợp dầm tựa tự do ở hai đầu thì dạng đường đàn hồi phải chọn sao cho chuyển vị ở đầu dầm phải bằng không.

Dạng đường đàn hồi đơn giản nhất là đường cong trục dầm chịu uốn dưới

tác dụng của tải trọng do trọng lượng bản thân G đặt tại giữa nhịp. Phương trình vi phân đường đàn hồi khi biến dạng nhỏ trên đoạn từ $x = 0$ đến $x = l/2$ (h.1.1.a) có dạng:

$$\frac{d^2y}{dx^2} = -\frac{Gx}{2EJ}.$$

Ở đây $G = \rho \lg(N)$ -trọng lượng dầm; $\rho(kg/m)$ - khối lượng trên một đơn vị chiều dài dầm; $E(N/m^2)$ - mô đun đàn hồi của vật liệu dầm ; $J(m^4)$ - mômen quán tính tiết diện dầm.

Tích phân hai lần phương trình này theo x ta được phương trình đường cong trục dầm:

$$y = \frac{Gl^2}{16EJ}x - \frac{G}{12EJ}x^3. \qquad (1.14)$$

Độ võng lớn nhất của dầm ở giữa nhịp: $y_{x=\frac{l}{2}} = y_c = \frac{Gl^3}{48EJ}$. (1.15)

Chúng ta biểu diễn phương trình đường cong trục dầm qua độ võng của nó ở giữa nhịp:

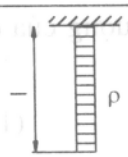
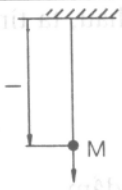
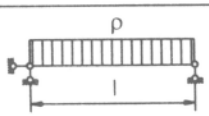
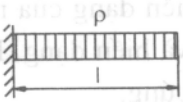
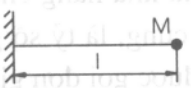
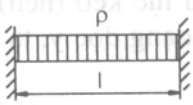
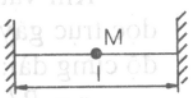
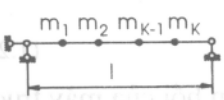
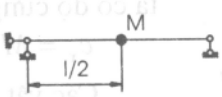
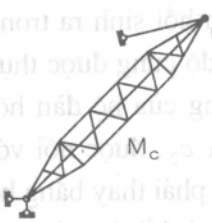
$$y = y_c\left(\frac{3x}{l} - \frac{4x^3}{l^3}\right) \qquad (1.16)$$

Động năng phân tố bất kỳ của dầm thực:

$$dE_d = \frac{1}{2}\rho\left(\frac{dy}{dt}\right)^2 dx = \frac{1}{2}\rho(\dot{y})^2 dx \qquad (1.17)$$

Động năng của toàn dầm: $E_d = 2\int_0^{\frac{l}{2}} \frac{1}{2}\rho(\dot{y})^2 dx$. (1.18)

Thay giá trị: $\dot{y} = \frac{dy}{dt} = \dot{y}_c\left(\frac{3x}{l} - \frac{4x^3}{l^3}\right)$ vào (1.18) và tích phân nó, ta tìm được biểu thức động năng của dầm thực: $E_d = \frac{17}{70}l\rho(\dot{y}_c)^2$. (1.19)

Bảng 1.2	Gía trị khối lượng qui đổi M		
Hệ thực	Hệ qui đổi	Khối lượng qui đổ	Ghi chú
		$\frac{1}{3}l\rho$	ρ-khối lượng đơn vị chiều dài thanh
		$\frac{1}{3}m_1+m$	
		$\frac{17}{35}l\rho$	
		$\frac{33}{75}l\rho$	
		0,406lρ	
		$\frac{\delta_n}{\delta_1}m_1+\frac{\delta_n}{\delta_1}m_2$ $+\ldots+\frac{\delta_n}{\delta_1}m_K$	δ_n-Chuyển vị đơn vị của dầm ở tiết diện đặt khối lượng qui đổi M $\delta_1, \delta_2, \delta_K$-Chuyển vị đơn vị của dầm ở tiết diện đặt khối lượng
		$\frac{1}{3}M_c+m$	Mc-khối lượng toàn bộ cần

Động năng của hệ qui đổi:

$$E_{td} = \frac{M}{2}(\dot{y}_c)^2. \qquad (1.20)$$

Cho hai biểu thức động năng bằng nhau, ta tìm được khối lượng của dầm khi dao động ngang qui đổi về giữa nhịp:

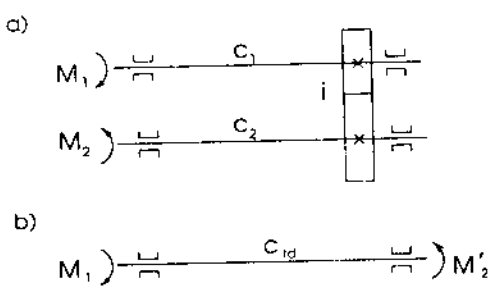
$$M = \frac{17}{35} l\rho = \frac{17}{35} M_d. \qquad (1.21)$$

Ở đây $M_d = l\rho$ (kg) - khối lượng của dầm .

Kết quả tìm được theo công thức (1.21) chỉ nhỏ hơn khối lượng qui đổi của dầm tính theo phương pháp chính xác có tính đến dạng đường đàn hồi thực của dầm khoảng 1%. Các giá trị khối lượng qui đổi của một số bộ phận có khối lượng phân bố cho ở bảng 1.2.

1.2.4- QUI ĐỔI ĐỘ CỨNG

Độ cứng của một vật thể đàn hồi là khả năng chống lại biến dạng của nó. Độ cứng được xác định bằng hệ số độ cứng, là tỷ số giữa lực và biến dạng. Hệ số độ cứng của vật thể đàn hồi thường được gọi đơn giản là độ cứng.



Hình 1.2- Sơ đồ qui đổi độ cứng
a-hệ thực; b-hệ qui đổi

Khi vật thể chịu lực kéo (nén) P dọc trục gây ra biến dạng dọc y, ta có độ cứng dài:

$$c = P / y. \qquad (1.22)$$

Trong trường hợp vật thể chịu mômen xoắn M bị biến dạng góc φ, ta có độ cứng góc:

$$c_x = M / \varphi \qquad (1.23)$$

Các vật thể đàn hồi của máy trục là cáp, khớp nối đàn hồi và kết cấu thép (cầu, dầm, cần v.v.). Bài toán qui đổi độ cứng của bộ phận đàn hồi sinh ra trong trường hợp cần phải xác định biến dạng đàn hồi của nó. Qui đổi độ cứng được thực hiện trên nguyên tắc thế năng của hệ qui đổi phải bằng thế năng của hệ đàn hồi thực. Ví dụ một hệ gồm hai trục, độ cứng của mỗi trục là c_1 và c_2, được nối với nhau bằng bộ truyền bánh răng có tỉ số truyền i (h.1.2,a). Yêu cầu phải thay bằng hệ một bộ phận đàn hồi có độ cứng tương đương c_{td} (h.1.2,b) và qui đổi độ cứng về

trục 1. Nếu trục 1 chịu tác dụng của mômen M_1, thì mômen truyền trên trục 2 sẽ là $M_2 = M_1 i$. Vì qui đổi về trục 1 nên ở hệ qui đổi có mômen $M_2' = M_1$.

Thế năng của hệ thực:

$$T = \frac{1}{2}M_1\varphi_1 + \frac{1}{2}M_2\varphi_2 = \frac{1}{2}M_1(\varphi_1 + i\varphi_2). \quad (1.24)$$

Ở đây φ_1, φ_2 - góc xoắn của trục 1 và 2 do tác dụng của mômen tương ứng M_1, M_2.

$$\varphi_1 = \frac{M_1}{c_1}; \quad \varphi_2 = \frac{M_2}{c_2} \quad (1.25)$$

Thế năng của hệ qui đổi: $$T_{td} = \frac{1}{2}M_1\varphi_{td}. \quad (1.26)$$

Trong đó φ_{td} - góc xoắn của hệ qui đổi. Cho hai biểu thức thế năng bằng nhau, ta tìm được: $$\varphi_{td} = \varphi_1 + i\varphi_2. \quad (1.27)$$

Vì vậy độ cứng qui đổi:

$$c_{td} = \frac{M_1}{\varphi_{td}} = \frac{M_1}{\varphi_1 + i\varphi_2} \quad (1.28)$$

Thay các giá trị $M_1 = c_1\varphi_1$ và $M_2 = c_2\varphi_2$ vào (1.28) ta tìm được:

$$c_{td} = \frac{1}{\frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2}i^2}. \quad (1.29)$$

Trong trường hợp độ cứng của trục 1 rất lớn: $c_1 \to \infty$ độ cứng qui đổi $c_{td} = c_2 / i^2$, tức là độ cứng của trục quay chậm qui đổi về trục quay nhanh bằng độ cứng của nó chia cho bình phương tỷ số truyền.

Qui đổi độ cứng của palăng nâng về trục động cơ của cơ cấu nâng khi dùng palăng đơn.

Thế năng của hệ palăng thực:

$$T = \frac{1}{2}Qy_h, \quad (1.30)$$

Ở đây Q- trọng lượng hàng, y_h - chuyển vị đàn hồi của hàng; $c_P = ac_K$ - độ cứng của palăng; $c_K = \frac{E_K F_K}{l}$ - độ cứng của cáp có chiều dài l; E_K -

môđun đàn hồi của cáp; F_K - diện tích tiết diện phần kim loại của cáp; a- bội suất của palăng.

Thế năng của hệ qui đổi:

$$T_{td} = \frac{1}{2} M_1 \varphi_{td} . \qquad (1.31)$$

Trong đó φ_{td} -góc xoắn của hệ qui đổi; $M_1 = \frac{QD_t}{2ai}$ - mômen trên trục động cơ do trọng lượng hàng gây ra; D_t-đường kính tang tính đến tâm cáp; i- tỉ số truyền của tời nâng tính từ động cơ đến tang.

Cho hai biểu thức thế năng (1.30) và (1.31) bằng nhau, ta tìm được:

$$\varphi_{td} = \frac{Qy_h}{M_1} = \frac{M_1 ai^2}{D_t c_K} .$$

Qui đổi về trục động cơ độ cứng của palăng nâng:

$$c_{td} = \frac{M_1}{\varphi_{td}} = \frac{D_t c_K}{ai^2} = c_P \frac{D_t}{(ai)^2}$$

Môđun đàn hồi của cáp có lõi hữu cơ $E_K = (1,1 \div 1,3)10^7 N/cm^2$, lõi kim loại $E_K = 1,4.10^7 N/cm^2$. Giá trị hệ số độ cứng của một số bộ phận đàn hồi cho ở bảng (1.3).

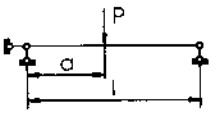
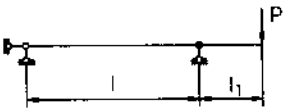
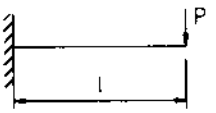
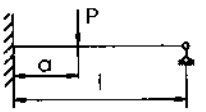
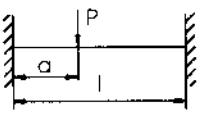
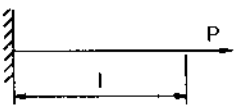
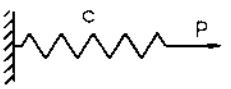
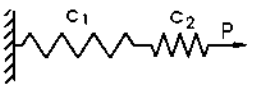
1.2.5- KHE HỞ

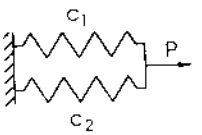
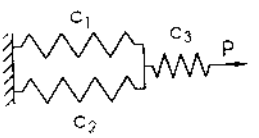
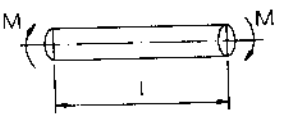
Khe hở trong hệ truyền động làm tăng đáng kể tải trọng động so với hệ không có khe hở. Tải trọng do khe hở gây ra tăng lên theo thời hạn khai thác, vì sự mài mòn, hư hỏng của các chi tiết nối ghép làm tăng trị số khe hở. Ảnh hưởng của khe hở đến tải trọng động sẽ càng giảm, nếu chu kỳ dao động đàn hồi của hệ càng lớn.

Thực tế đã chứng tỏ rằng: khe hở trong bộ truyền bánh răng chỉ ảnh hưởng đến tải trọng động trong bộ truyền đó, mà ảnh hưởng không đáng kể đến tải trọng ở kết cấu thép cần trục.

Trị số của khe hở trong liên kết được xác định theo tiêu chuẩn thiết kế bộ truyền bánh răng và khớp trục.

Riêng khe hở mặt bên nhỏ nhất Δ_{min} ở bộ truyền bánh răng trụ có thể xác định theo công thức: $\Delta_{min} = 0,2A+a$,

Bảng 1.3	Giá trị hệ số độ cứng c		
Vật thể đàn hồi	Dao động	Hệ số độ cứng	Ghi chú
	Ngang	$c=\frac{3EJ\,l}{a^2(l-a)^2}$	J-mômen quán tính tiết diện dầm
	Ngang	$c=\frac{3EJ}{(l+l_1)l_1^2}$	E-môđun đàn hồi
	Ngang	$c=\frac{3EJ}{l^3}$	
	Ngang	$c=\frac{12EJ\,l^3}{a^2(l-a)^2(4\,l-a)}$	
	Ngang	$c=\frac{3EJ\,l^3}{a^3(l-a)^3}$	
	Dọc	$c=\frac{EF}{l}$	F- diện tích tiết diện thanh
	Dọc	$c=\frac{Gd^4}{8D^3n}$	D-đường kính trung bình của lò xo d-đường kính dây thép; n-số vòng xoắn
	Dọc	$c=\frac{c_1c_2}{c_1+c_2}$	

Bảng 1.3	Giá trị hệ số độ cứng c		
Vật thể đàn hồi	Dao động	Hệ số độ cứng	Ghi chú
	Dọc	$c=c_1+c_2$	
	Dọc	$c=\frac{(c_1+c_2)c_3}{c_1+c_2+c_3}$	
	Xoắn	$c=\frac{G\pi d^4}{32l}$	d-đường kính trục G-môđun chống trượt

Trong đó A (mm) là khoảng cách giữa hai tâm trục; a là hệ số phụ thuộc vào cấp

chính xác, a=50 đối với cấp chính xác 2, a=80 - cấp chính xác 3 và a=130- cấp chính xác 4.

Độ giảm chiều dày răng do bị mòn tự nhiên trong các hộp giảm tốc và khớp nối răng không cho phép vượt quá 15÷25%, còn trong bộ truyền bánh răng hở không vượt quá 40%.

Chương 2

SỰ LÀM VIỆC CỦA MÁY TRỤC TRONG THỜI KỲ QUÁ ĐỘ

Mỗi thao tác của máy trục đều kèm theo sự khởi động hoặc hãm cơ cấu xảy ra khi chuyển động không ổn định, thời kỳ này gọi là thời kỳ quá độ, trong cơ cấu phát sinh lực quán tính của các khối lượng chuyển động không đều.

Khi khởi động, động cơ cần phải phát triển mômen lớn (mômen khởi động) để gia tốc cho các khối lượng chuyển động. Khi dừng, phanh tạo ra mômen cần thiết để làm chậm (giảm tốc) các khối lượng chuyển động.

Trong thời gian nâng và di chuyển hàng, một số bộ phận của máy có chuyển động tịnh tiến (như xe con), còn các bộ phận khác có chuyển động quay (rôto động cơ, tang, bánh xe, bánh răng v.v). Khi quay phần quay, tất cả các bộ phận trên phần quay đều tham gia chuyển động quay.

§2.1- MÔMEN KHỞI ĐỘNG VÀ MÔMEN PHANH

Trong thời kỳ quá độ, mômen khởi động hoặc mômen phanh M là tổng của mômen tĩnh M_t và mômen động $M_d = M_{d:t} + M_{d:q}$. Mômen động gây ra do quán tính của các khối lượng chuyển động tịnh tiến $M_{d:t}$ và khối lượng quay $M_{d:q}$.

Nếu mômen quán tính có giá trị không đổi, ta có thể viết:

$$M = M_t + (M_{d:t} + M_{d:q}) = M_t + J_{td}\frac{d\omega}{dt}, \qquad (2.1)$$

Ở đây J_{td} - mômen quán tính tương đương của tất cả khối lượng chuyển động tịnh tiến và chuyển động quay qui đổi về trục động cơ (hoặc phanh).

Phương trình (2.1) có thể trình bày ở dạng:

$$dt = \frac{J_{td}}{M_{du}} d\omega . \qquad (2.2)$$

Hoặc $$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{M_{du}}{J_{td}} .$$

Trong đó $M_{du} = M - M_t$ là mômen dư (mômen động) dùng để gia tăng hoặc giảm động năng của khối lượng chuyển động.

Khi mômen quán tính J_{td} có giá trị thay đổi, phương trình (2.1) được viết ở dạng:

$$M = M_t + J_{td} \frac{d\omega}{dt} + \frac{dJ_{td}}{d\varphi} \frac{\omega^2}{2} ,$$

Ở đây φ- góc xoay. Số hạng cuối của phương trình tính đến sự gia tăng động năng của hệ do sự thay đổi của J_{td}.

Mômen tĩnh có thể dương hoặc âm, phụ thuộc vào việc nó cản trở hoặc hỗ trợ cho khởi động (hoặc phanh) của cơ cấu.

Quãng đường khởi động (hoặc phanh) được xác định bằng góc xoay:

$$\varphi = \int \omega dt = \int \frac{J_{td}}{M_{du}} \omega d\omega . \qquad (2.3)$$

Mômen quán tính tương đương J_{td} của các khối lượng qui đổi về trục động cơ (hoặc phanh) được xác định từ điều kiện cân bằng động năng của cơ cấu thực và hệ qui đổi.

Trong trường hợp khởi động, nếu tính đến hiệu suất truyền động ta có:

$$\frac{J_{td}\omega^2}{2} = \sum J_K \frac{\omega_K^2}{2\eta} + \sum m_K \frac{v_K^2}{2\eta} ,$$

Do đó $$J_{td} = \sum \frac{J_K}{\eta} \left(\frac{\omega_K}{\omega_d} \right)^2 + \sum \frac{m_K}{\eta} \left(\frac{v_K}{\omega_d} \right)^2$$

Ở đây J_K là mômen quán tính của các khối lượng quay với tốc độ góc ω_K;

m_K là các khối lượng chuyển động tịnh tiến với tốc độ dài v_K ; ω_d - tốc độ góc của trục động cơ (hoặc phanh). Khi phanh, giá trị hiệu suất η được đưa lên tử số.

Trong cơ cấu nâng và di chuyển (không tính đến sự lắc hàng) $M_t = const$ và $J_{td} = const$. Ở cơ cấu quay khi không có gió và độ nghiêng $M_t = const$ và $J_{td} = const$, khi có gió và độ nghiêng làm thay đổi giá trị $M_t = \psi(\varphi)$ phụ thuộc vào góc quay φ. Trong cơ cấu thay đổi tầm với $M_t = \psi(\varphi)$ và $J_{td} = f(\varphi)$.

2.1.1- KHỞI ĐỘNG

Đặc tính thay đổi mômen khởi động M của động cơ phụ thuộc vào đặc tính cơ học và phương pháp khởi động. Trong trường hợp truyền động từ một động cơ chung, M còn phụ thuộc vào kiểu khớp nối của cơ cấu với trục truyền động chính. Hình 2.1 cho đường cong thay đổi tốc độ góc ω, gia tốc ε và công suất N là hàm của thời gian trong thời gian tăng tốc, nếu coi $M_t = const$ và $J_{td} = const$ đối với các đặc tính thay đổi mômen khởi động (phần trái hình vẽ).

Trong trường hợp đơn giản khi mômen khởi động không đổi $M = M^{\max} = const$, mômen dư $M_{du} = M^{\max} - M_t = const$ (h.2.1,a), sự chuyển động là chuyển động với gia tốc đều có trị số không đổi của gia tốc góc ε và gia tốc dài a:

$$\varepsilon = \frac{\omega_t}{t_K} \quad \text{và} \quad a = \frac{v_t}{t_K}.$$

Khi này tốc độ góc ω, công suất tĩnh N_t và công suất toàn phần N sẽ thay đổi theo quy luật tuyến tính. Thời gian khởi động t_K và quãng đường gia tốc s_K khi nâng: $t_K = \frac{J_{td}}{M_{du}}\omega_t$

Và $$s_K = \frac{v_t}{2} t_K \qquad (2.4)$$

Điều kiện quy ước $M = const$ phù hợp với trường hợp truyền động từ một

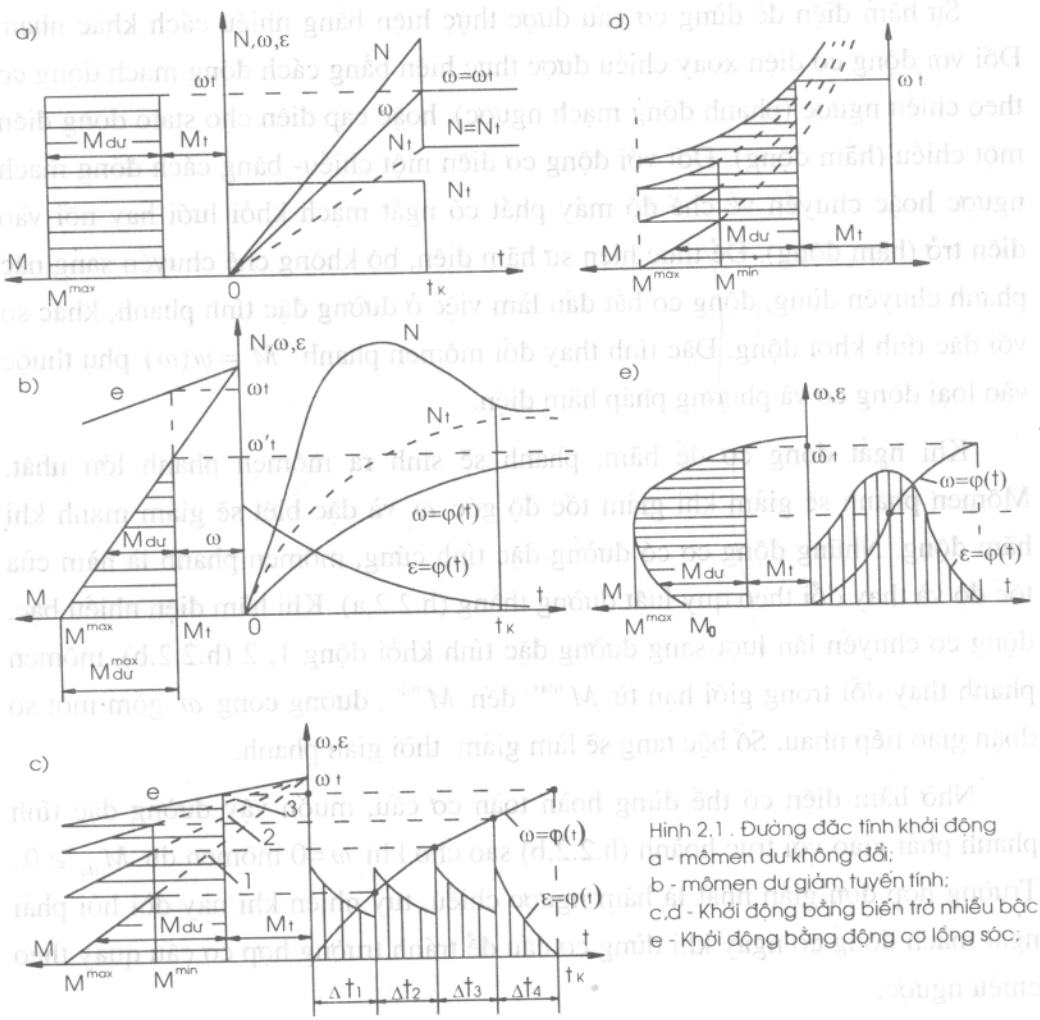
động cơ, đóng mạch cho các cơ cấu bằng ly hợp ma sát, truyền mômen xoắn không đổi.

Khi khởi động bằng biến trở, động cơ có đặc tính khởi động cứng (động cơ không đồng bộ có cổ góp hoặc động cơ điện một chiều kích từ song song), mômen dư giảm tuyến tính theo sự tăng của tốc độ góc (h.2.1,b). Khi $M = M_t$, $M_{du} = 0$, sự tăng tốc kết thúc khi đạt tốc độ ω_t' (ứng với đường đặc tính khởi động 1) nhỏ hơn tốc độ chuyển động định mức ω_t tương ứng với đường đặc tính tự nhiên e của động cơ. Tốc độ tăng theo quy luật hàm số mũ, thời gian tăng tốc đến tốc độ ($\omega = \omega_t'$) sẽ là vô cùng. Trong thực tế quy định thời gian tăng tốc t_K tính tới khi đạt tốc độ $\omega = (0,9 \div 0,95)\omega_t'$. Công suất tĩnh $N_t = M_t\omega$ sẽ thay đổi tương tự đặc tính thay đổi của ω ($M_t = const$), công suất toàn phần $N = M\omega$ lúc đầu đạt giá trị cực đại sau đó giảm dần đến giá trị N_t vì theo mức độ tăng ω, gia tốc ε sẽ giảm.

Khi khởi động bằng biến trở nhiều bậc, mômen khởi động của động cơ ở mỗi bậc thay đổi từ M_K^{max} đến M_K^{min} theo quy luật đường thẳng (h.2.1,c) đối với động cơ có đường đặc tính cứng, và theo quy luật đường cong (h.2.1,d) đối với động cơ có đường đặc tính mềm (động cơ điện một chiều kích từ nối tiếp). Số bậc biến trở phụ thuộc vào công suất động cơ và mức độ yêu cầu khởi động êm, nhưng vẫn phải bảo đảm điều kiện $M_K^{min} \geq M_{dm}$. Mỗi bậc biến trở tương ứng với đường đặc tính khởi động 1, 2, 3.. còn ở bậc cuối cùng động cơ sẽ chuyển sang làm việc ở đường đặc tính tự nhiên e. Tương ứng với các đường đặc tính mômen khởi động, đường cong tốc độ quay ω gồm các đoạn kế tiếp nhau, còn đường cong gia tốc ε có dạng hình răng cưa mà đỉnh của nó là thời điểm chuyển mạch điện trở. Khi tăng số bậc biến trở, độ chênh lệch mômen dư $\Delta M_{du} = M^{max} - M^{min}$ sẽ giảm và thời gian khởi động được rút ngắn lại.

Khi khởi động động cơ không đồng bộ rôto ngắn mạch (h.2.1,e), mômen khởi động bắt đầu tăng từ M_0 đến M^{max} sau đó giảm đến M_t. Tại điểm uốn của đường cong ω, đường cong gia tốc ε đạt cực đại. Nếu M_K^{max} có giá trị như

nhau thì sự thay đổi đặc tính khởi động (biểu đồ mômen) chỉ ảnh hưởng đến thời gian gia tốc t_K, còn giá trị ε_{max} không thay đổi. Trong trường hợp tổng quát khi $M_t \neq const$ và $J_{td} \neq const$, phương trình chuyển động (2.1) có thể giải bằng phương pháp gần đúng tích phân đồ thị (hoặc giải tích-đồ thị).



Hình 2.1. Đường đặc tính khởi động
a - mômen dư không đổi;
b - mômen dư giảm tuyến tính;
c,d - Khởi động bằng biến trở nhiều bậc
e - Khởi động bằng động cơ lồng sóc;

2.1.2- PHANH CƠ CẤU

Phanh cơ cấu có thể thực hiện bằng phương pháp cơ học, bằng điện hoặc phối hợp cả hai phương pháp trên.

Khi làm việc, nếu phanh cơ học có guốc phanh ma sát, có thể coi hệ số ma sát không phụ thuộc vào tốc độ quay, như vậy mômen phanh $M = M_p^{max} = const$. Nếu $M_t = const$ thì biểu đồ mômen dư có đặc tính thẳng tương tự hình 2.1,a và chuyển động là chậm dần đều. Thời gian phanh được xác định bằng biểu thức (2.4).

Sự hãm điện để dừng cơ cấu được thực hiện bằng nhiều cách khác nhau. Đối với động cơ điện xoay chiều được thực hiện bằng cách đóng mạch động cơ theo chiều ngược (phanh đóng mạch ngược), hoặc cấp điện cho stato dòng điện một chiều (hãm động). Đối với động cơ điện một chiều- bằng cách đóng mạch ngược hoặc chuyển về chế độ máy phát có ngắt mạch khỏi lưới hay nối vào điện trở (hãm động). Để thực hiện sự hãm điện, bộ khống chế chuyển sang nấc phanh chuyên dùng, động cơ bắt đầu làm việc ở đường đặc tính phanh, khác so với đặc tính khởi động. Đặc tính thay đổi mômen phanh $M = \psi(\omega)$ phụ thuộc vào loại động cơ và phương pháp hãm điện.

Khi ngắt động cơ để hãm, phanh sẽ sinh ra mômen phanh lớn nhất. Mômen phanh sẽ giảm khi giảm tốc độ góc ω và đặc biệt sẽ giảm mạnh khi hãm động. Những động cơ có đường đặc tính cứng, mômen phanh là hàm của tốc độ và thay đổi theo quy luật đường thẳng (h.2.2,a). Khi hãm điện nhiều bậc, động cơ chuyển lần lượt sang đường đặc tính khởi động 1, 2 (h.2.2,b), mômen phanh thay đổi trong giới hạn từ M^{max} đến M^{min}, đường cong ω gồm một số đoạn giao tiếp nhau. Số bậc tăng sẽ làm giảm thời gian phanh.

Nhờ hãm điện có thể dừng hoàn toàn cơ cấu, muốn vậy đường đặc tính phanh phải giao với trục hoành (h.2.2,b) sao cho khi ω=0 mômen dư $M_{du} \geq 0$. Trường hợp đơn giản nhất là hãm ngược chiều, tuy nhiên khi này đòi hỏi phải ngắt mạch động cơ ngay khi dừng cơ cấu để tránh trường hợp cơ cấu quay theo chiều ngược.

Khi hãm động, các đường đặc tính phanh quy tụ về gốc toạ độ (h.2.2,c,d),

vì khi ω =0 mômen phanh của động cơ ở chế độ máy phát tức là M=0.

Trong những trường hợp nếu M_t là mômen chủ động (h.2.2.c) (ví dụ phanh cơ cấu quay và di chuyển khi chuyển động cùng chiều gió), để dừng cơ cấu khi tốc độ quay $\omega_2 < \omega_t$ phải chuyển từ phanh điện sang phanh cơ học có mômen phanh M_P.

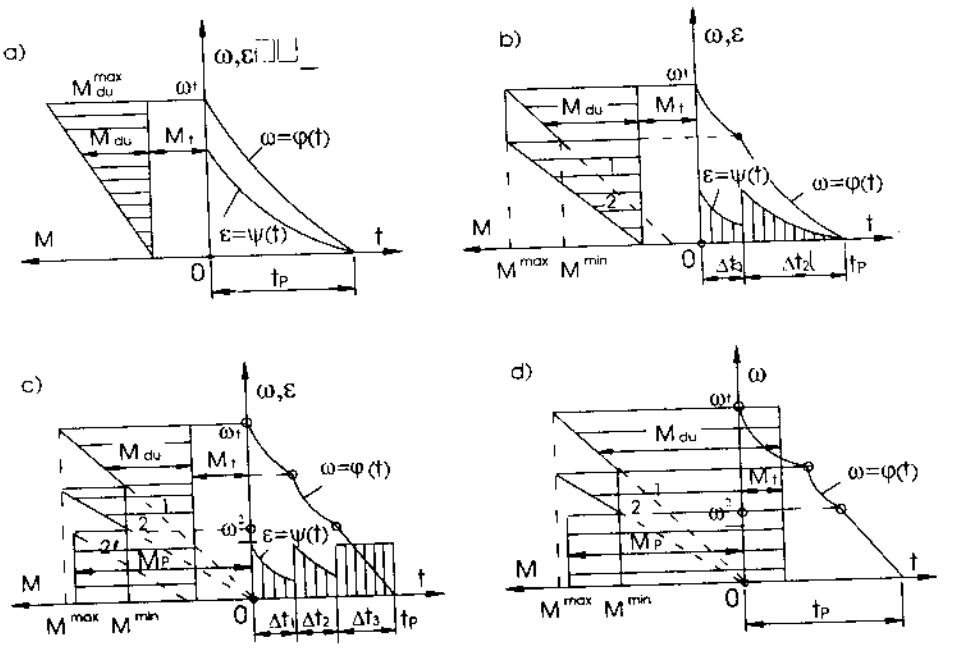
Đường cong $\varepsilon = \psi(t)$ khi này gồm một số đoạn cong (tương ứng với các bậc phanh điện) và đoạn thẳng cuối cùng ứng với phanh cơ học có mômen dư không đổi. Trong trường hợp nếu mômen M_t hỗ trợ sự phanh (h.2.2,d), cơ cấu có thể dừng trực tiếp bằng hãm điện. Tuy nhiên để giảm thời gian phanh, khi tốc độ giảm đến ω_2 sẽ chuyển từ hãm điện sang phanh cơ học.

Nếu trong sơ đồ điện không có thiết bị ngắt mạch tự động phanh, thì hãm điện và phanh cơ học không phối hợp được với nhau. Mômen phanh cơ học ở trường hợp này có thể lấy bằng mômen phanh của động cơ M^{max} sẽ tương ứng có gia tốc đều ε (h.2.2,c).

Nếu trong sơ đồ điện có thiết bị ngắt mạch tự động, thì hãm điện và phanh cơ học có thể làm việc phối hợp. Khi này trị số M_P lấy theo điều kiện để mômen dư khi làm việc phối hợp không được lớn hơn mômen dư cực đại khi hãm điện.

Giả thiết rằng khi đóng phanh, động cơ phát triển mômen phanh nhỏ nhất $M_P = M^{max} - M^{min}$, ở đây M^{max}, M^{min} là các mômen phanh của động cơ. Khi này sau khi đóng phanh, mômen dư sẽ thay đổi (h.2.2,c) theo đường $2'$ song song với đường đặc tính phanh 2 của động cơ. Khi giá trị mômen phanh thay đổi, để xác định thời gian phanh t_P ta có thể dùng phương pháp tích phân gần đúng.

Bây giờ ta xét trường hợp phức tạp: khởi động và hãm khi mômen cản tĩnh M_t và mômen quán tính J_{td} là hàm của góc xoay φ, đây là trường hợp thường gặp ở cơ cấu quay và cơ cấu thay đổi tầm với. Nếu khi này mômen khởi động (phanh) M không đổi thì trong điều kiện $M = const$; $M_t = \psi_1(\varphi)$; $J_{td} = \psi_2(\varphi)$, bài toán sẽ được giải đơn giản bằng phương pháp giải tích-đồ thị hoặc phương trình công.



Hình 2.2- Các đường đặc tính phanh

Ở cơ cấu nâng, di chuyển và quay, khi $M_t = const$ và $J_{td} = const$ (quay khi không có gió và độ nghiêng), gần đúng có thể coi khởi động và hãm điện với gia tốc và giảm tốc đều, nếu trong tính toán sẽ tính theo giá trị trung bình của mômen khởi động hoặc mômen phanh của động cơ. Khi dùng phanh cơ học đối với các cơ cấu nâng, di chuyển và quay, giả thiết $M_p = const$, $M_t = const$ và $J_{td} = const$ là đúng.

Cơ cấu thay đổi tầm với cũng dùng phương pháp tương tự nhưng cho kết quả kém chính xác hơn, vì ở đây giá trị J_{td} và M_t thay đổi khi lắc cần.

Trong điều kiện chuyển động với gia tốc (giảm tốc) đều, lực quán tính P của khối lượng có trọng lượng Q chuyển động tịnh tiến với tốc độ v sẽ gây ra mômen xoắn M'_{dit}, giá trị của nó xác định theo điều kiện cân bằng công:

$$M'_{dit}\omega = Pv.$$

Hay $$M'_{d/t} = \frac{Pv}{\omega} = \frac{Q}{g}\frac{v}{t_K}\frac{v}{\omega} = 0{,}975\frac{Qv^2}{t_K n}. \quad (2.5)$$

ở đây $\omega = \frac{\pi n}{30}$ tốc độ góc ở trục khảo sát. Đối với khối lượng quay có trọng lượng G quay với tốc độ $n_d(v/p)$, mômen xoắn sẽ bằng:

$$M'_{d/q} = J\frac{\omega}{t_K} = J\frac{\pi n}{30 t_K} = \frac{GD^2}{375 t_K}n. \quad (2.6)$$

Vì mômen quán tính J của khối lượng đối với trục quay của nó có thể biểu thị qua đường kính quán tính D :

$$J = m\left(\frac{D}{2}\right)^2 = \frac{G}{g}\frac{D^2}{4} \approx \frac{1}{40}GD^2.$$

Giá trị GD^2 gọi là mômen đà được cho trong bảng động cơ điện và khớp nối. Nếu đưa $M'_{d/t}$ và $M'_{d/q}$ về trục động cơ có tốc độ $n_d(v/p)$ và tính đến tỉ số truyền $i = n_d/n$, hiệu suất η, khi khởi động sẽ bằng:

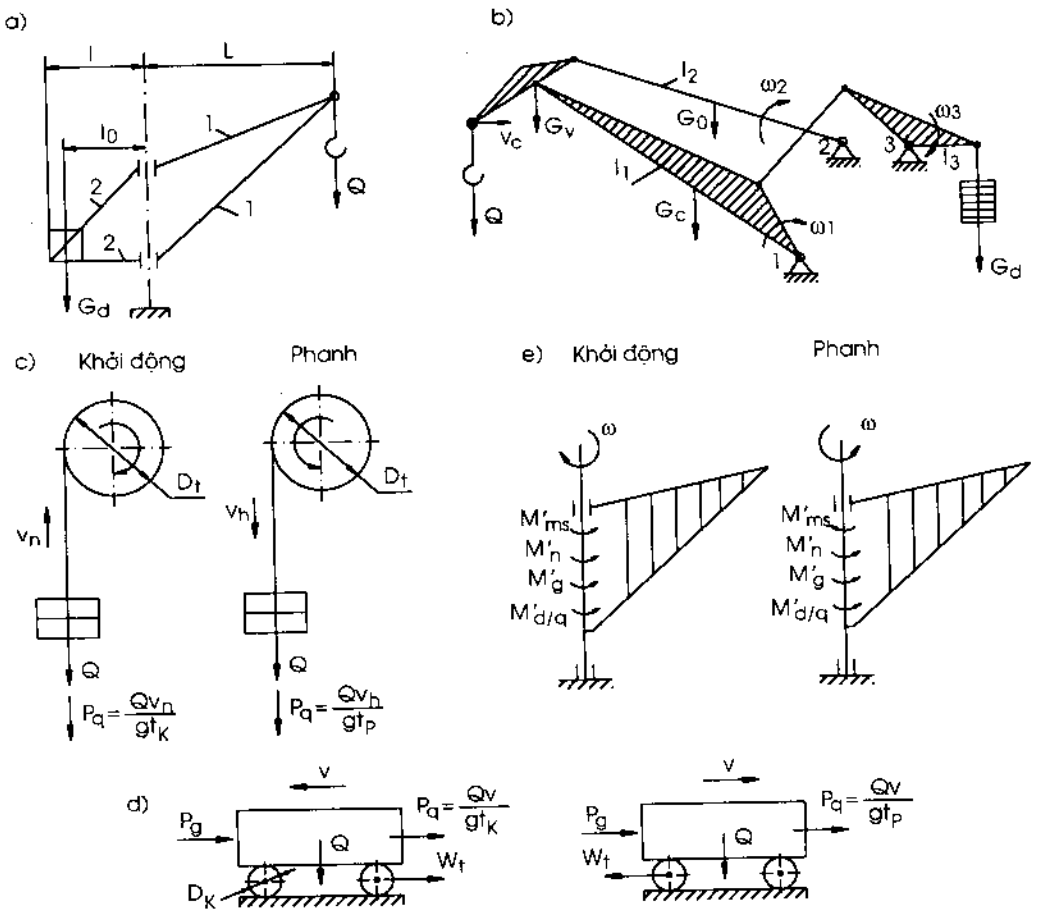
$$M_{d/t} = \frac{M'_{d/t}}{i\eta} = 0{,}975\frac{Qv^2}{t_K n_d \eta} \quad (2.7)$$

$$M_{d/q} = \frac{M'_{d/q}}{i\eta} = \frac{GD^2 n}{375 i\eta} = \frac{GD^2 n_d}{375 t_K i^2 \eta} \quad (2.8)$$

Giá trị η biểu hiện sự tổn thất ở tất cả các khâu trong mạch động lực, bao gồm ở palăng, puli dẫn hướng và tang của cơ cấu nâng. Thay các giá trị này vào (2.1) và chú ý rằng ở mạch động của cơ cấu cần trục có một số khối lượng quay, ta sẽ tìm được biểu thức xác định mômen khởi động của động cơ khi chuyển động với gia tốc đều:

$$M_K = M_t + \frac{1}{t_K}\left[0{,}975\frac{Qv^2}{n_d\eta} + \frac{n_d}{375}\sum\frac{GD^2}{i^2\eta}\right] = M_t + \frac{A}{t_K}. \quad (2.9)$$

Trong đó M_t-mômen tĩnh đối với trục động cơ, có thể dương (cản trở sự tăng tốc) hoặc âm (hỗ trở sự tăng tốc). Đối với cơ cấu nâng Q, v là trọng lượng và tốc độ của hàng; đối với cơ cấu di chuyển là trọng lượng và tốc độ của xe con hoặc cần trục; đối với cơ cấu thay đổi tầm với là trọng lượng hàng và tốc độ thay đổi tầm với (tốc độ di chuyển ngang của hàng); đối với cơ cấu quay, thành phần thứ nhất ở trong ngoặc vuông lấy bằng không. Từ biểu thức (2.9) rõ ràng là mômen do khối lượng quán tính ở các trục trung gian giảm theo mức độ xa trục động cơ và tỉ lệ nghịch với bình phương tỉ số truyền i . Ví dụ khối lượng trên trục thứ hai (tính từ động cơ) có i =3,5 tạo ra mômen qui đổi $3{,}5^2 \approx 10$ lần



Hình 2.3-Các trường hợp tính toán khi khởi động và phanh

nhỏ hơn so với cùng khối lượng nhưng đặt ở trục động cơ. Ảnh hưởng của khối lượng thứ ba khi i =10 sẽ giảm 100 lần v.v.. Vì vậy để đơn giản tính toán, có thể tính ảnh hưởng của khối lượng ở các trục trung gian bằng $10 \div 20\%$ khối lượng ở trục động cơ quay nhanh (phần ứng của động cơ GD_d^2, khớp có bánh phanh GD_K^2). Do đó có thể tính:

$$\sum \frac{GD^2}{i^2\eta} \approx 1{,}15\left(GD_d^2 + GD_K^2\right) + \frac{1}{\eta}\sum GD_q^2 \frac{1}{i^2}. \qquad (2.10)$$

Số hạng cuối của biểu thức này chỉ có ở cơ cấu quay và thay đổi tầm với, được tính theo tổng mômen đà tương đương GD_q^2 của khối lượng phần quay của cần trục hoặc tương ứng là khối lượng của thiết bị cần. Ví dụ đối với cơ cấu quay theo sơ đồ hình 2.3,a có bỏ qua mômen quán tính riêng của hàng và đối trọng, và coi khối lượng của chúng đặt ở một điểm, ta có:

$$\sum GD_q^2 \frac{1}{i^2} = 4g\left(\frac{Q}{g}L^2 + J_1 + J_2 + \frac{G_d}{g}l_0^{\,2}\right)\frac{1}{i^2},$$

Ở đây $J_1 = \frac{G_1}{g}\frac{L^2}{3}$ và $J_2 = \frac{G_2}{g}\frac{l^2}{3}$ mômen quán tính của khối lượng các thanh 1và 2 có trọng lượng G_1, G_2, đối với trục quay cần trục.

Đối với cơ cấu thay đổi tầm với theo sơ đồ hình 2.3,b, nếu coi trọng lượng vòi đặt vào đầu cần còn trọng lượng đối trọng đặt vào đòn gánh đối trọng có trục quay 3 (bỏ qua khối lượng đòn gánh) ta có:

$$\sum \frac{GD_q^2}{i^2} = 4g\left[\frac{G_v}{g}l_1^2\left(\frac{\omega_1}{\omega_d}\right)^2 + J_1\left(\frac{\omega_1}{\omega_d}\right)^2 + J_2\left(\frac{\omega_2}{\omega_d}\right)^2 + \frac{G_d}{g}l_3^{\,2}\left(\frac{\omega_3}{\omega_d}\right)^2\right],$$

trong đó $J_1 \approx \frac{G_c}{g}\frac{l_1}{3}$; $J_2 = \frac{G_0}{g}\frac{l_2^{\,2}}{3}$ - mômen quán tính của khối lượng cần có trọng lượng G_c và giằng G_0 đối với trục quay 1 và 2 có tốc độ góc ω_1 và ω_2, tốc độ của động cơ ω_d (trong thời kỳ chuyển động ổn định).

Khi phanh, các lực cản có hại (ma sát) lại hỗ trợ sự dừng cơ cấu. Để xác định

mômen phanh của phanh, ta có thể dùng công thức (2.9) khi đưa η lên tử số:

$$M_P = M_t + \frac{1}{t_P}\left[0{,}975\frac{Qv^2}{n_d}\eta + \frac{n_d}{375}\sum\frac{GD^2}{i^2}\eta\right] = M_t + \frac{B}{t_P}. \qquad (2.11)$$

Mômen tĩnh M_t có thể dương (chống lại sự dừng) hoặc âm (hỗ trợ sự dừng). Sự treo mềm hàng bằng cáp gây ra sự lắc hàng khi khởi động hoặc hãm cơ cấu di chuyển, quay và thay đổi tầm với. Vì vậy nó có ảnh hưởng đến thời gian khởi động t_K (hoặc thời gian phanh t_P) và quãng đường khởi động, phanh s_K, s_P tương ứng.

Biểu thức (2.9) và (2.11) tính chung cho tất cả các cơ cấu. Từ các biểu thức này ta có thể:

- Xác định mômen khởi động M_K và mômen phanh cần thiết M_P (để chọn động cơ và phanh) theo thời gian khởi động t_K hoặc thời gian phanh t_P quy định trước.

- Xác định thời gian khởi động t_K và phanh t_P theo mômen khởi động đã biết của động cơ hoặc mômen phanh của phanh.

Cần chú ý rằng ở chế độ khởi động các lực cản có hại (hệ số ma sát, hiệu suất, lực cản chuyển động v.v.) lấy cao hơn trường hợp phanh, vì các lực cản này cản trở sự gia tốc và hỗ trợ cho sự dừng máy. Theo đặc điểm tính toán, các mômen khởi động và mômen phanh được quy định riêng cho từng cơ cấu.

1- Cơ cấu nâng (hình 2.3,c)

Mômen khởi động lớn nhất xuất hiện khi nâng, khi đó trọng lượng hàng và lực quán tính P_q tác dụng cùng hướng. Trong trường hợp này mômen tĩnh trên trục động cơ do trọng lượng hàng sẽ bằng:

$$M_t = \frac{QD_t}{2mi\eta},$$

Ở đây m: bội suất của palăng, D_t: đường kính tang.

Mômen phanh lớn nhất M_P^{max} xuất hiện trong trường hợp phanh khi hạ hàng, khi này lực quán tính được cộng với trọng lượng hàng. Mômen tĩnh trên trục động cơ do trọng lượng hàng gây ra:

$$M_t = \frac{QD_t}{2mi}\eta.$$

Giá trị M_P^{max} phải được xác định khi tốc độ hạ lớn nhất v_h (ứng với tốc độ quay của động cơ n_d), mômen này có thể lớn hơn khi nâng. Để đảm bảo an toàn, trong tính toán phải đưa vào hệ số dự trữ phanh (hệ số an toàn) ψ, vì vậy phải thoả mãn điều kiện: $M_P^{max} \geq \psi M_t$,

trong đó $\psi = 1,5$ ở chế độ làm việc nhẹ; $\psi = 1,75$ ở chế độ làm việc trung bình; $\psi = 2$ ở chế độ làm việc nặng và $\psi = 2,5$ - chế độ làm việc rất nặng.

2- Cơ cấu di chuyển (hình 2.3,d)

Mômen khởi động lớn nhất khi khởi động ngược chiều gió; lực cản chuyển động W_t lực gió P_g lực quán tính P_q sẽ cản trở chuyển động, khi này

$$M_t = \frac{(W_t + P_g)}{i\eta}\frac{D_K}{2},$$

Ở đây D_K đường kính bánh xe di chuyển.

Mômen phanh lớn nhất M_P^{max} cần thiết để hãm khi di chuyển theo chiều gió, trong trường hợp đó P_g và P_q cản trở sự hãm còn W_t hỗ trợ sự hãm. Khi này mômen tĩnh mà phanh phải khắc phục:

$$M_t = \frac{(P_g - W_t)}{i}\frac{D_K}{2}\eta,$$

Trong đó cần lấy $W_t = W_t^{min}$ không tính đến ma sát ở gờ bánh xe. Nếu $P_g < W_t$ thì mômen tĩnh không phải là mômen chủ động mà là mômen phanh (hỗ trợ sự phanh), còn lực cản ở cơ cấu sẽ làm tăng giá trị của nó. Vì vậy khi $P_g < W_t$ (giá trị $M_t < 0$) sẽ chuyển η xuống mẫu số.

3- Cơ cấu quay (hình 2.3,e)

Mômen khởi động lớn nhất khi khởi động ngược chiều gió và độ nghiêng. Khi này mômen do gió M'_g, do độ nghiêng M'_n, do ma sát ở các ổ đỡ M'_{ms} và do lực quán tính của phần quay $M_{d/q}$ sẽ cản trở sự quay

Khi đó : $$M_t = \frac{M'_{ms} + M'_g + M'_n}{i\eta}.$$

Khi phanh giá trị M_P^{max} cần thiết để hãm trong điều quay theo chiều gió và độ nghiêng. Trong điều kiện này mômen tĩnh cần thiết mà phanh phải khắc phục sẽ bằng:

$$M_t = \frac{M'_g + M'_n - M'_{ms}}{i}\eta.$$

Nếu $M'_{ms} > M'_g + M'_n$ thì mômen tĩnh là mômen phanh và giá trị η được đưa về mẫu số.

4- Cơ cấu thay đổi tầm với (h.2.3,b)

Mômen tĩnh M_t phụ thuộc góc nghiêng của cần là đặc điểm của cơ cấu thay đổi tầm với. M_t được xác định theo kiểu thiết bị cần và loại cơ cấu thay đổi tầm với.

Mômen khởi động lớn nhất cần thiết khi nâng cần ngược chiều gió và có độ nghiêng, còn mômen phanh lớn nhất xuất hiện khi hạ cần theo chiều gió và độ nghiêng. Ngoài ra phanh còn phải đảm bảo giữ được cần không có hàng khi bão, do đó quy định hệ số an toàn $\psi = 2$ tức là $M_P \geq 2M_t^{max}$ ở trạng thái làm việc.

Các công thức trình bày ở trên cho phép xác định thời gian và quãng đường khởi động hoặc phanh theo giá trị đã cho của mômen khởi động của động cơ được chọn, hoặc mômen phanh của phanh ở các điều kiện làm việc khác nhau (ví dụ không có gió, hàng không đủ tải v.v.). Khi tính toán, cần chú ý một số loại phanh mà giá trị mômen phanh của nó có thể thay đổi phụ thuộc vào chiều quay của bánh phanh, và tốc độ hạ có thể lớn hơn tốc độ nâng.

Ở cơ cấu di chuyển và quay, nếu mômen ma sát M_{ms} lớn hơn tổng mômen do gió M_g và độ nghiêng M_n, thì phanh không làm việc, vì $M_t = M_g + M_n - M_{ms} < 0$. Thời gian phanh trong trường hợp này được tính theo biểu thức (2.11) với $M_P = 0$.

Trong quá trình gia tốc (hoặc hãm điện), mômen khởi động (phanh) của động cơ điện có biến trở khởi động sẽ thay đổi trong giới hạn $M_K^{max} \approx M_{dc}^{max}$ và

$M_K^{min} \approx M_{dm}$, ở đây M_{dm} -mômen định mức của động cơ. Bằng cách chọn biến trở khởi động (phanh) phù hợp, chúng ta có thể hạn chế được giá trị lớn nhất của mômen khởi động (phanh) nhỏ hơn giá trị M_{dc}^{max}.

Do giá trị mômen thay đổi, nên khi xác định thời gian gia tốc t_K theo biểu thức (2.9) sẽ lấy giá trị trung bình của mômen khởi động. Gần đúng có thể lấy $M_K^{tb} \approx 1{,}5M_{dm}$ đối với động cơ ba pha rôto dây quấn; $M_K^{tb} \approx 0{,}8M_{dc}^{max}$ đối với động cơ lồng sóc; $M_K^{tb} \approx 1{,}7M_{dm}$ đối với động cơ điện một chiều kích từ song song và $M_K^{tb} \approx 1{,}8M_{dm}$ -kích từ nối tiếp.

Giá trị tính toán M_{dc}^{max} (ở chế độ động cơ và phanh) có tính đến sự giới hạn của thiết bị bảo vệ được lấy vào khoảng $0{,}75 \div 0{,}8$ giá trị cho trong lý lịch máy. Những số liệu này cũng được áp dụng cho phanh điện. Khi sử dụng phanh cơ học, giá trị mômen phanh trong thời gian phanh có thể tính là hằng số.

Các công thức nhận được ở trên có thể dùng để xác định mômen khởi động và mômen phanh cần thiết nếu quy định trước t_K, t_P. Trong trường hợp này, từ các biểu thức (2.9) và (2.11) ta có thể xác định được giá trị trung bình của mômen khởi động và mômen phanh trong thời gian khởi động và hãm.

Mômen cần thiết lớn nhất của động cơ M_{dc}^{max} sẽ lớn hơn mômen khởi động M_K^{tb} hoặc mômen phanh trung bình M_P^{tb} của động cơ (khi hãm điện). Để chọn động cơ theo điều kiện khởi động (phanh), khi này có thể lấy theo tương quan giữa mômen khởi động (phanh) trung bình và mômen định mức của động cơ như đã cho ở trên.

Để xác định mômen khởi động và mômen phanh cần thiết có thể lấy: đối với cơ cấu nâng thời gian khởi động (phanh) tính toán $t_K = 1 \div 2s$; đối với cơ cấu di chuyển, quay và thay đổi tầm với (là các cơ cấu mà khối lượng quán tính của cần trục có ảnh hưởng lớn) $t_K = 3 \div 10s$ phụ thuộc vào tốc độ chuyển động, giá trị khối lượng chuyển động và tình trạng có tải trọng gió hay không.

Việc lựa chọn giá trị t_K, t_P cần phải tính đến ảnh hưởng của nó đến năng suất của cần trục, đến tải trọng động và quãng đường (góc xoay) khởi động s_K

hay phanh s_P. Trong một số trường hợp phải được giới hạn tuỳ theo điều kiện cụ thể. Cần chú ý rằng sự lắc hàng cũng ảnh hưởng đến giá trị s_K, s_P. Ngoài ra, ở cơ cấu di chuyển giá trị nhỏ nhất của t_K, t_P phải được giới hạn theo điều kiện bám của bánh xe truyền động với ray, vì khi gia tốc quá lớn của khối lượng xe con sẽ gây ra sự quay trượt bánh xe truyền động.

Nếu động cơ và phanh được chọn có dự trữ công suất quá lớn sẽ có hại, vì sẽ làm tăng tải trọng động. Khi thay đổi đột ngột chế độ làm việc của cơ cấu (ví dụ chịu ảnh hưởng lớn của tải trọng gió) và cả khi để tăng tính an toàn (ví dụ để vận chuyển kim loại lỏng), nên sử dụng phanh hai cấp ở dạng hai phanh, thời gian đóng phanh cách nhau khoảng $2 \div 3s$.

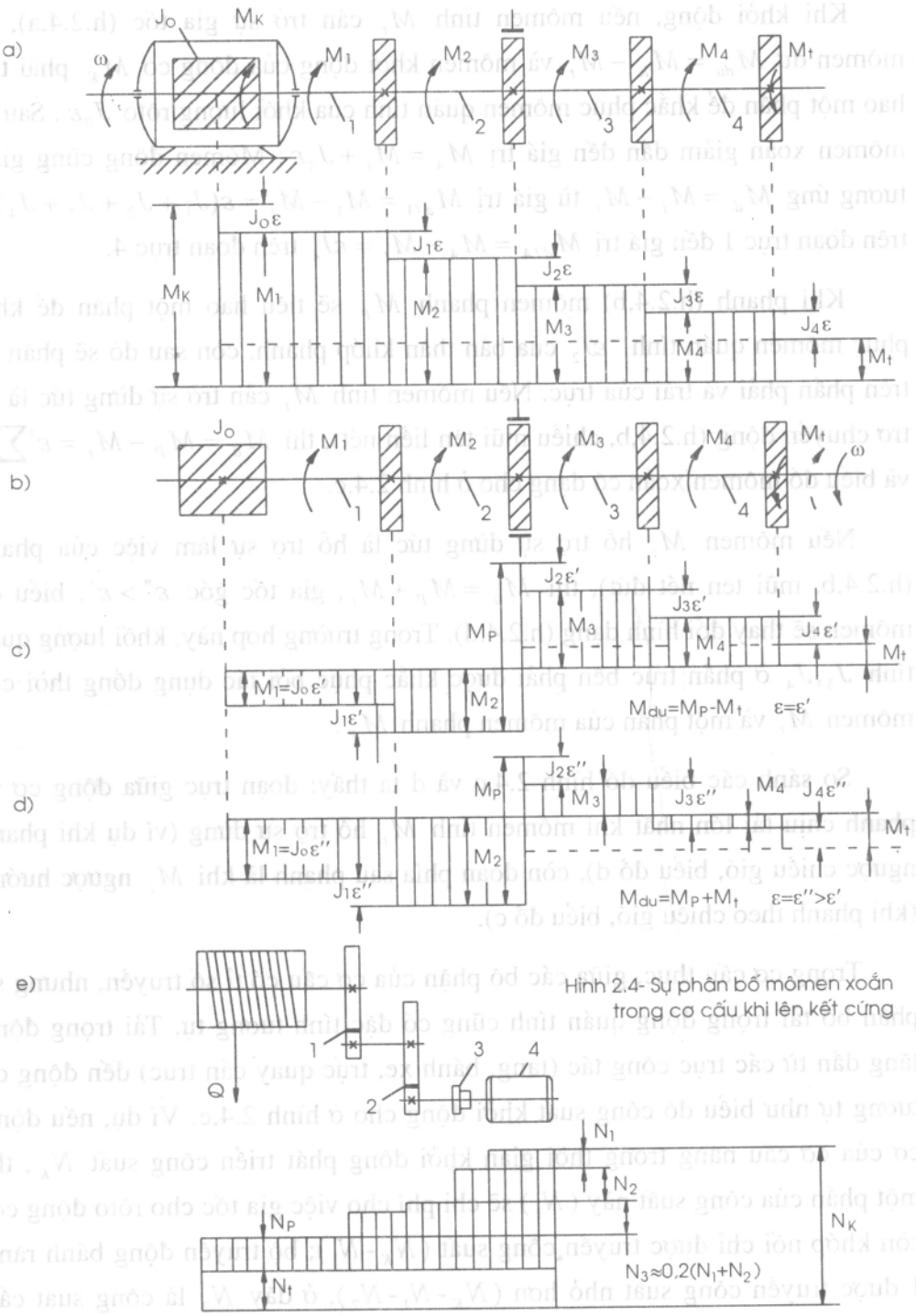
§2.2- TẢI TRỌNG ĐỘNG QUÁN TÍNH CỦA CƠ CẤU

Mỗi cơ cấu có một số khối lượng nối với nhau bằng trục, khớp nối, cáp v.v. (gọi là các liên kết). Nếu bỏ qua biến dạng đàn hồi của các liên kết và coi chúng là tuyệt đối cứng, thì tất cả các khối lượng sẽ tăng tốc hoặc giảm tốc đồng thời. Tải trọng động trong các bộ phận của cơ cấu gây ra do tác dụng của mômen dư, trong trường hợp này chỉ được xác định theo trị số của mômen dư mà không phụ thuộc vào tốc độ thay đổi của nó. Tải trọng động này được gọi là tải trọng động quán tính.

Tải trọng động quán tính phân bố không đều giữa các bộ phận của cơ cấu, nó giảm dần khi càng xa vị trí đặt mômen khởi động hoặc phanh.

Để minh hoạ nguyên tắc này, trên hình 2.4 cho biểu đồ mômen xoắn trục của hệ gồm năm khối lượng có mômen quán tính J_0 (phần ứng của động cơ); J_1 (nửa khớp phanh), J_2 (bánh phanh); J_3 (bộ truyền), J_4: khối lượng di động (hàng, xe con, phần quay, cần trục). Các khối lượng này nối với nhau bằng trục tuyệt đối cứng và quay đồng bộ với tốc độ góc ω và gia tốc góc:

$$\varepsilon = \frac{M_{du}}{J_{td}} = \frac{M_{du}}{J_0 + J_1 + J_2 + J_3 + J_4}$$



Hình 2.4- Sự phân bố mômen xoắn trong cơ cấu khi liên kết cứng

Khi khởi động, nếu mômen tĩnh M_t cản trở sự gia tốc (h.2.4,a), thì mômen dư $M_{du} = M_K - M_t$ và mômen khởi động của động cơ M_K phải tiêu hao một phần để khắc phục mômen quán tính của khối lượng rôto $J_0\varepsilon$. Sau đó mômen xoắn giảm dần đến giá trị $M_4 = M_t + J_4\varepsilon$; Mômen động cũng giảm tương ứng $M_d = M_i - M_t$ từ giá trị $M_{d/1} = M_1 - M_t = \varepsilon(J_1 + J_2 + J_3 + J_4)$ ở trên đoạn trục 1 đến giá trị $M_{d/4} = M_4 - M_t = \varepsilon J_4$ trên đoạn trục 4.

Khi phanh (h.2.4,b) mômen phanh M_P sẽ tiêu hao một phần để khắc phục mômen quán tính εJ_2 của bản thân khớp phanh, còn sau đó sẽ phân bố trên phần phải và trái của trục. Nếu mômen tĩnh M_t cản trở sự dừng tức là hỗ trợ chuyển động (h.2.4,b, chiều mũi tên liền nét), thì $M_d = M_P - M_t = \varepsilon'\sum J$ và biểu đồ mômen xoắn có dạng cho ở hình 2.4,c.

Nếu mômen M_t hỗ trợ sự dừng tức là hỗ trợ sự làm việc của phanh (h.2.4,b, mũi tên nét đứt), thì $M_d = M_P + M_t$, gia tốc góc $\varepsilon'' > \varepsilon'$, biểu đồ mômen sẽ thay đổi hình dạng (h.2.4,d). Trong trường hợp này, khối lượng quán tính J_3, J_4 ở phần trục bên phải được khắc phục bởi tác dụng đồng thời của mômen M_t và một phần của mômen phanh M_P.

So sánh các biểu đồ hình 2.4,c và d ta thấy: đoạn trục giữa động cơ và phanh chịu tải lớn nhất khi mômen tĩnh M_t hỗ trợ sự dừng (ví dụ khi phanh ngược chiều gió, biểu đồ d), còn đoạn phía sau phanh là khi M_t ngược hướng (khi phanh theo chiều gió, biểu đồ c).

Trong cơ cấu thực, giữa các bộ phận của cơ cấu có tỉ số truyền, nhưng sự phân bố tải trọng động quán tính cũng có đặc tính tương tự. Tải trọng động tăng dần từ các trục công tác (tang, bánh xe, trục quay cần trục) đến động cơ tương tự như biểu đồ công suất khởi động cho ở hình 2.4,e. Ví dụ, nếu động cơ của cơ cấu nâng trong thời gian khởi động phát triển công suất N_K, thì một phần của công suất này (N_1) sẽ chi phí cho việc gia tốc cho rôto động cơ, còn khớp nối chỉ được truyền công suất (N_K - N_1); bộ truyền động bánh răng 1 được truyền công suất nhỏ hơn (N_K - N_1 - N_2), ở đây N_2 là công suất cần thiết để gia tốc cho khớp nối.

Để gia tốc cho khối lượng của bộ truyền 1 và 2 cần chi phí công suất $N_3 \approx 0{,}2(N_1 + N_2)$, như vậy trục tang sẽ chỉ được truyền công suất tĩnh N_t và công suất N_P để gia tốc cho hàng Q, tức là nhỏ hơn nhiều so với công suất khởi động của động cơ. Bằng cách tương tự tính từ động cơ đến trục công tác hay ngược lại, ta có thể xác định được tải trọng động quán tính ở mỗi bộ phận của cơ cấu.

Từ phương trình (2.9) và (2.11), ta nhận thấy: mômen dư của động cơ (phanh) M_{du} dùng để gia tốc (hãm) cho từng bộ phận của cơ cấu tỉ lệ với mômen quán tính tương đương của chúng $J_{td/1}, J_{td/2}$..., tức là tổng của nó bằng J_{td}.

Do đó nếu viết lại biểu thức (2.9) và (2.11) ở dạng tổng quát:

$$M_{du} = M_K - M_t = \frac{A_0 + A_1 + A_2 + \ldots + A_n}{t_K} = \frac{A}{t_K};$$

$$M_{du} = M_P - M_t = \frac{B_0 + B_1 + B_2 + \ldots + B_n}{t_P} = \frac{B}{t_P}, \qquad (2.12)$$

thì ở mỗi khâu x sẽ tiêu hao một phần mômen khởi động dư $M_{du}A_x / A$ hoặc mômen phanh dư $M_{du}B_x / B$. Khi tính tổng chi phí mômen dư trên mạch động từ khâu x đến n (khâu cuối cùng tính từ động cơ hoặc phanh), ta có thể tìm được giá trị mômen tổng truyền bằng khâu x khi gia tốc:

$$M_x = M_{t/x} + M_{d/x} = \left\{ M_t + M_{du} \frac{\sum_x^n A_x}{A} \right\} i_x \eta_x \qquad (2.13)$$

Khi phanh $$M_x = M_{t/x} + M_{d/x} = \left\{ M_t + M_{du} \frac{\sum_x^n B_x}{B} \right\} \frac{i_x}{\eta_x}, \qquad (2.14)$$

Ở đây $M_{t/x}, M_{d/x}$ - mômen tĩnh và động được truyền bằng khâu x; i_x, η_x- tỉ số truyền và hiệu suất bộ truyền từ động cơ hoặc phanh đến khâu x.

Bằng cách này, khi biết M_{dc}^{max} và M_p ta có thể xác định giá trị M_x^{max} để tính độ bền của từng bộ phận trong cơ cấu. Ví dụ để tính cặp bánh răng số 1 (h.2.4,e)

$$M^{max} = M_t + M_{du}\frac{0{,}975\dfrac{Qv^2}{n_d\eta} + 0{,}2\left(GD_d^2 + GD_K^2\right)}{0{,}975\dfrac{Qv^2}{n_d\eta} + 1{,}2\left(GD_d^2 + GD_K^2\right)}.$$

Ở cơ cấu nâng, mômen quán tính của rôto động cơ và khớp nối có bánh phanh chiếm phần chủ yếu của mômen quán tính tương đương. Vì vậy tải trọng động quán tính trong các bộ phận của cơ cấu nâng đặt phía sau phanh- động cơ tương đối nhỏ.

Trong cơ cấu di chuyển và quay, tất cả các bộ phận của cơ cấu chịu tải trọng quán tính tương đối lớn. Vì ở trường hợp này, trị số mômen quán tính tổng phụ thuộc chủ yếu vào tác động của khối lượng cần trục và phần quay của nó đặt xa nhất so với động cơ và phanh của cơ cấu.

Cần nhớ rằng động cơ và phanh luôn luôn phát triển mômen khởi động M_{dc}^{max} và mômen phanh M_p cực đại. Vì vậy khi giảm trị số dương của mômen tĩnh M_t sẽ tăng mômen khởi động dư $M_{du} = M_{dc}^{max} - M_t$ hoặc mômen phanh dư $M_{du} = M_p - M_t$, dó đó sẽ tăng gia tốc và tải trọng động. Tuy nhiên điều đó không có nghĩa là mômen tổng $M_x = M_{t/x} + M_{d/x}$ tác dụng lên các bộ phận của cơ cấu sẽ tăng. Nếu không tính đến dao động đàn hồi thì $M_x = M_x^{max}$ khi $M_t = M_t^{max}$.

§2.3- ẢNH HƯỞNG CỦA LIÊN KẾT ĐÀN HỒI

Nếu như lực (mômen) khởi động và phanh là các lực tĩnh, tức là chúng tăng, giảm từ từ thì biến dạng của liên kết đàn hồi giữa các khối lượng xảy ra cũng chậm, nên tải trọng động trong liên kết đàn hồi và liên kết cứng như nhau.

Khi tác dụng đột ngột hoặc thay đổi nhanh trị số lực và mômen khởi động hay phanh sẽ xuất hiện dao động của các liên kết (dao động xoắn trục, dao động dọc của các thanh kéo v.v.). Tải trọng động tăng thêm này được gọi là tải trọng động đàn hồi.

Khảo sát hệ hai khối lượng (hình 2.5), khối lượng m_1 chịu tác dụng của mômen chủ động biến đổi M_{dc} còn mômen tĩnh không đổi $M_{t/x}$ đặt vào khối lượng m_2. Nếu hai khối lượng liên kết cứng (hình 2.5,a), chúng sẽ chuyển động với cùng tốc độ và gia tốc $\varepsilon = \dfrac{M_{dc} - M_{t/x}}{J_1 + J_2}$, mômen xoắn ở liên kết cứng sẽ bằng: $M_x = M_{t/x} + J_2\varepsilon$.

Khi liên kết đàn hồi (h.2.5,b), lúc đầu chỉ khối lượng m_1 chuyển động và gây ra biến dạng của liên kết. Liên kết chịu tác dụng của mômen $M'_x = \varphi_1 c$, ở đây φ_1 - góc xoay của khối lượng m_1, còn c - độ cứng của kiên kết. Khối lượng m_2 bắt đầu chuyển động khi trị số M'_x lớn hơn mômen cản tĩnh $M_{t/x}$. Sau đó cả hai khối lượng sẽ chuyển động với gia tốc và tốc độ khác nhau. Mômen tác dụng vào liên kết: $M'_x = (\varphi_1 - \varphi_2)c$.

Phương trình vi phân chuyển động của hai khối lượng ở thời kỳ này có dạng:

$$M_{dc} = M'_x + J_1\ddot{\varphi}_1 = c(\varphi_1 - \varphi_2) + J_1\ddot{\varphi}_1;$$
$$M_{t/x} = M'_x - J_2\ddot{\varphi}_2 = c(\varphi_1 - \varphi_2) - J_2\ddot{\varphi}_2.$$

Trên hình 2.5,c cho biểu đồ biến đổi mômen M'_x và M_x trong thời gian tăng tốc t_K.

Trong thời gian T tăng tuyến tính của mômen chủ động M_{dc}, mômen trong liên kết đàn hồi M'_x tăng theo dạng sóng, lúc đầu dao động xung quanh giá trị gia tăng M_{dc} (trong khoảng thời gian t_1 trước khi khối lượng m_2 chuyển

động), sau đó dao động so với giá trị gia tăng tuyến tính M_x (thời gian t_2 khi $M_{dc} > M_{t/x}$). Biên độ dao động M'_x luôn luôn tăng và giá trị M'_x đạt cực đại vào lúc bắt đầu thời kỳ t_3 khi mômen chủ động trở thành hằng số. Sau khi $M_{dc} = const$, tác dụng của lực kích động (số gia của mômen chủ động) bị ngừng lại, dao động sẽ tắt dần, giá trị M'_x tiến dần đến giá trị M_x. Trong thời gian t_4 khi mômen chủ động giảm đến giá trị $M_{dc} = M_{t/x}$, dao động lại bắt đầu tăng nhưng ít nguy hiểm vì lực quán tính cũng giảm. Nếu thời gian t_3 nhỏ hơn một nửa chu kỳ dao động riêng τ (của liên kết đàn hồi giữa hai khối lượng m_1 và m_2) thì giá trị M'_x có thể không kịp đạt giá trị cực đại. Trong quá trình phanh cũng xảy ra hiện tượng tương tự.

Vì vậy mômen M'_x tác dụng vào liên kết đàn hồi là trị số biến đổi, nó dao động với biên độ ΔM_x với chu kỳ τ xung quanh giá trị trung bình $M_x = M_{t/x} + M_{d/x}$, tương ứng với trường hợp liên kết cứng. Trong trường hợp tổng quát, giá trị M_x được xác định theo biểu thức (2.13) và (2.14) là tổng của mômen tĩnh $M_{t/x}$ và mômen động quán tính do tác dụng của mômen dư của động cơ hoặc phanh.

Biên độ dao động ΔM_x phụ thuộc vào tốc độ gia tăng mômen dư (do đó phụ thuộc vào M_x), nó được coi như một phần giá trị M_x tức là $\Delta M_x = kM_x$.

Vì vậy ở dạng tổng quát có thể viết:

$$M'_x = M_x \pm \Delta M_x = M_x(1 \pm k) = k_d M_x. \qquad (2.15)$$

Khi $k = \pm 1$ lực trong liên kết có thể tăng gấp đôi hoặc giảm đến không.

Trong trường hợp khởi động (phanh) có biến trở, có thể tính M_x theo giá trị mômen khởi động trung bình của động cơ (chứ không phải mômen lớn nhất) vì mômen cực đại chỉ tác dụng ngắn hạn.

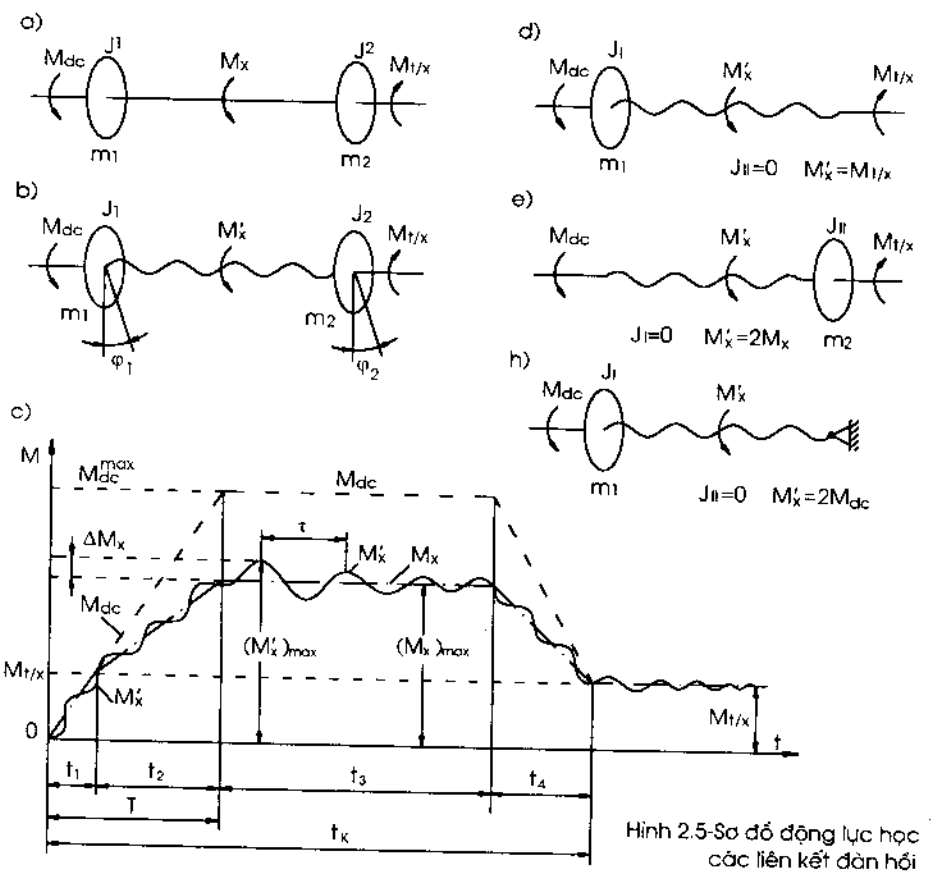
Khi đặt tức thời mômen chủ động (phanh) ($T = 0$) sinh ra tải trọng động lớn nhất. Nếu liên kết đàn hồi không có ứng suất ban đầu ($M_x = 0$ khi $t = 0$), từ phương trình vi phân chuyển động trong trường hợp $M_{dc} = const$ (nửa sóng dao động thứ nhất lúc bắt đầu thời gian t_3), ta tìm được biểu thức xác định mômen cực đại ở liên kết đàn hồi:

$$M'_x = M_x\left(1 + k'_y\right). \tag{2.16}$$

Hệ số ảnh hưởng của liên kết đàn hồi :

$$k'_y = \sqrt{1 - \left(\frac{M_{t/x}}{M_x}\right)^2 \frac{1}{1 + \frac{J_{II}}{J_I}}} \tag{2.17}$$

Biểu thị ảnh hưởng động lực của phương pháp đặt lực chủ động đến tải trọng của liên kết đàn hồi. Các mômen quán tính J_I và J_{II} là tổng mômen quán tính tương đương của các khối lượng đặt ở hai chiều so với liên kết đàn hồi đang khảo sát, J_I bao gồm các khối lượng ở phía mômen chủ động (phanh).

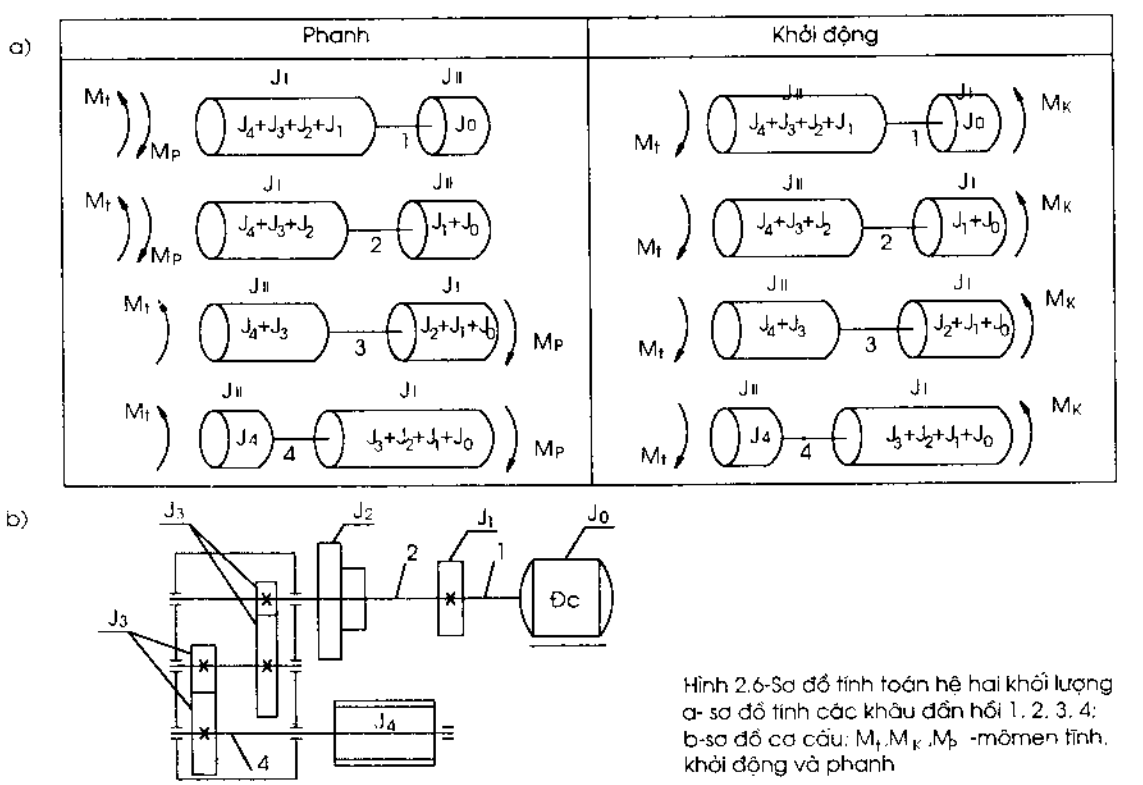


Hình 2.5-Sơ đồ động lực học các liên kết đàn hồi

Trên hình 2.6 giới thiệu các sơ đồ tính toán hệ hai khối lượng (ở chế độ khởi động và phanh) đối với các bộ phận 1, 2, 3, 4 của cơ cấu có năm khối lượng tương ứng với mômen quán tính J_0 (động cơ), J_1 (bán khớp), J_2 (bánh phanh), J_3 (hộp giảm tốc) và J_4 (khối lượng di động là hàng, xe con, cần trục, phần quay hay thiết bị cần). Ví dụ đối với liên kết thứ 2 (trục vào của hộp giảm tốc) khi khởi động $J_I = J_0 + J_1$ và $J_{II} = J_2 + J_3 + J_4$, còn khi phanh $J_I = J_2 + J_3 + J_4$ và $J_{II} = J_0 + J_1$.

Giá trị k'_v ở hệ hai khối lượng không phụ thuộc vào độ cứng của kiên kết và tăng cùng với sự tăng của giá trị J_{II} / J_I và giảm của $M_{t/x} / M_x$.

Trong trường hợp khi $M_{t/x} / M_x = 0$ hoặc $J_{II} / J_I = \infty$ (hình 2.5,e) thì $k'_v = 1$, do đó tải trọng của liên kết đàn hồi $M'_v = M_x$ tăng gấp đôi so với tải trọng của liên kết cứng.



Hình 2.6-Sơ đồ tính toán hệ hai khối lượng
a- sơ đồ tính các khâu đàn hồi 1, 2, 3, 4;
b-sơ đồ cơ cấu: M_t,M_K,M_P -mômen tĩnh, khởi động và phanh

Trong trường hợp (h.2.5,d) khi $J_{II} = 0$, mômen $M_{t/x} = M_x$, $k'_y = 0$ và $M'_x = M_x = M_{t/x}$.

Nếu $J_{II} << J_I$ thì có thể tính:

$$k'_y \approx \sqrt{1 - \left(\frac{M_{t/x}}{M_x}\right)^2}. \tag{2.18}$$

Tỉ số giữa các mômen tìm được từ biểu thức (2.13) và (2.14) trong trường hợp khởi động sẽ bằng:

$$k'_y \approx \sqrt{1 - \left(\frac{M_{t/x}}{M_x}\right)^2}$$

Tỉ số giữa các mômen tìm được từ biểu thức (2.13) và (2.14) trong trường hợp khởi động sẽ bằng:

$$\frac{M_x}{M_{t/x}} = 1 + \frac{M_{du}}{M_{t/x}} \frac{\sum A_x}{A} i_x \eta_x \tag{2.19}$$

và khi phanh:

$$\frac{M_x}{M_{t/x}} = 1 + \frac{M_{du}}{M_{t/x}} \frac{\sum B_x}{B} \frac{i_x}{\eta_x}. \tag{2.20}$$

Trong trường hợp ngẫu nhiên, nếu đặt vào khối lượng m_2 mômen cản quá lớn $M_{t/x} > M_{dc}$ thì khối lượng m_2 và liên kết đàn hồi sẽ không chuyển động. Sơ đồ tính toán (hình 2.5,h) sẽ tương ứng với hệ một khối lượng, mômen M'_x đạt giá trị $M'_x = 2M_{dc}$.

Khi tăng từ từ mômen chủ động (phanh) M_{dc}, biên độ dao động của mômen M'_x bị giảm so với giá trị của nó khi $T = 0$ và M'_x được xác định gần đúng theo biểu thức:

$$M'_x = M_x\left(1 + k'_y k_t\right) \tag{2.21}$$

Ở đây k_t là hệ số tăng tải trọng:

$$k_t = \frac{\tau}{\pi T} \sin \frac{\pi T}{\tau}. \tag{2.22}$$

Hệ số k_t cho ở hình 5.2 là hàm chu kỳ tắt dần theo tỉ số thời gian tăng mômen chủ động T so với chu kỳ dao động riêng của hệ τ.

Vì xác định chính xác tỉ số T/τ rất khó nên khi $T > 0{,}5\tau$ có thể xác định giá trị k_t theo đường cong bao (h.5.2) có phương trình (giả thiết $\sin \pi T/\tau = 1$)

$$k_t = \tau / \pi T \tag{2.23}$$

Khi $T > (3 \div 5)\tau$ giá trị k_t<0,01 ÷ 0,06 do đó sự tăng tải trọng do dao động đàn hồi là không đáng kể.

Chu kỳ dao động tự do của hệ hai khối lượng khi tần số dao động p sẽ bằng:

$$\tau = \frac{2\pi}{p} \text{ và } p = \sqrt{c\left(\frac{1}{J_I} + \frac{1}{J_{II}}\right)}, \tag{2.24}$$

Ở đây c -hệ số độ cứng của liên kết.

Nếu khi bắt đầu tác dụng mômen chủ động (phanh), liên kết đàn hồi đã có ứng suất ban đầu do mômen tĩnh M_t gây ra, khi thay vào biểu thức (2.16) và (2.21) ta có:

$$M'_x = M_{t/x} + 2M_{d/x} = 2M_x - M_{t/x} = M_x\left(1 + k''_y\right); \tag{2.25}$$

$$M'_x = M_x\left(1 + k''_y k_t\right). \tag{2.26}$$

Trong trường hợp này sự đàn hồi của liên kết chỉ ảnh hưởng đến mômen động $M_{d/x}$, khi đặt tức thời giá trị $M_{d/x}$ sẽ tăng gấp đôi; còn hệ số

$$k''_y = \left(1 - \frac{M_{t/x}}{M_x}\right). \tag{2.27}$$

So sánh công thức (2.16) và (2.25), ta thấy ứng suất ban đầu (đặc biệt khi giá trị $M_{d/x}$ tương đối lớn) làm giảm tải trọng ở liên kết.

Khi phanh cơ cấu, tất cả các bộ phận của chúng chịu tải trọng ban đầu bằng mômen tĩnh. Khi khởi động, chỉ ở đoạn phanh-hàng (cần) ở cơ cấu nâng và cơ cấu thay đổi tầm với là chịu tải ban đầu.

Ứng suất ban đầu khi khởi động (cơ cấu di chuyển và quay) có thể tạo ra trực tiếp nhờ thiết bị khởi động bằng biến trở. Khi đóng bậc điện trở trước khi khởi

động, động cơ không chuyển động mà chỉ phát triển mômen bằng mômen tĩnh.

Khi thay đổi giá trị mômen tĩnh M_{t-x}, giá trị mômen M'_x sẽ thay đổi theo. Từ biểu thức (2.21) và (2.26) ta thấy: nếu liên kết không có ứng suất ban đầu (2.21) thì $(M'_x)_{max}$ sinh ra khi $(M_{t-x})_{max}$. Đối với liên kết có ứng suất ban đầu (2.26) điều đó chỉ đúng trong điều kiện khi $J_I > J_{II}k_t$; trong trường hợp ngược lại $J_I < J_{II}k_t$, $(M'_x)_{max}$ sinh ra khi $(M_{t-x})_{min}$.

Các biểu thức (2.21) ÷ (2.24) được viết cho khối lượng chuyển động quay, cũng có thể trình bày ở dạng phương trình đối với các khối lượng chuyển động tịnh tiến, nếu thay các mômen xoắn M'_x, M_x, M_t bằng các lực tương ứng P'_x, P_x, P_t, còn mômen quán tính của các khối lượng J_I, J_{II} được thay thế bằng các khối lượng quy đổi m_I, m_{II}. Các biểu thức (2.22) ÷ (2.24) chứng tỏ rằng: để giảm dao động đàn hồi thì giá trị T/τ phải đủ lớn. Độ cứng của liên kết càng nhỏ thì chu kỳ dao động càng lớn, nên thời gian gia tải T cũng phải lớn.

Trị số T phụ thuộc vào đặc tính động của động cơ, khớp nối, phanh và thiết bị điều khiển. Trong trường hợp nâng hàng từ nền còn phụ thuộc vào sự biến dạng đàn hồi của kết cấu và độ dãn dài của cáp.

Tăng thời gian T có thể thực hiện bằng cách đóng phanh từ từ (phanh thuỷ lực, phanh điều khiển bằng thuỷ lực-khí ép) hoặc thiết bị giảm chấn đàn hồi đặt trong bộ truyền động của cơ cấu.

Chương 3

CÁC PHƯƠNG TRÌNH TỔNG QUÁT ĐỘNG LỰC HỌC MÁY TRỤC

Để đơn giản tính toán, các cơ cấu của máy trục được đưa về dạng sơ đồ động lực học gồm một số hữu hạn khối lượng nối với nhau bằng các liên kết đàn hồi. Tuỳ thuộc vào loại cơ cấu và yêu cầu tính mà số khối lượng qui đổi trong sơ đồ cũng khác nhau. Ví dụ ở cơ cấu nâng kiểu tang không có đối trọng cân bằng, những khối lượngcơ bản là khối lượng các phần quay trên trục động cơ và khối lượng hàng. Theo kết quả nghiên cứu và thực nghiệm, giá trị quy đổi của các khối lượng này lớn hơn 90% khối lượng của toàn bộ cơ cấu.

Muốn xác định tải trọng động tác dụng lên bộ phận nào đó của máy trục, chúng ta cần phải xác định biến dạng của nó theo thời gian. Khi đã biết biến dạng và độ cứng qui đổi, ta dễ dàng tìm được đặc tính biến thiên và giá trị của tải trọng.

Để xác định biến dạng của hệ đàn hồi có số hữu hạn bậc tự do, có thể sử dụng phương trình chuyển động Lagrăng ở dạng sau:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E}{\partial \dot{\varphi}}\right) - \frac{\partial E}{\partial \varphi} + \frac{\partial T}{\partial \varphi} = F_1;$$

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E}{\partial \dot{\psi}}\right) - \frac{\partial E}{\partial \psi} + \frac{\partial T}{\partial \psi} = F_2;$$

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E}{\partial \dot{\theta}}\right) - \frac{\partial E}{\partial \theta} + \frac{\partial T}{\partial \theta} = F_3;$$

Số các phương trình bằng số bậc tự do của hệ. Ở đây E, T- động năng và

thế năng của hệ; φ, ψ, θ - toạ độ tổng quát của hệ; $\dot{\varphi}, \dot{\psi}, \dot{\theta}$ - tốc độ tổng quát; F_1, F_2, F_3 -các lực tổng quát tương ứng với các toạ độ tổng quát.

Cần lưu ý rằng khi dùng phương trình Lagrăng để giải các bài toán dao động nhỏ thì $\frac{\partial E}{\partial \varphi} = \frac{\partial E}{\partial \psi} = \frac{\partial E}{\partial \theta} = 0$, vì động năng trong trường hợp này được biểu thị bằng hàm bậc hai của tốc độ tổng quát có hệ số hằng số. Các lực tổng quát F_1, F_2, F_3 có thể là hằng số hay hàm của thời gian, tốc độ, khi này cần phải xét trong điều kiện làm việc cụ thể của cơ cấu.

Ngoài phương pháp trên có thể lập các phương trình chuyển động trên cơ sở định luật hai Niutơn, nguyên lý Đalămbe. Hai phương pháp này sử dụng đơn giản và hiệu qủa nhất là đối với hệ có ít bậc tự do, khối lượng của nó chỉ chuyển động tịnh tiến.

Để nghiên cứu dao động ngang của hệ dầm thích hợp nhất là sử dụng nguyên lý công khả dĩ và khái niệm chuyển vị đơn vị δ_{ik} là chuyển vị ở hướng i do lực đơn vị tác dụng ở hướng k.

Như vậy, đối với dầm có một số khối lượng tập trung $m_1; m_2 ... m_n$, khi dao động tự do sẽ sinh ra các lực quán tính: $-m_1\ddot{y}_1; -m_2\ddot{y}_2; ... -m_n\ddot{y}_n$ phương trình chuyển vị của hệ ở hướng bất kỳ được viết ở dạng tổng quát:

$$y_i = -\sum_{k=1}^{n} m_k \ddot{y}_k \delta_{ik} \quad (i=1; 2; ...n)$$

Nếu chuyển vị y_k là góc xoay thì m_k được tính là mômen quán tính của khối lượng thứ k đối với trục đi qua trọng tâm của nó, vuông góc với mặt phẳng dao động.

Khi thành lập sơ đồ tính, hướng trục toạ độ nên lấy trùng với hướng chuyển động, lực chủ động hướng theo chiều chuyển động còn lực cản hướng ngược lại.

§3.1-PHƯƠNG TRÌNH CHUYỂN ĐỘNG CỦA HỆ MỘT KHỐI LƯỢNG

Cho hệ một khối lượng m và khâu đàn hồi có độ cứng c, chịu tác dụng của lực chủ động gây chuyển động P_{dc}. Ngoài ra, khối lượng m còn chịu tác dụng của lực cản ngoài Q. Khi này hệ có hai dạng chịu tải. Dạng thứ nhất: lực chủ động đặt vào khâu đàn hồi, còn lực cản ngoài đặt trực tiếp vào khối lượng m (hình 3.1,a). Dạng thứ hai: lực chủ động đặt vào khối lượng m, lực cản ngoài đặt vào khâu đàn hồi (hình 3.1,b). Để đưa hệ ra khỏi trạng thái tĩnh, thì lực chủ động P_{dc} phải lớn hơn lực cản Q. Nếu kí hiệu lực gây gia tốc (lực dư) là P_{du} và cho là hằng số, thì ta có thể nhận được biểu thức đối với lực dư ở dạng $P_{dc} = Q + P_{du}$.

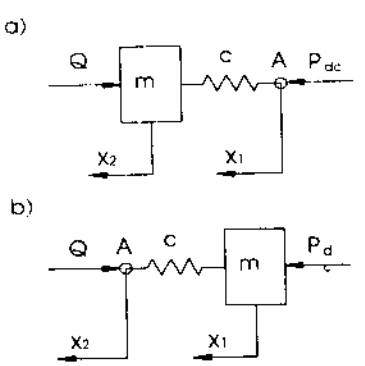
Chúng ta xét dạng chịu tải thứ nhất của hệ (h.3.1,a). Sự chuyển động của hệ được chia thành hai giai đoạn.

Nếu lực dư lớn vô hạn thì giai đoạn thứ nhất sẽ không có, hệ được tính bắt đầu từ giai đoạn thứ hai.

Phương trình chuyển động của điểm A đặt lực gia tốc và của khối lượng m có dạng:

$$c(x_1 - x_2) = Q + P_{du}; \tag{3.1}$$

$$m\frac{d^2x_2}{dt^2} - c(x_1 - x_2) = -Q, \tag{3.2}$$



Hình 3.1- Sơ đồ tính toán hệ một khối lượng

Ở đây, x_1, x_2-toạ độ điểm A và của khối lượng m; t-thời gian.

Thay phương trình (3.1) vào (3.2), chúng ta nhận được:

$$\frac{d^2x_2}{dt^2} = \frac{P_{du}}{m}.$$

Tích phân hai lần phương trình này ta có:

$$x_2 = \frac{P_{du}}{m}\frac{t^2}{2} + Ct + D.$$

Các điều kiện ban đầu:

Khi $t = 0$ $x_2 = 0$; $\frac{dx_2}{dt} = 0$, từ đó C = D = 0.

Cuối cùng ta tìm được:

$$x_2 = \frac{P_{du}}{m}\frac{t^2}{2}. \tag{3.3}$$

Thay phương trình (3.3) vào (3.1), chúng ta tìm được:

$$x_1 = \frac{Q + P_{du}}{c} + \frac{P_{du}t^2}{2m} \tag{3.4}$$

Biến dạng của khâu đàn hồi: $x_1 - x_2 = \frac{Q + P_{du}}{c}$.

Tải trọng lớn nhất của khâu đàn hồi: $F_{max} = Q + P_{du} = P_{dc}$.

Như vậy, khi lực dư là hằng số, tải trọng lớn nhất của khâu đàn hồi trong trường hợp chịu tải thứ nhất của hệ cũng là hằng số và bằng lực chủ động.

Chúng ta xét trường hợp lực chủ động là lực biến đổi. Khi này sự biến thiên của lực chủ động được thực hiện sao cho điểm đặt lực A của nó luôn chuyển động với tốc độ không đổi (đây là một trong số điều kiện chịu tải của cơ cấu máy trục).

Trong trường hợp này, phương trình chuyển động của điểm A ở giai đoạn thứ nhất được viết ở dạng:

$$x_1 = vt \tag{3.5}$$

Ở ĐÂY, v-tốc độ chuyển động của điểm A. Ở giai đoạn thứ hai, phương trình chuyển động của điểm A vẫn như trên, còn đối với khối lượng m có dạng:

$$m\frac{d^2x_2}{dt^2} - c(x_1 - x_2) = -Q. \tag{3.6}$$

Thay phương trình (3.5) vào (3.6), qua biến đổi ta có:

$$\frac{d^2x_2}{dt^2} + \frac{c}{m}x_2 = \frac{vc}{m}t - \frac{Q}{m}. \tag{3.7}$$

Dạng nghiệm tổng quát của phương trình (3.7):

$$x_2 = A\sin\sqrt{\frac{c}{m}}.t + B\cos\sqrt{\frac{c}{m}}.t + vt - \frac{Q}{c}. \tag{3.8}$$

Biểu thức xác định biến dạng của khâu đàn hồi được tìm từ phương trình (3.5) và (3.8):

$$x_1 - x_2 = A\sin\sqrt{\frac{c}{m}}.t - B\cos\sqrt{\frac{c}{m}}.t + \frac{Q}{c}. \qquad (3.9)$$

Từ đây ta thấy vào lúc bắt đầu chuyển động của khối lượng m phải phù hợp với đẳng thức: $x_1 - x_2 = \frac{Q}{c}$; tốc độ biến dạng của khâu đàn hồi vào thời điểm bắt đầu chuyển động của khối lượng m phải bằng với tốc độ chuyển động của điểm A, tức là bằng v. Vì vậy điều kiện ban đầu sẽ là:

Khi $t = 0$: $x_1 - x_2 = \frac{Q}{c}$ và $\frac{dx_1}{dt} - \frac{dx_2}{dt} = v$.

Thay các điều kiện ban đầu vào phương trình (3.9), chúng ta tìm được:

$$x_1 - x_2 = v\sqrt{\frac{m}{c}}.\sin\sqrt{\frac{c}{m}}.t + \frac{Q}{c}. \qquad (3.10)$$

Tải trọng của khâu đàn hồi:

$$F = c(x_1 - x_2) = v\sqrt{mc}.\sin\sqrt{\frac{c}{m}}.t + Q.$$

Giá trị cực đại tải trọng của khâu đàn hồi xuất hiện khi $\sin\sqrt{\frac{c}{m}}.t = 1$:

$$F_{max} = v\sqrt{mc} + Q \qquad (3.11)$$

Từ phương trình (3.11) ta nhận thấy: ở dạng chịu tải thứ nhất, tải trọng lớn nhất của khâu đàn hồi phụ thuộc vào tốc độ chuyển động của điểm đầu đặt lực chủ động của khâu đàn hồi và độ cứng c.

Bây giờ chúng ta xét dạng chịu tải thứ hai của hệ (hình 3.1,b). Cho lực chủ động P_{dc} là hằng số và bằng $Q + P_{du}$, ở đây P_{du} –lực gia tốc (lực dư).

Phương trình chuyển động của khối lượng m ở giai đoạn thứ nhất được viết ở dạng:

$$m\frac{d^2x_2}{dt^2} + cx_1 = Q + P_{du}. \qquad (3.12)$$

Nghiệm tổng quát của phương trình (3.12):

$$x_1 = A\sin\sqrt{\frac{c}{m}}.t + B\cos\sqrt{\frac{c}{m}}.t + \frac{Q+P_{du}}{c}. \qquad (3.13)$$

Điều kiện ban đầu: khi $t = 0$ $x_1 = 0$; $\frac{dx_1}{dt} = 0$.

Do đó:
$$x_1 = \frac{Q+P_{du}}{c}\left(1-\cos\sqrt{\frac{c}{m}}.t\right) \qquad (3.14)$$

Thời điểm kết thúc giai đoạn thứ nhất phải thoả mãn đẳng thức:

$$x_1 = \frac{Q}{c}\left(1-\cos\sqrt{\frac{c}{m}}.t_1\right), \qquad (3.15)$$

Ở đây, t_1 - thời gian của giai đoạn thứ nhất.

Biến đổi phương trình (3.15) ta tìm được:

$$t_1 = \sqrt{\frac{m}{c}}\arccos\frac{P_{du}}{Q+P_{du}}. \qquad (3.16)$$

Đạo hàm phương trình (3.14) theo thời gian t, sau đó thay t bằng giá trị t_1, ta sẽ tìm được tốc độ chuyển động của khối lượng m ở cuối giai đoạn thứ nhất:

$$\frac{dx_1}{dt} = \frac{Q+P_{du}}{c}\sqrt{\frac{c}{m}}\sin\sqrt{\frac{c}{m}}.t_1 = v_{t1}. \qquad (3.17)$$

Thay giá trị t_1 nhận được từ phương trình (3.16) ta tìm được:

$$v_{t1} = \frac{Q+P_{du}}{c}\sqrt{\frac{c}{m}}\sqrt{1-\cos^2\arccos\frac{P_{du}}{Q+P_{du}}}.$$

Cuối cùng, sau khi rút gọn ta có:

$$v_{t1} = \sqrt{\frac{Q(2P_{du}+Q)}{mc}}. \qquad (3.18)$$

Ở giai đoạn thứ hai, phương trình chuyển động của khối lượng m và điểm đặt lực cản ngoài có dạng:

$$m\frac{d^2x_1}{dt^2} + c(x_1 - x_2) = Q + P_{du}, \tag{3.19}$$

$$c(x_1 - x_2) = Q; \tag{3.20}$$

Thay phương trình (3.20) vào (3.19) , ta nhận được:

$$\frac{d^2x_1}{dt^2} = \frac{P_{du}}{m}.$$

Tích phân hai lần phương trình này, ta tìm được:

$$x_1 = \frac{P_{du}}{m}\frac{t^2}{2} + Ct + D. \tag{3.21}$$

Điều kiện ban đầu: khi $t = 0$ $x_1 = \frac{Q}{c}$; $\frac{dx_1}{dt} = v_{t1}$.

Thay điều kiện ban đầu vào phương trình (3.21), ta có:

$$x_1 = \frac{P_{du}}{m}\frac{t^2}{2} + \sqrt{\frac{Q(2P_{du} + Q)}{mc}}.t + \frac{Q}{c}. \tag{3.22}$$

Từ phương trình (3.20), chúng ta tìm được biến dạng và tải trọng của khâu đàn hồi:

$$(x_1 - x_2) = \frac{Q}{c}; \tag{3.23}$$

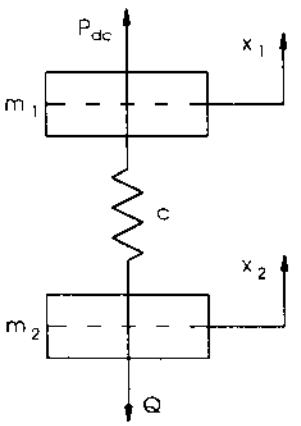
$$F = c(x_1 - x_2) = Q. \tag{3.24}$$

Các giá trị này là hằng số trong suốt giai đoạn thứ hai và phù hợp với trị số của lực cản ngoài.

Trường hợp chịu tải của hệ một khối lượng là trường hợp đơn giản nhất, đặc trưng cho sự làm việc của một số cơ cấu máy trục nào đó. Trên cơ sở của những kết luận nhận được, sau này khi khảo sát động lực học của các cơ cấu cụ thể, chúng ta sẽ trình bày các phương pháp giải các bài toán đối với những hệ đàn hồi phức tạp hơn.

§3.2- PHƯƠNG TRÌNH CHUYỂN ĐỘNG HỆ HAI KHỐI LƯỢNG

Sơ đồ tính toán động lực học đơn giản của cơ cấu cần trục là sơ đồ hai khối lượng nối với nhau bằng một liên kết đàn hồi. Nhờ có sơ đồ đơn giản này có thể tính được tải trọng động trong bộ phận đàn hồi bất kỳ của tất cả các cơ cấu của cần trục.



Hình 3.2-Sơ đồ tính toán hệ hai khối lượng

Trong mạch động học của cơ cấu, nếu cần xác định tải trọng động ở bộ phận đàn hồi nào đó, khi thành lập sơ đồ hai khối lượng thì tất cả các khối lượng đặt ở hai phía của bộ phận đàn hồi này phải được qui đổi về hai khối lượng. Ví dụ ở cơ cấu nâng nếu cần tính nội lực trong palăng nâng thì trong sơ đồ tính toán một khối lượng là khối lượng hàng, khối lượng còn lại là khối lượng của tất cả phần quay của cơ cấu qui về chuyển vị của hàng.

Chúng ta xét sơ đồ gồm hai khối lượng m_1 và m_2 chuyển vị tịnh tiến nối với nhau bằng liên kết đàn hồi có độ cứng c (h.3.2). Các ngoại lực bao gồm lực chủ động P_{dc} đặt vào khối lượng m_1 và lực cản tĩnh chuyển động Q đặt vào m_2; Hệ thống chỉ có thể thực hiện chuyển động khi lực chủ động lớn hơn lực cản P_{dc}>Q vì vậy lực P_{dc} có thể thay bằng $P_{dc} = Q + P_{du}$, ở đây P_{du} - lực dư chỉ tác dụng trong thời gian chuyển động không ổn định.

Nếu cho rằng trong thời kỳ quá độ lực dư P_{du} là không đổi, khi đó ta có phương trình vi phân chuyển động của khối lượng m_1 và m_2:

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + c(x_1 - x_2) = Q + P_{du}; \tag{3.25}$$

$$m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} - c(x_1 - x_2) = -Q. \tag{3.26}$$

Các số hạng đầu tiên của hệ phương trình (3.25) và (3.26) là lực quán tính của các khối lượng m_1 và m_2; số hạng thứ hai là lực đàn hồi trong liên kết còn vế phải là lực tác dụng lên hệ trong thời kỳ quá độ.

Để xác định trị số biến dạng của liên kết đàn hồi tức là hiệu số chuyển vị $(x_1 - x_2)$, ta biến đổi hệ phương trình (3.25) và (3.26) bằng cách nhân phương trình (3.25) với m_2, phương trình (3.26) với m_1 rồi trừ đi cho nhau, sau đó chia kết quả nhận được cho tích số $m_1 . m_2$ ta được:

$$\frac{d^2x_1}{dt^2} - \frac{d^2x_2}{dt^2} + \frac{c(m_1 + m_2)}{m_1 m_2}(x_1 - x_2) = \frac{Q(m_1 + m_2)}{m_1 m_2} + \frac{P_{du}}{m_1}.$$

Sau đó tiến hành thay thế:

$$\frac{d^2x_1}{dt^2} - \frac{d^2x_2}{dt^2} = \frac{d^2x}{dt^2}; \qquad x = x_1 - x_2; \qquad m = \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2},$$

cuối cùng ta nhận được:

$$\frac{d^2x}{dt^2} + cmx = mQ + \frac{P_{du}}{m_1}.$$

Ký hiệu $cm = p^2$ và $mQ + \frac{P_{du}}{m_1} = q$ chúng ta sẽ đưa phương trình về dạng chính tắc:

$$\frac{d^2x}{dt^2} + p^2x = q. \tag{3.27}$$

Phương trình (3.27) là phương trình vi phân bậc hai tuyến tính không thuần nhất, hệ số hằng số, nghiệm của nó có dạng:

$$x = A\cos pt + B\sin pt + \frac{q}{p^2} \tag{3.28}$$

Ở đây A, B là hằng số tích phân.

Để nhận được biểu thức đặc trưng cho sự thay đổi biến dạng của khâu đàn hồi theo thời gian, ta cần biết vị trí của hệ khi bắt đầu quá trình chịu tải trọng động (điều kiện ban đầu) và đặc tính biến đổi của ngoại lực. Trong đa số các trường hợp chịu tảicủa các cơ cấu máy trục, vị trí ban đầu của chúng được xác định theo điều kiện:

Khi $t = 0$:

$$x_1 - x_2 = \frac{Q}{c} \quad \text{và} \quad \frac{dx_1}{dt} - \frac{dx_2}{dt} = 0.$$

Điều đó có nghĩa là vào thời điểm đặt lực dư P_{du} các bộ phận của cơ cấu đã chịu tải trọng tĩnh, còn tốc độ tải trọng bằng không.

Từ điều kiện ban đầu ta có:

Khi $t = 0$: $\quad x = \frac{Q}{c} = A + \frac{q}{p^2}$

Do đó: $\quad A = \frac{Q}{c} - \frac{q}{p^2} = -\frac{P_{du}}{cmm_1}$.

Đạo hàm x ở biểu thức (3.28) theo thời gian:

$$\frac{dx}{dt} = -pA\sin pt + pB\cos pt,$$

Vì vậy khi $t = 0$ $\quad pB\cos pt = 0$ hay $B = 0$.

Thay các giá trị A và B vào (3.28) ta tìm được nghiệm x:

$$x = x_1 - x_2 = -\frac{P_{du}}{cmm_1}\cos pt + \frac{Q}{c} + \frac{P_{du}}{cmm_1} = \frac{Q}{c} + \frac{P_{du}}{cmm_1}(1 - \cos pt)$$

và tương ứng là công thức xác định lực trong liên kết đàn hồi:

$$S_d = cx = c(x_1 - x_2) = Q + \frac{P_{du}m_2}{m_1 + m_2}(1 - \cos pt) =$$

$$= Q + P_{du}\frac{m_2}{m_1 + m_2}\left(1 - \cos\sqrt{\frac{c(m_1 + m_2)}{m_1 m_2}}.t\right). \qquad (3.29)$$

Biên độ tải trọng động trong liên kết đàn hồi đạt giá trị cực đại khi $\cos pt = -1$, tức là khi :

$$t = \frac{\pi}{p} = \frac{\tau}{2}$$

$$S_{d\max} = Q + \frac{2P_{du}m_2}{m_1 + m_2} = Q + \frac{2(P_{dc} - Q)m_2}{m_1 + m_2}.$$

Tải trọng động nhỏ nhất khi $t = 0$, $\frac{2\pi}{p}$ ..., khi đó $S_{d\,min} = Q$.

Với các giá trị $\cos pt \neq -1$ có thể xác định đặc tính động lực ở thời điểm t bất kỳ.

Biểu thức (3.29) cũng có thể trình bày ở dạng khác:

$$S_d = S_t + S_{dh}$$

Ở đây S_t - lực căng tĩnh , $S_t = Q$; S_{dh} - lực động đàn hồi:

$$S_{dh} = \frac{P_{du} m_2}{m_1 + m_2}(1 - \cos pt)$$

Trên hình 3.3 cho đồ thị biến thiên của lực động trong liên kết đàn hồi $S_d(t)$ xây dựng theo phương trình (3.29). Phân tích kết quả nhận được ta rút ra một số kết luận sau:

- Nội lực trong bộ phận đàn hồi thay đổi theo quy luật điều hòa với tần số dao động của các khối m_1 và m_2 đối với nhau và bằng:

$$p = \sqrt{\frac{c(m_1 + m_2)}{m_1 m_2}}.$$

- Biên độ dao động của lực động đàn hồi bằng lực động quán tính tức là:

$$S_A = S_q = \frac{P_{du} m_2}{m_1 + m_2} = \frac{(P_{dc} - Q)m_2}{m_1 + m_2}.$$

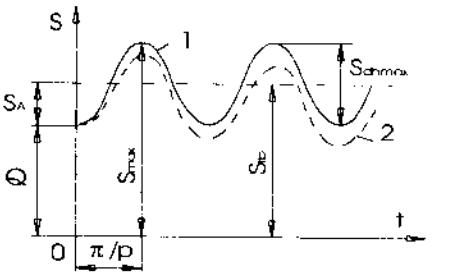
- Lực động trong bộ phận đàn hồi đạt giá trị cực đại sau thời gian đặt lực chủ động $\pi / p(s)$ ngay ở sóng dao động đầu tiên.

- Khi đặt tức thời lực chủ động không đổi, lực động đàn hồi cực đại lớn gấp hai lần giá trị lực động quán tính, tức là $S_{dh\,max} = 2S_q$.

- Lực động trong bộ phận đàn hồi không phụ thuộc vào độ cứng của nó. Kết luận này chỉ đúng ở hệ trong đó các khối lượng bắt đầu chuyển động đồng thời tức là hệ không có va đập. Sau này chúng ta sẽ xét hệ có va đập, khi đó lực động đàn hồi phụ thuộc rất nhiều vào độ cứng của liên kết đàn hồi.

- Trong trường hợp $P_{du} \neq const$, trục dao động sẽ dịch chuyển phụ thuộc vào quy luật biến thiên của $P_{du}(t)$ (đồ thị 2, hình 3.3).

Chúng ta xét hệ hai khối lượng khi các điều kiện ban đầu khác với trường hợp trên. Vào thời điểm ban đầu khi đặt lực chủ động, khâu đàn hồi chưa có tải trọng, khi đó chỉ có khối lượng m_1 chuyển động. Khối lượng m_2 chỉ bắt đầu chuyển động khi tải trọng của khâu đàn hồi đạt giá trị tải trọng tĩnh Q. Khi này khối lượng m_1 đã có tốc độ nào đó. Vì vậy sự phát triển lực động trong bộ phận đàn hồi gồm hai giai đoạn. Giai đoạn thứ nhất: từ lúc khối lượng m_1 bắt đầu chuyển động cho đến khi bắt đầu chuyển động khối lượng m_2; Giai đoạn thứ hai tính từ thời điểm khối lượng m_2 bắt đầu chuyển động cho đến khi kết thúc quá trình chuyển động chưa ổn định.



Hình 3.3-Đồ thị biến thiên lực động trong liên kết đàn hồi
1-khi lực dư là hằng số;
2-lực dư giảm tuyến tính

Giai đoạn thứ nhất:

Vào thời điểm $t = 0$, khối lượng m_1 có tốc độ $x_{1t=0} = 0$, chuyển vị $x_{1t=0} = 0$, tải trọng ở ở liên kết đàn hồi $S_{1t=0} = 0$. Khi này hệ chỉ có một khối lượng chuyển động, phương trình vi phân chuyển động của khối lượng m_1 có dạng:

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + cx_1 = P_{dc} = Q + P_{du}$$

Hay
$$\frac{d^2 x_1}{dt^2} + \frac{c}{m_1} x_1 = \frac{Q + P_{du}}{m_1} . \qquad (3.30)$$

Nghiệm tổng quát của phương trình (3.30) khi $P_{du} = const$ có dạng:

$$x_1 = A\cos pt + B\sin pt + \frac{Q + P_{du}}{m_1 p^2} . \qquad (3.31)$$

Thay điều kiện ban đầu vào (3.31) ta có: $A = -\dfrac{Q + P_{du}}{c}$; $B = 0$.

Do đó:
$$x_1 = \frac{Q + P_{du}}{c}(1 - \cos pt), \qquad (3.32)$$

Ở đây: $p = \sqrt{\dfrac{c}{m_1}}$.

Tốc độ chuyển động của khối lượng m_1:

$$\frac{dx_1}{dt} = \frac{Q + P_{du}}{c} p \sin pt . \qquad (3.33)$$

Lực trong liên kết đàn hồi:

$$S = x_1 c = (Q + P_{du})(1 - \cos pt).$$

Các phương trình nhận được chứng tỏ rằng chuyển vị của khối lượng m_1 và lực truyền bằng liên kết đàn hồi thay đổi theo quy luật hình cosin.

Giá trị nhỏ nhất của x_1 và S bằng không khi $\cos pt = 1$ tức là khi $t = 0$.

Giá trị lớn nhất của x_1 và S khi $\cos pt = -1$ và bằng:

$$x_{1\max} = \frac{2(Q + P_{du})}{c}; \qquad S_{\max} = 2(Q + P_{du}).$$

Giá trị lớn nhất tải trọng trong liên kết đàn hồi nhận được khi này không thực tế vì ở giai đoạn thứ nhất không thể xảy ra trường hợp $\cos pt = -1$.

Nếu gọi t_1 là thời gian của giai đoạn một tương ứng với biến dạng của liên kết đàn hồi x_t, tốc độ v_t của khối lượng m_1 khi kết thúc giai đoạn thứ nhất. Vì vậy chuyển vị của liên kết đàn hồi:

$$x_t = \frac{Q}{c} = \frac{Q + P_{du}}{c}(1 - \cos pt_1).$$

Do đó: $t_1 = p \arccos \dfrac{P_{du}}{Q + P_{du}}$.

Thay giá trị t bằng t_1 vào (3.33) ta có:

$$v_t = \frac{Q + P_{du}}{c} p \sin\left(\arccos \frac{P_{du}}{Q + P_{du}}\right).$$

Sau khi biến đổi:

$$v_t = \frac{Q + P_{du}}{c} p \sqrt{1 - \cos^2\left(\arccos \frac{P_{du}}{Q + P_{du}}\right)}.$$

Cuối cùng ta được: $v_t = \sqrt{\dfrac{Q(2P_{du} + Q)}{m_1 c}}$.

Giai đoạn thứ hai:

Sau khi kết thúc giai đoạn một, cả hệ thống gồm hai khối lượng bắt đầu chuyển động. Phương trình chuyển động của hệ cho ở (3.25) và (3.26). Nghiệm tổng quát của hệ phương trình này là biểu thức (3.28).

Khi $P_{du} = const$ và điều kiện ban đầu của giai đoạn hai:

$$t_2 = 0 \qquad x = x_1 - x_2 = \frac{Q}{c}; \qquad \frac{dx_1}{dt} - \frac{dx_2}{dt} = v_t;$$

Phương trình (3.28) có dạng:

$$x = \frac{1}{c}\sqrt{\frac{Q(2P_{du} + Q)m_2}{m_1 + m_2}} \sin\sqrt{\frac{c(m_1 + m_2)}{m_1 m_2}}.t -$$

$$- \frac{P_{du} m_2}{c(m_1 + m_2)} \cos\sqrt{\frac{c(m_1 + m_2)}{m_1 m_2}}.t + \frac{P_{du} m_2}{c(m_1 + m_2)} + \frac{Q}{c}. \qquad (3.34)$$

Lực trong liên kết đàn hồi:

$$S = cx = \sqrt{\frac{Q(2P_{du} + Q)m_2}{m_1 + m_2}} \sin pt - \frac{P_{du} m_2}{m_1 + m_2} \cos pt + \frac{P_{du} m_2}{m_1 + m_2} + Q, \qquad (3.35)$$

Ở đây $\qquad p = \sqrt{\dfrac{c(m_1 + m_2)}{m_1 m_2}}$.

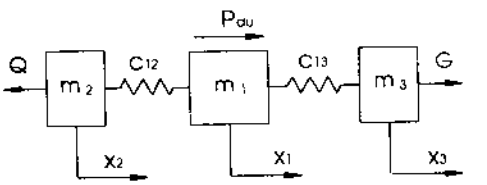
Trị số lớn nhất của tải trọng trong liên kết đàn hồi:

$$S_{max} = \frac{P_{du} m_2}{m_1 + m_2} + \sqrt{\frac{m_2}{m_1 + m_2}\left[Q(2P_{du} + Q) + \frac{m_2 P_{du}^2}{m_1 + m_2}\right]} + Q. \qquad (3.36)$$

Đặc tính biến thiên của tải trọng ở khâu đàn hồi cũng tương tự như đã khảo sát ở trên (h.3.3).

§3.3- PHƯƠNG TRÌNH CHUYỂN ĐỘNG CỦA HỆ BA KHỐI LƯỢNG

Cho hệ gồm ba khối lượng m_1, m_2 và m_3 nối với nhau bằng khâu đàn hồi có độ cứng c_{12} và c_{13} (h.3.4). Khối lượng chủ động là khối lượng ở giữa còn hai khối lượng bị động ở hai bên. Tải trọng ngoài đặt vào khối lượng bị động m_2 và m_3 là các lực không đổi Q và G có hướng khác nhau. Như vậy để khắc phục những lực này cần phải đặt vào m_1 một lực bằng hiệu số Q-G. Để gia tốc cần phải đặt vào m_1 lực gia tốc (lực dư) P_{du} được tính là hằng số.



Hình 3.4- Sơ đồ tính toán hệ ba khối lượng

Để xác định các thông số của quá trình dao động, các phương trình chuyển động của hệ khảo sát được viết ở dạng phương trình Lagrăng loại hai, các biểu thức động năng và thế năng của hệ:

Động năng của hệ:

$$E = \frac{m_1}{2}\left(\frac{dx_1}{dt}\right)^2 + \frac{m_2}{2}\left(\frac{dx_2}{dt}\right)^2 + \frac{m_3}{2}\left(\frac{dx_3}{dt}\right)^2.$$

Thế năng:

$$T = \frac{(x_1 - x_2)^2 c_{12}}{2} + \frac{(x_3 - x_1)^2 c_{13}}{2}.$$

Đạo hàm E theo $\frac{dx_1}{dt}$, $\frac{dx_2}{dt}$, $\frac{dx_3}{dt}$ và theo t; sau đó đạo hàm T theo x_1, x_2, x_3, sau khi thay kết quả vào phương trình Lagrăng có tính đến tải trọng ngoài ta sẽ nhận được hệ phương trình:

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + c_{12}(x_1 - x_2) - c_{13}(x_3 - x_1) = Q - G + P_{du};$$

$$m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} - c_{12}(x_1 - x_2) = -Q; \tag{3.37}$$

$$m_3 \frac{d^2 x_3}{dt^2} + c_{13}(x_3 - x_1) = G.$$

Bằng phương pháp thế ta có thể loại bỏ các ẩn số, khi này hệ phương trình vi phân trên có thể đưa về hệ mới mà mỗi phương trình chỉ chứa một biến số và các hằng số của nó. Ở dạng tổng quát các phương trình này được viết ở dạng sau:

$$\frac{d^6 x}{dt^6} + \left[\frac{c_{12}(m_1 + m_2)}{m_1 m_2} + \frac{c_{13}(m_1 + m_3)}{m_1 m_3}\right]\frac{d^4 x}{dt^4} +$$

$$+ \frac{c_{12} c_{13}(m_1 + m_2 + m_3)}{m_1 m_2 m_3}\frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{c_{12} c_{13} P_{du}}{m_1 m_2 m_3} \tag{3.38}$$

Ở đây x- toạ độ tổng quát, để biểu thị chuyển động của mỗi khối lượng cần phải có chỉ số riêng tương ứng 1, 2, 3.

Tích phân hai lần phương trình (3.38) ta nhận được:

$$\frac{d^4 x}{dt^4} + \left[\frac{c_{12}(m_1 + m_2)}{m_1 m_2} + \frac{c_{13}(m_1 + m_3)}{m_1 m_3}\right]\frac{d^2 x}{dt^2} +$$

$$+ \frac{c_{12} c_{13}(m_1 + m_2 + m_3)}{m_1 m_2 m_3} x = \frac{c_{12} c_{13} P_{du}}{2 m_1 m_2 m_3} t^2 + Ht + E. \tag{3.39}$$

Nghiệm tổng quát của phương trình này:

$$x = A \sin p_1 t + B \cos p_1 t + C \sin p_2 t + D \cos p_2 t + Nt^2 + Mt + L, \tag{3.40}$$

Ở đây:

$$p_{1,2} = \sqrt{\frac{c_{12}(m_1 + m_2)}{2 m_1 m_2} + \frac{c_{13}(m_1 + m_3)}{2 m_1 m_3}} \pm$$

$$\pm \sqrt{\left[\frac{c_{12}(m_1 + m_2)}{2 m_1 m_2} + \frac{c_{13}(m_1 + m_3)}{2 m_1 m_3}\right]^2 - \frac{c_{12} c_{13}(m_1 + m_2 + m_3)}{m_1 m_2 m_3}}.$$

Tương ứng với x_1, x_2, x_3 ta có thể nhận được các nghiệm riêng của phương trình (3.40) và các giá trị hằng số tích phân A, B, C, D.

Điều kiện ban đầu khi

$$t = 0 \quad x_1 = 0,\ \frac{dx_1}{dt} = 0,\ x_2 = -\frac{Q}{c_{12}},\ \frac{dx_2}{dt} = 0,\ x_3 = \frac{G}{c_{13}},\ \frac{dx_3}{dt} = 0 \qquad (3.41)$$

Dùng hệ phương trình (3.37) và điều kiện ban đầu chúng ta sẽ tìm được khi $t = 0$:

$$\frac{d^2x_1}{dt^2} = \frac{P_{du}}{m_1};\ \frac{d^3x_1}{dt^3} = 0;\ \frac{d^4x_1}{dt^4} = \frac{P_{du}(c_{12}+c_{13})}{m_1^2};\ \frac{d^5x_1}{dt^5} = 0;$$

$$\frac{d^2x_2}{dt^2} = 0;\ \frac{d^3x_2}{dt^3} = 0;\ \frac{d^4x_2}{dt^4} = \frac{c_{12}P_{du}}{m_1m_2};\ \frac{d^5x_2}{dt^5} = 0; \qquad (3.42)$$

$$\frac{d^2x_3}{dt^2} = 0;\ \frac{d^3x_3}{dt^3} = 0;\ \frac{d^4x_3}{dt^4} = \frac{c_{13}P_{du}}{m_1m_2};\ \frac{d^5x_3}{dt^5} = 0.$$

Ta lại thay điều kiện ban đầu vào nghiệm tổng quát (3.39) của phương trình, cuối cùng nhận được:

$$x_1 = B_1\cos p_1t + D_1\cos p_2t + \frac{P_{du}t^2}{2(m_1+m_2+m_3)} + L_1;$$

$$x_2 = B_2\cos p_1t + D_2\cos p_2t + \frac{P_{du}t^2}{2(m_1+m_2+m_3)} + L_2; \qquad (3.43)$$

$$x_3 = B_3\cos p_1t + D_3\cos p_2t + \frac{P_{du}t^2}{2(m_1+m_2+m_3)} + L_3.$$

Lực trong các khâu đàn hồi của hệ:

$$F_{12} = c_{12}(x_1 - x_2);\ F_{13} = c_{13}(x_3 - x_1). \qquad (3.44)$$

Dùng hệ phương trình (3.42), các điều kiện ban đầu và biểu thức (3.44) chúng ta sẽ tìm được biểu thức lực trong các khâu đàn hồi biến đổi theo thời gian:

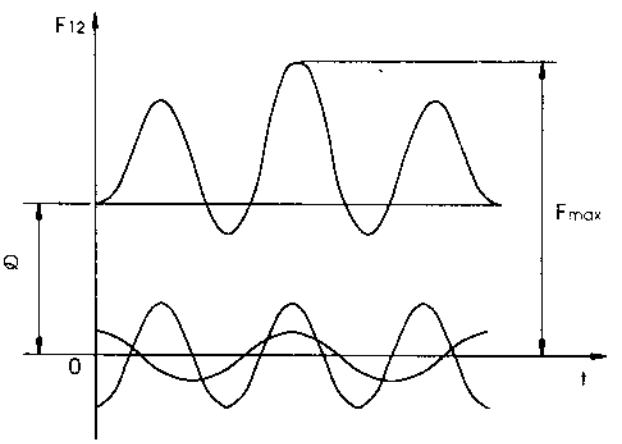
$$F_{12} = \frac{c_{12}P_{du}}{m_1(p_1^2 - p_2^2)}\left[\frac{1}{p_2^2}\left(\frac{c_{12}}{m_2} + \frac{c_{12}+c_{13}}{m_1} - p_1^2\right)\cos p_2 t - \right.$$

$$\left. - \frac{1}{p_1^2}\left(\frac{c_{12}}{m_2} + \frac{c_{12}+c_{13}}{m_1} + p_2^2\right)\cos p_1 t\right]\frac{m_2 P_{du}}{m_1+m_2+m_3} + Q; \quad (3.45)$$

$$F_{13} = \frac{c_{13}P_{du}}{m_1(p_1^2 - p_2^2)}\left[\frac{1}{p_1^2}\left(\frac{c_{13}}{m_2} + \frac{c_{12}+c_{13}}{m_1} - p_2^2\right)\cos p_1 t - \right.$$

$$\left. \frac{1}{p_2^2}\left(\frac{c_{13}}{m_3} + \frac{c_{12}+c_{13}}{m_1} - p_1^2\right)\cos p_2 t\right]\frac{m_3 P_{du}}{m_1+m_2+m_3} + G. \quad (3.46)$$

Đồ thị biến thiên tải trọng của một trong các liên kết đàn hồi cho ở hình 3.5. Đồ thị phía dưới là sóng dao động của các tần số p_1 và p_2, còn phía trên là dao động của tổng tải trọng. Từ đồ thị, rõ ràng là tải trọng lớn nhất xuất hiện không ở sóng dao động đầu tiên.



Hình3.5- Đồ thị biến thiên lực động trong liên kết đàn hồi ở hệ ba khối lượng.

Vì hàm cos biến thiên từ -1 đến +1 nên mặc dù dấu của biểu thức ở trong ngoặc đơn phụ thuộc vào c_{12} và c_{13} nhưng chúng ta vẫn có thể nhận được các xac suất sau:

$\cos p_1 t = 1$ và $\cos p_2 t = 1$ $\cos p_1 t = 1$ và $\cos p_2 t = -1$;

$\cos p_1 t = -1$ và $\cos p_2 t = -1$; $\cos p_1 t = -1$ và $\cos p_2 t = 1$.

Thay các giá trị trên vào phương trình (3.45) và có thể khẳng định rằng khi $\cos p_1 t = -1$ và $\cos p_2 t = -1$ sẽ nhận được giá trị lớn nhất của tải trọng ở khâu đàn hồi F_{12} bằng:

$$F_{12\max} = Q + \frac{2P_{du}m_2}{m_1+m_2+m_3}.$$

Giá trị lớn nhất có thể thứ hai của F_{12} sẽ tìm được nếu thay vào phương trình (3.45) $\cos p_1 t = -1$ và $\cos p_2 t = 1$. Khi đó

$$F_{12\max} = \frac{c_{12}P_{du}}{m_1(p_1^2 - p_2^2)p_1^2 p_2^2}\left[(p_1^2 + p_2^2)\left(\frac{c_{12}}{m_2} + \frac{c_{12} + c_{13}}{m_1}\right) - (p_1^4 + p_2^4)\right] +$$

$$+ \frac{m_2 P_{du}}{m_1 + m_2 + m_3} + Q.$$

Giá trị lớn nhất thực của F_{12} sẽ là trị số lớn hơn trong hai giá trị xác định ở trên.

Bằng cách tương tự ta có thể tìm được một trong các giá trị lớn nhất của F_{13} khi $\cos p_1 t = 1$ và $\cos p_2 t = 1$, khi đó:

$$F_{13\max} = G.$$

Giá trị lớn nhất có thể thứ hai của F_{13} khi $\cos p_1 t = 1$ và $\cos p_2 t = -1$:

$$F_{13\max} = \frac{c_{13}P_{du}}{m_1(p_1^2 - p_2^2)p_1^2 p_2^2}\left[(p_1^2 + p_2^2)\left(\frac{c_{13}}{m_3} + \frac{c_{12} + c_{13}}{m_1}\right) - (p_1^4 + p_2^4)\right] -$$

$$- \frac{m_3 P_{du}}{m_1 + m_2 + m_3} + G.$$

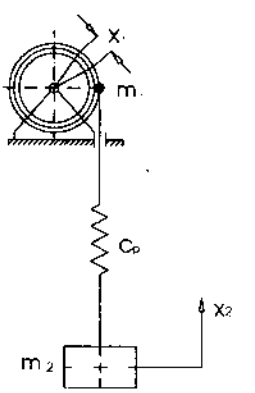
Tương tự trên, ta cũng so sánh hai giá trị vừa tìm được để tính tải trọng cực đại ở khâu đàn hồi. Từ kết quả nghiên cứu ta nhận thấy đặc tính dao động của hệ ba khối lượng phụ thuộc vào tương quan giữa các khối lượng và độ cứng của các liên kết đàn hồi.

Chương 4
ĐỘNG LỰC HỌC CÁC CƠ CẤU CỦA CẦN TRỤC

§4.1- ĐỘNG LỰC HỌC CƠ CẤU NÂNG

4.1.1-TẢI TRỌNG ĐỘNG TRONG CƠ CẤU NÂNG KHI KHÔNG TÍNH ĐẾN ĐỘ ĐÀN HỒI CỦA KẾT CẤU THÉP

Nếu phân tích quá trình làm việc của cơ cấu nâng theo giả thiết kết cấu thép của cần trục tuyệt đối cứng, thì ảnh hưởng chủ yếu đến sự phát triển của quá trình động là tính đàn hồi của cáp, vì độ cứng của palăng cáp nhỏ hơn nhiều hơn so với độ cứng của các trục truyền động. Trong trường hợp này, cơ cấu nâng được tính theo sơ đồ hai khối lượng (hình 4.1), trong đó: m_1-khối lượng của tất cả các phần quay của cơ cấu bao gồm rôto động cơ, khớp nối, bánh phanh, hộp giảm tốc và tang qui đổi về chuyển động tịnh tiến x_1 trùng với hướng chuyển động của hàng; m_2- khối lượng của hàng có trọng lượng Q, chuyển vị của nó là x_2; c_P-độ cứng qui đổi của palăng nâng.



Hình 4.1 Sơ đồ động lực học cơ cấu nâng đặt trên nền cứng

Khi khối lượng m_1 và m_2 chuyển vị một đại lượng x_1 và x_2 thì động năng và thế năng của hệ sẽ là:

$$E = \frac{m_1}{2}\left(\frac{dx_1}{dt}\right)^2 + \frac{m_2}{2}\left(\frac{dx_2}{dt}\right)^2;$$

$$T = c_P\frac{(x_1 - x_2)^2}{2}.$$

Phương trình chuyển động của khối lượng m_1 và m_2:

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + c_P(x_1 - x_2) = 0$$

$$m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} - c_P(x_1 - x_2) = 0.$$

Hệ phương trình này xác định dao động tự do của hệ. Để mô tả dao động cưỡng bức, ở vế phải của hệ phương trình được đưa vào các ngoại lực. Đối với khối lượng m_1 ngoại lực là lực chủ động của động cơ $P_{dc} = Q + P_{du}$, còn đối với khối lượng m_2

là trọng lượng hàng Q được lấy dấu âm vì nó cùng hướng với lực quán tính.

Trường hợp phổ biến nhất trong thời kỳ quá độ có thể coi lực dư là hằng số, khi đó ta có phương trình vi phân chuyển động của khối lượng m_1 và m_2:

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + c_P(x_1 - x_2) = P_{dc} = Q + P_{du}; \tag{4.1}$$

$$m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} - c_P(x_1 - x_2) = -Q. \tag{4.2}$$

Biến đổi hệ phương trình (4.1) và (4.2) về một phương trình đối với chuyển vị $(x_1 - x_2)$ bằng cách nhân phương trình (4.1) với m_2, phương trình (4.2) với m_1 rồi trừ đi cho nhau, chia kết quả nhận được cho tích số $m_1 . m_2$, sau đó tiến hành thay thế:

$$\frac{d^2 x_1}{dt^2} - \frac{d^2 x_2}{dt^2} = \frac{d^2 x}{dt^2}; \quad x_1 - x_2 = x; \quad \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2} = m,$$

cuối cùng ta nhận được:

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + c_P m x = mQ + \frac{P_{du}}{m_1}.$$

Đây là phương trình vi phân xác định biến dạng của khâu đàn hồi, vì vậy nghiệm của nó xác định nội lực trong pa lăng cáp:

$$S_d = c_P x$$

Ký hiệu $c_P m = p^2$ và $mQ + \frac{P_{du}}{m_1} = q$ chúng ta sẽ đưa phương trình về dạng chính tắc:

$$\frac{d^2x}{dt^2} + p^2 x = q. \tag{4.3}$$

Nghiệm toàn phần có dạng:

$$x = A\cos pt + B\sin pt + \frac{q}{p^2}, \tag{4.4}$$

trong đó tần số dao động riêng của hệ:

$$p = \sqrt{\frac{c_P(m_1 + m_2)}{m_1 m_2}}.$$

Chu kỳ dao động: $\tau = 2\pi / p$.

Các hằng số A và B được xác định từ điều kiện ban đầu. Trong trường hợp khi bắt đầu nâng hàng, palăng cáp đã bị kéo căng, tức là vào thời điểm $t = 0$ đặt lực dư các bộ phận của cơ cấu và cáp đã chịu tải trọng tĩnh. Khi đó $x = \frac{Q}{c_P}$ nhưng tốc độ tải trọng bằng không tức là $\frac{dx}{dt} = 0$.

Do đó:

$$x = \frac{Q}{c_P} = A + \frac{q}{p^2},$$

Vì: $p^2 = c_P m$ và $q = mQ + \frac{P_{du}}{m_1}$

Nên: $A = \frac{Q}{c_P} - \frac{q}{p^2} = -\frac{P_{du}}{c_P m m_1}$

Và $\frac{dx}{dt} = -pA\sin pt + pB\cos pt$

Do đó khi $t = 0$ $B = 0$.

Vì vậy:

$$x = -\frac{P_{du}}{c_P m m_1}\cos pt + \frac{Q}{c_P} + \frac{P_{du}}{c_P m m_1} = \frac{Q}{c_P} + \frac{P_{du}}{c_P m m_1}(1 - \cos pt).$$

Lực động trong palăng cáp:

$$S_d = c_p x = Q + \frac{P_{du}}{mm_1}(1 - \cos pt) =$$

$$= Q + P_{du}\frac{m_2}{m_1 + m_2}\left(1 - \cos\sqrt{\frac{c_p(m_1 + m_2)}{m_1 m_2}}.t\right). \qquad (4.5)$$

Giá trị lớn nhất của lực động trong palăng cáp xuất hiện khi $\cos pt = -1$:

$$t = \frac{\pi}{p} = \frac{\tau}{2}$$

$$S_{d\max} = Q + \frac{2P_{du}m_2}{m_1 + m_2}. \qquad (4.6)$$

Tải trọng động nhỏ nhất khi $t = 0$, $\frac{2\pi}{p}$ ..., khi đó $S_{d\min} = Q$.

Vì $P_{du} = \varphi_0 Q$ nên

$$S_{d\max} = Q + \frac{2P_{du}m_2}{m_1 + m_2} = Q\left(1 + 2\varphi_0\frac{m_2}{m_1 + m_2}\right).$$

Hệ số động: $k_d = 1 + 2\varphi_0\frac{m_2}{m_1 + m_2}$.

Hệ số động k_d đặc trưng cho tải trọng động lớn nhất của khâu đàn hồi trong điều kiện nâng hàng được bắt đầu từ thời điểm cáp đã căng hoàn toàn. Với các giá trị $\cos pt \neq -1$, ta có thể xác định đặc tính động lực ở thời điểm t bất kỳ.

Bằng cách thành lập sơ đồ và phương pháp tính toán như trên, tải trọng động được xác định không chỉ ở cáp nâng hàng mà có thể ở bất kỳ khâu đàn hồi nào đó trong cơ cấu nếu ta phân tích một cách thích hợp khối lượng của chúng theo khối lượng m_1 và m_2.

Khi xác định tải trọng động của cáp, các khối lượng m_1 và m_2 được đưa về vành ngoài của tang, đồng thời khối lượng m_2 có quan hệ tỷ lệ giữa số nhánh cáp quấn lên tang so với tổng số nhánh cáp treo hàng, tức là phụ thuộc vào bội suất của palăng nâng.

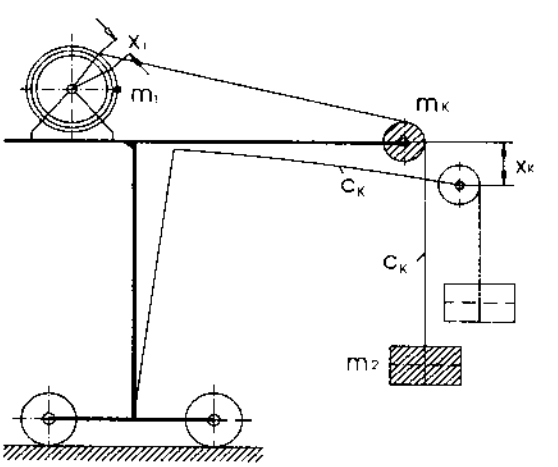
4.1.2 - TẢI TRỌNG ĐỘNG CÓ TÍNH ĐẾN ĐỘ ĐÀN HỒI CỦA KẾT CẤU THÉP

Tính toán động lực các cơ cấu của cần trục có tính đến sự đàn hồi của các bộ phận cho phép nâng cao đáng kể độ chính xác khi xác định tải trọng thực.

Nếu phân tích động lực học quá trình dao động xảy ra khi nâng hàng có tính đến độ cứng của kết cấu thép cần trục thì trong trường hợp tổng quát có thể khảo sát hệ gồm ba khối lượng (h.4.2) bao gồm khối lượng của hàng m_2, khối lượng cần trục m_K và khối lượng của rôto động cơ cùng các bộ phận của cơ cấu nâng m_1. Các khối lượng này nối với nhau bằng hai liên kết đàn hồi có độ cứng c_P là độ cứng của cáp nâng và c_K - độ cứng của kết cấu thép.

Tuy nhiên giải bài toán theo trường hợp này tương đối phức tạp. Để đơn giản tính toán nếu xuất phát từ vấn đề là ở cơ cấu nâng khối lượng của rô to m_1 lớn hơn nhiều so với khối lượng m_2 và m_K khi quy đổi về khối lượng m_1 (trục động cơ), vì vậy ngay cả khi cần trục và hàng dao động mạnh cũng không ảnh hưởng đáng kể đến sự làm việc của động cơ.

Hệ thống gồm ba khối lượng với hai liên kết kể trên làm phức tạp cho việc nghiên cứu, vì vậy để đơn giản có thể bỏ qua biến dạng đàn hồi của cáp nâng và chỉ tính đến sự đàn hồi của kết cấu thép cần trục. Trong trường hợp này khối lượng cần trục m_K và khối lượng của hàng m_2 có thể khảo sát như một khối lượng duy nhất m.



Hình 4.2- Sơ đồ động lực học cơ cấu nâng đặt trên nền đàn hồi

Thực nghiệm đã chứng tỏ rằng giả thiết đơn giản này có sai số không đáng kể vì dao động của cáp tắt rất nhanh.

Chúng ta tiến hành

nghiên cứu quá trình nâng hàng theo những giả thiết trên. Ở giai đoạn đầu sau khi mở máy động cơ xảy ra quá trình thu độ chùng cáp. Giai đoạn thứ hai là quá trình biến dạng đàn hồi của kết cấu thép, quá trình diễn ra từ khi lực căng trong cáp S tăng từ 0 đến khi đạt gía trị $S = Q = m_2 g$. Kết thúc giai đoạn này hệ chuyển sang giai đoạn thứ ba- quá trình nâng hàng.

Để xác định các thông số của quá trình dao động, các phương trình chuyển động của hệ khảo sát được viết ở dạng phương trình Lagrăng. Khi này nếu vế phải của phương trình bằng 0 tức là hệ dao động tự do, còn vế phải là lực (hoặc mômen) chủ động thì hệ sẽ dao động cưỡng bức.

Để thành lập phương trình La grăng: $\dfrac{d}{dt}\left(\dfrac{\partial E}{\partial x}\right) - \dfrac{\partial E}{\partial x} + \dfrac{\partial T}{\partial x} = 0$,

ta cần phải biết động năng E và thế năng T của hệ.

Ở phương trình trên, toạ độ tổng quát x áp dụng cho cơ cấu nâng sẽ là chuyển vị x_K của khối lượng cần trục m_K có độ cứng c_K.

Động năng của khối lượng m_K: $E = \dfrac{m_K}{2}\left(\dfrac{dx_K}{dt}\right)^2$.

Còn thế năng: $T = c_K \dfrac{x_K^2}{2}$.

Khi đó $\dfrac{\partial E}{\partial \dot{x}_K} = m_K \dfrac{dx_K}{dt}$; $\dfrac{d}{dt}\left(\dfrac{\partial E}{\partial \dot{x}}\right) = m_K \dfrac{d^2 x_K}{dt^2}$;

$\dfrac{\partial E}{\partial x} = 0$; $\dfrac{\partial T}{\partial x} = c_K x_K$.

Phương trình Lagrăng được viết dưới dạng:

$$m_K \frac{d^2 x_K}{dt^2} + c_K x_K = 0 \quad \text{hay} \quad \frac{d^2 x_K}{dt^2} + p^2 x_K = 0.$$

Đây là phương trình dao động tự do điều hoà (không tính đến sự tắt dao động). Nghiệm tổng quát của phương trình này:

$$x_{K0} = A\cos pt + B\sin pt = A_0 \sin(pt + \delta);$$

Ở đây A_0 - biên độ, $p = \sqrt{\dfrac{c_K}{m_K}}$ - tần số góc của dao động tự do, δ là pha dao động ban đầu.

Hằng số tích phân A, B hoặc A_0 tìm được từ điều kiện ban đầu:

Khi $t = 0$: $x_K = 0$; $\dfrac{dx_K}{dt} = 0$.

Để xác định dao động cưỡng bức chúng ta đưa vào phương trình lực chủ động S, lực này có giá trị khác nhau ở mỗi giai đoạn chuyển động của hệ.

Trong trường hợp này phương trình chuyển động của hệ được viết dưới dạng:

$$m_K \frac{d^2 x_K}{dt^2} + c_K x_K = S. \qquad (4.7)$$

Lực S được xác định theo phương pháp sau: ở thời điểm bất kỳ t của giai đoạn thứ hai khi đạt tốc độ nâng định mức v:

$$x_K = vt; \quad \frac{dx_K}{dt} = v; \quad \frac{d^2 x_K}{dt^2} = 0.$$

Vì vậy từ phương trình chuyển động ta sẽ có

$$S = c_K x_K = c_K vt.$$

Vào thời điểm t_1 nhấc hàng khỏi nền $(t = t_1)$, $S = c_K vt_1$. Cũng vào thời điểm này $S = m_2 g = Q$, ở đây m_2 - khối lượng của hàng có trọng lượng Q.

Từ các phương trình này ta có thể xác định được thời gian của giai đoạn thứ hai:

$$t_1 = \frac{m_2 g}{c_K v}.$$

Chuyển vị toàn phần của kết cấu:

$$x_K = vt_1 = \frac{m_2 g}{c_K} = \frac{Q}{c_K} = y_t,$$

trong đó y_t - độ võng do tải trọng tĩnh.

Ở giai đoạn thứ ba: $S = Q = m_2 g$.

Nếu cho rằng cần trục và hàng có khối lượng chung là $m = m_K + m_2$ chuyển động đồng thời, thì phương trình vi phân chuyển động của hệ được viết như sau:

$$m\frac{d^2x_K}{dt^2} + c_K x_K = m_2 g \qquad \text{hay} \qquad \frac{d^2x_K}{dt^2} + p^2 x_K = q\,.$$

Ở đây $\qquad p^2 = \dfrac{c_K}{m}$ và $\qquad q = \dfrac{m_2}{m}g = \dfrac{m_2}{m_K + m_2}g\,.$

Nghiệm toàn phần của phương trình này là tổng của nghiệm tổng quát đã nhận được ở trên và nghiệm riêng $x_K = \dfrac{q}{p^2}$:

$$x_K = A\cos pt + B\sin pt + \frac{q}{p^2}\,;\ \frac{dx_K}{dt} = -Ap\sin pt + Bp\cos pt$$

Các hằng số tích phân được xác định từ điều kiện ban đầu: khi $t = 0$ chuyển vị $x_K = y_t$ và tốc độ chuyển vị $\dfrac{dx_K}{dt} = v$.

Thay các giá trị này vào biểu thức trên ta nhận được:

$$x_K = y_t = A + \frac{q}{p^2}, \quad \text{rút ra} \quad A = y_t - \frac{q}{p^2}\,;$$

$$\frac{dx_K}{dt} = v = Bp\,, \qquad \text{do đó} \quad B = \frac{v}{p}\,.$$

Vì vậy $\qquad x_K = \left(y_t - \dfrac{q}{p^2}\right)\cos pt + \dfrac{v}{p}\sin pt + \dfrac{q}{p^2}\,;$

Ở đây p - tần số góc của dao động.

Biến đổi biểu thức trên thành:

$$x_K = y_t\cos pt + \frac{q}{p^2}(1 - \cos pt) + \frac{v}{p}\sin pt =$$

$$= y_t\left[\cos pt + \frac{q}{p^2 y_t}(1 - \cos pt)\right] + \frac{v}{p}\sin pt\,.$$

Vì $\qquad \dfrac{q}{p^2 y_t} = \dfrac{m_2 g}{m_K + m_2}\dfrac{m}{c_K}\dfrac{c_K}{m_2 g} = 1,$

Nên $\quad x_K = y_t + \frac{v}{p}\sin pt$, $\quad$ còn $\quad \frac{d^2 x_K}{dt^2} = -vp\sin pt$.

Vì tải trọng trên móc bằng tổng tải trọng tĩnh và động, còn hàm sin thay đổi từ +1 đến -1, do đó:

$$S_d = Q + \frac{Q}{g}\frac{d^2 x_K}{dt^2} = Q\left(1 - \frac{vp}{g}\sin pt\right).$$

Còn khi $\sin pt = -1$

$$S_{d\max} = Q\left(1 + \frac{vp}{g}\right) = Q\left(1 + \frac{v}{g}\sqrt{\frac{c_K}{m_K + m_2}}\right) = Qk'_d.$$

Tải trọng ở cần trục:

$$F = c_K x_K = c_K\left(y_t + \frac{v}{p}\sin pt\right) = c_K\left[\frac{m_2 g}{c_K} + \frac{m_K + m_2}{c_K}vp\sin pt\right] =$$

$$= m_2 g\left[1 + \frac{m_K + m_2}{m_2}\frac{vp}{g}\sin pt\right] = Q\left[1 + \left(1 + \frac{m_K}{m_2}\right)\frac{vp}{g}\sin pt\right].$$

$$F_{\max} = Q\left[1 + \left(1 + \frac{m_K}{m_2}\right)\frac{vp}{g}\right] = Q\left[1 + \frac{v}{g}\left(1 + \frac{m_K}{m_2}\sqrt{\frac{c_K}{m_K + m_2}}\right)\right] = Qk''_d$$

Hệ số động đối với cáp nâng:

$$k'_d = 1 + \frac{v}{g}\sqrt{\frac{c_K}{m_K + m_2}}. \tag{4.8}$$

Hệ số động đối với kết cấu thép:

$$k''_d = 1 + \frac{v}{g}\sqrt{\frac{c_K}{m_K + m_2}}.\left(1 + \frac{m_K}{m_2}\right). \tag{4.9}$$

Các hệ số động trên xác định tính động của quá trình nâng đối với trường hợp nâng hàng bắt đầu từ thời điểm động cơ đã hoàn toàn phát triển tốc độ quay định mức. Phương pháp điều khiển cần trục như thế vẫn thường xảy ra mặc dù làm như vậy là vi phạm quy tắc khai thác. Thông thường người ta dự kiến lực căng cần thiết của cáp nâng theo sức nâng, khi mở máy tốc độ động cơ tăng dần đến tốc độ định mức. Phương pháp mở máy như vậy sẽ làm giảm đáng kể tải trọng động.

§4.2- ĐỘNG LỰC HỌC CƠ CẤU DI CHUYỂN

Tải trọng động sinh ra khi di chuyển xe con hoặc cần trục tác dụng lên hệ truyền động của cơ cấu di chuyển và kết cấu thép của cần trục. Tải trọng động này sinh ra không chỉ trong thời kỳ quá độ, mà cả trong thời kỳ chuyển động ổn định do di chuyển trên đường không bằng phẳng. Trong một số trường hợp đặc biệt, tải trọng động có thể lớn gấp $2 \div 3$ lần tải trọng tĩnh.

Tuỳ thuộc vào đặc tính và công dụng mà một số loại cần trục khi di chuyển được phép mang hàng. Hàng có thể được treo mềm bằng palăng cáp, hoặc có thể được treo cứng bằng thiết bị kẹp chuyên dùng.

Trong trường hợp có hàng treo trên cáp, khi khởi động hoặc hãm cơ cấu di chuyển sinh ra sự lắc hàng. Sự dao động của hàng không chỉ làm tăng tải trọng động tác dụng lên hệ truyền động, mà còn làm thay đổi áp lực lên các bánh xe, dẫn đến sự quay trượt bánh xe truyền động. Sự lắc hàng treo trên cáp còn gây ra sự chuyển động không đều của cần trục (xe con), làm cản trở điều kiện làm việc bình thường của cần trục, nhất là đối với những cần trục dùng trong công tác lắp ráp hoặc vận chuyển kim loại lỏng v.v.. Sự lắc hàng sau khi dừng làm tăng thời gian chu kỳ làm việc, dẫn đến giảm năng suất của cần trục.Vì vậy khi nghiên cứu động học cơ cấu di chuyển chúng ta phải xét đến ảnh hưởng sự dao động của hàng treo trên cáp.

Nếu hàng được kẹp cứng vào xe con hoặc cần trục, khi đó khối lượng hàng và khối lượng kết cấu thép của cần trục (hay khung xe con) được nối cứng với nhau, do đó cả hai khối lượng này được tính như một khối lượng chuyển động thống nhất. Vì vậy di chuyển cần trục có hàng treo cứng chỉ là trường hợp riêng của trường hợp có hàng treo mềm, nếu bỏ qua ảnh hưởng của sự lắc hàng.

4.2.1- DAO ĐỘNG CỦA HÀNG KHI KHỞI ĐỘNG HOẶC HÃM CƠ CẤU DI CHUYỂN

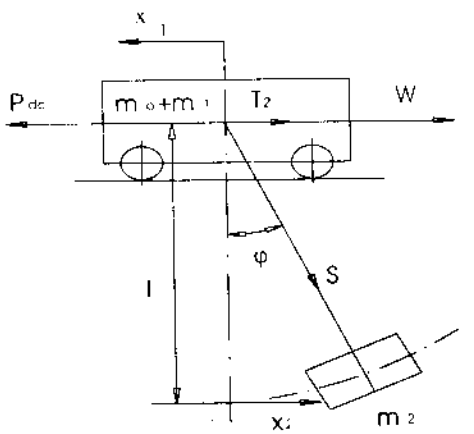
Để nghiên cứu hiện tượng lắc hàng treo trên cáp, chúng ta sử dụng một số giả thiết đơn giản sau:

- Hàng treo trên dây cáp tương tự như con lắc treo tự do.

- Khối lượng palăng cáp có thể bỏ qua vì nhỏ so với khối lượng của hàng.

- Dao động dọc của hàng rất nhỏ so với dao động ngang của nó nên cũng không tính.

- Dao động ngang của hàng được xét trong phạm vi góc nghiêng nhỏ, nên gần đúng có thể tính $\sin\varphi \approx tg\varphi$, ở đây φ là góc nghiêng của cáp nâng so với phương thẳng đứng.



Hình 4.3 Sơ đồ tính dao động của hàng khi di chuyển cần trục

Thực tế đã chứng tỏ rằng những giả thiết đơn giản nêu trên không ảnh hưởng đáng kể đến độ chính xác của bài toán. Để đánh giá ảnh hưởng độ mềm của palăng cáp đến tải trọng động của cơ cấu di chuyển chúng ta sử dụng sơ đồ tính toán hai khối lượng cho ở hình 4.3.

Ở đây: $m_0 + m_1$ - khối lượng của tất cả các bộ phận chuyển động của xe con (cần trục) m_0 và cơ cấu di chuyển m_1 quy đổi về chuyển vị tịnh tiến của của nó tương ứng với x_1; m_2 - khối lượng hàng; x_2 - chuyển vị tương đối của hàng so với khối lượng m_1; l - chiều dài của palăng treo hàng; W- lực cản di chuyển; P_{dc} - lực chủ động của động cơ tác dụng lên cơ cấu di chuyển.

Lực căng trong palăng nâng:

$$S = m_2 g = Q.$$

Thành phần lực ngang T_2 gây ra do sự lắc hàng:

$$T_2 = Stg\varphi = m_2 g \frac{x_2}{l}$$

Khi khởi động, phương trình chuyển động của xe con (cần trục) có dạng:

$$(m_0 + m_1)\frac{d^2 x_1}{dt^2} + \frac{m_2 g}{l} x_2 = P_{dc} - W = P_{du}. \qquad (4.10)$$

Phương trình chuyển động của hàng ở hướng ngang:

$$m_2\left(\frac{d^2x_2}{dt^2}-\frac{d^2x_1}{dt^2}\right)+\frac{m_2g}{l}x_2=0. \qquad (4.11)$$

Ở đây $m_2\dfrac{d^2x_1}{dt^2}$ - lực quán tính do chuyển động theo của khối lượng m_2.

Từ phương trình (4.11) ta có: $\dfrac{d^2x_1}{dt^2}=\dfrac{d^2x_2}{dt^2}+\dfrac{g}{l}x_2$.

Thay giá trị $\dfrac{d^2x_1}{dt^2}$ vào (4.10) ta tìm được:

$$(m_0+m_1)\frac{d^2x_2}{dt^2}+\frac{g}{l}(m_0+m_1+m_2)x_2=P_{du},$$

hay:

$$\frac{d^2x_2}{dt^2}+\frac{g(m_0+m_1+m_2)}{l(m_0+m_1)}x_2=\frac{P_{du}}{m_0+m_1}. \qquad (4.12)$$

Phương trình (4.12) là phương trình vi phân chuyển động của hàng trong hệ toạ độ có toạ độ ban đầu ở trục thẳng đứng đi qua trọng tâm của hàng khi treo tự do.

Nếu coi $P_{du}=const$, nghiệm tổng quát của phương trình (4.12) có dạng:

$$x_2=A\cos pt+B\sin pt+\frac{P_{du}}{p^2(m_0+m_1)},$$

trong đó p là tần số dao động của hàng:

$$p=\sqrt{\frac{g(m_0+m_1+m_2)}{l(m_0+m_1)}}. \qquad (4.13)$$

Điều kiện ban đầu:

khi $t=0$, $x_2=0$ và $\dfrac{dx_2}{dt}=0$;

Do đó: $A=-\dfrac{P_{du}l}{(m_0+m_1+m_2)g}$; $B=0$.

Chuyển vị của hàng:

$$x_2=\frac{P_{du}l}{(m_0+m_1+m_2)g}(1-\cos pt). \qquad (4.14)$$

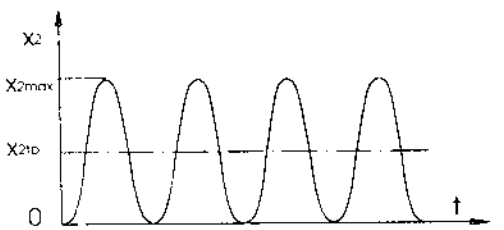
Góc lệch lớn nhất xảy ra khi $\cos pt = -1$, khi đó:

$$x_{2\max} = \frac{2P_{du}l}{(m_0 + m_1 + m_2)g} \tag{4.15}$$

Biên độ dao động nhỏ nhất khi $\cos pt = 1$, khi đó $x_{2\min} = 0$.

Biên độ dao động trung bình khi $\cos pt = 0$, khi đó:

$$x_{2tb} = \frac{P_{du}l}{(m_0 + m_1 + m_2)g}.$$



Hình 4.4- Đồ thị X_2 (t) khi P_{du}=const

Trên hình 4.4 là đồ thị dao động ngang của hàng $x_2(t)$ xây dựng theo biểu thức 4.14 khi $P_{du} = const$. Phân tích kết quả nhận được ta thấy: khi khởi động hoặc hãm cơ cấu di chuyển cần trục (xe con), hàng bị dao động ngang so với trục nghiêng được xác định bằng giá trị trung bình x_{2tb}.

- Tần số dao động của hàng (4.13) phụ thuộc vào chiều dài treo hàng l và giá trị qui đổi của khối lượng hàng, khối lượng cơ cấu di chuyển và phần chuyển động tịnh tiến của cần trục. Khi giá trị l giảm, tần số p sẽ tăng. Trong điều kiện khai thác, l là giá trị thay đổi và được tính trong trường hợp $l_{\min}$ vì đây là điều kiện làm việc nặng của cần trục.

Thời gian t_m khi x_2 đạt giá trị max: $t_m = \pi\sqrt{\dfrac{l(m_0 + m_1)}{g(m_0 + m_1 + m_2)}}$,

có thể lớn hơn thời gian khởi động hoặc hãm cơ cấu t_K. Vì vậy để tìm giá trị lớn nhất x_2 ta cần phải thay giá trị t_K vào phương trình (4.14) sẽ nhận được:

$$x_{2\max} = \pm\frac{P_{du}l}{(m_0 + m_1 + m_2)g}\left[1 - \cos\sqrt{\frac{g(m_0 + m_1 + m_2)}{l(m_0 + m_1)}}.t_K\right].$$

Vi phân phương trình (4.14) ta tìm được quy luật biến thiên tốc độ chuyển động của hàng so với chuyển động của xe con hoặc cần trục:

$$\frac{dx_2}{dt} = \frac{P_{du} l}{(m_0 + m_1 + m_2)g} p \sin pt .$$

- Ta nhận thấy khi $pt = 2\pi n$, ở đây : n- số nguyên bất kỳ thì $x_2 = 0$ và $\frac{dx_2}{dt} = 0$. Thời gian tương ứng với điều kiện này: $t = 2\pi n / p$. Rõ ràng là vào thời điểm khi $x_2 = 0$ và $\frac{dx_2}{dt} = 0$, nếu ngừng tác dụng lực dư P_{du} thì dao động của hàng sẽ dừng lại. Lực P_{du} sẽ bằng 0 ở cuối giai đoạn khởi động hoặc phanh cần trục. Vì vậy thời gian khởi động hoặc phanh t_K nên chọn:

$$t_K = 2\frac{\pi n}{p} = 2\pi n\sqrt{\frac{l(m_0 + m_1)}{g(m_0 + m_1 + m_2)}} .$$

Việc lựa chọn t_K như vậy sẽ đảm bảo giữ yên hàng sau khi khởi động hoặc hãm xe con (cần trục). Thời gian t_K có thể điều chỉnh chính xác bằng cách thay đổi mômen khởi động của động cơ hoặc mômen phanh.

- Khi khởi động hàng sẽ bị nghiêng về phía ngược hướng chuyển động một góc φ_{max} sau đó thực hiện dao động từ φ_{max} đến $\varphi = 0$, còn khi phanh hiện tượng dao động xảy ra tương tự nhưng theo hướng ngược lại.

- Sau khi ngừng tác dụng của lực P_{du} hoặc sau khi phanh, hàng vẫn tiếp tục dao động xung quanh vị trí thẳng đứng.

- Từ phương trình (4.10) và (4.14) ta thấy giá trị gia tốc của xe con khi khởi động thay đổi theo quy luật điều hoà trong giới hạn từ $\ddot{x}_{1max} = \frac{P_{du}}{m_0 + m_1}$ khi hàng ở vị trí thẳng đứng đến $\ddot{x}_{1min} = \frac{P_{du}}{m_0 + m_1} - \frac{2P_{du} m_2}{(m_0 + m_1)(m_0 + m_1 + m_2)}$ khi hàng nghiêng góc φ_{max} so với phương thẳng đứng. Vì vậy khả năng quay trượt bánh xe khi khởi động có hàng xảy ra ngay tại vị trí bắt đầu khi hàng còn treo thẳng đứng và lặp lại sau khoảng thời gian $2\pi / p$ (s).

Vì gia tốc lớn nhất của xe con có hàng treo trên cáp không phụ thuộc vào khối lượng cũng như trọng lượng hàng, nên khả năng quay trượt bánh xe truyền động khi khởi động xe con có hàng và không hàng là như nhau.

4.2.2. ĐỘNG LỰC HỌC CƠ CẤU DI CHUYỂN KHI TREO HÀNG TRÊN CÁP

Chúng ta nghiên cứu quá trình khởi động hoặc hãm cơ cấu di chuyển xe con hoặc cần trục có tính đến ảnh hưởng sự dao động của hàng treo trên cáp. Sơ đồ tính toán của hệ gồm ba khối lượng.

Quá trình khởi động (Hình 4.5)

Các kí hiệu trên sơ đồ: m_1 - khối lượng quy đổi phần quay của cơ cấu di chuyển bao gồm rôto, khớp nối, bánh phanh, bộ truyền; m_0 - khối lượng quy đổi của các phần chuyển động tịnh tiến và phần quay của cần trục bao gồm khối lượng cần trục (xe con), bánh xe; m_2 - khối lượng của hàng; x_1, x_0 - toạ độ chuyển động của khối lượng m_1 và m_0. x_2 - toạ độ của khối lượng m_2 tính từ vị trí thẳng đứng của hàng; l- chiều dài treo hàng; W- lực cản tĩnh di chuyển của cần trục (xe con); c- độ cứng quy đổi các bộ phận truyền động (chủ yếu là các trục) của cơ cấu di chuyển.

Động năng của hệ: $$E = \frac{m_1}{2}\left(\frac{dx_1}{dt}\right)^2 + \frac{m_0}{2}\left(\frac{dx_0}{dt}\right)^2.$$

Thế năng của hệ: $$T = \frac{(x_1 - x_0)^2 c}{2}$$

Ngoại lực tác dụng vào khối lượng m_1 là lực chủ động của động cơ $P_{dc} = P_{du} + W$.

Vi phân E theo $\frac{dx_1}{dt}$ và t, còn T theo x_1 ta tìm được phương trình vi phân chuyển động của khối lượng m_1: $$m_1\frac{d^2x_1}{dt^2} + (x_1 - x_0)c = P_{dc} - W + P_{du} \quad (4.16)$$

Ngoại lực tác dụng lên khối lượng m_0 gồm lực cản di chuyển W và thành phần nằm ngang T_2 của trọng lượng hàng: $T_2 = \frac{m_2 g}{l}x_2$.

Bằng cách tương tự ta lập được phương trình chuyển động của khối lượng m_0

$$m_0\frac{d^2x_0}{dt^2} - c(x_1 - x_0) = -W - \frac{m_2 g}{l}x_2 \quad (4.17)$$

Vì chúng ta cần xác định nội lực trong liên kết đàn hồi, do đó hệ phương trình (4.16) và (4.17) cần phải giải theo nghiệm $(x_1 - x_0)$ để xác định nội lực cũng như biến dạng cần tìm.

Nhân phương trình (4.16) với m_0 và (4.14) với m_2, thay giá trị x_2 nhận được từ biểu thức (4.14), sau khi biến đổi ta có:

$$\left(\frac{d^2x_1}{dt^2} - \frac{d^2x_0}{dt^2}\right) + \frac{c(m_1+m_0)}{m_1m_0}(x_1 - x_0) =$$

$$= W\frac{m_1+m_0}{m_1m_0} + \frac{P_{du}}{m_1} + \frac{P_{du}m_2}{m_0(m_1+m_0+m_2)}\left[1 - \cos\left(\sqrt{\frac{g}{l}\frac{(m_1+m_0-m_2)}{m_1+m_0}}\,t\right)\right]. \quad (4.18)$$

Nghiệm tổng quát của phương trình (4.18) không có vế phải có dạng:

$$(x_1 - x_0)_0 = A\cos p_1t + B\sin p_1t,$$

Ở đây $$p_1 = \sqrt{\frac{c(m_1+m_0)}{m_1m_0}}.$$

Nghiệm riêng của phương trình (4.18):

$$(x_1 - x_0)_1 = C + D\cos p_2t,$$

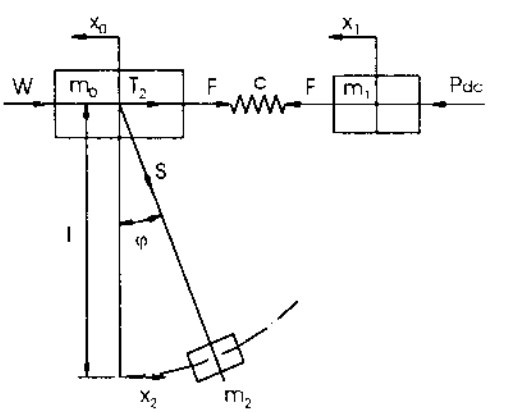
Trong đó:

$$p_2 = \sqrt{\frac{g}{l}\frac{(m_1+m_0+m_2)}{(m_1+m_0)}}.$$

Thay giá trị $(x_1 - x_0)_1$ vào phương trình (4.18) ta tìm được

$$C = \frac{P_{du}}{p_1^2}\left(\frac{1}{m_1} + \frac{m_2g}{lp_2^2m_0(m_1+m_0)}\right) + \frac{W}{c};$$

$$D = -\frac{P_{du}m_2g}{lp_2^2m_0(m_1+m_0)(p_1^2 - p_2^2)}.$$



Hình4.5- Sơ đồ tính động lực học cơ cấu di chuyển có hàng khi khởi động.

Nghiệm toàn phần của phương trình (4.18) sẽ là:

$$(x_1 - x_0) = A\cos p_1 t + B\sin p_1 t + \frac{P_{du} m_2 g}{l p_2^2 m_0 (m_1 + m_2)}$$

$$-\left(\frac{1}{p_1^2} - \frac{1}{p_1^2 - p_2^2}\cos p_2 t\right) + \frac{P_{du}}{p_1^2 m_1} + \frac{W}{c}. \qquad (4.19)$$

Ở thiết bị điều khiển thường dùng biến trở khởi động hoặc biến tần. Vì vậy vào thời điểm bắt đầu khởi động, động cơ đã tạo ra mômen trên trục truyền động cuối cùng gần bằng hoặc bằng mômen cản tĩnh, còn tốc độ biến dạng khi này sẽ gần bằng không. Do đó điều kiện ban đầu khi $t = 0$:

$$(x_1 - x_0) = \frac{W}{c}; \quad \frac{dx_1}{dt} - \frac{dx_0}{dt} = 0.$$

Thay điều kiện ban đầu vào (4.19) ta tìm được các hằng số tích phân A và B.

$$A = -\frac{P_{du}}{p_1^2}\left[\frac{1}{m_1} - \frac{m_2 g}{l m_0 (m_1 + m_0)(p_1^2 - p_2^2)}\right]; \quad B = 0.$$

Cuối cùng ta tìm được:

$$(x_1 - x_0) = \frac{P_{du}}{p_1^2 m_1}(1 - \cos p_1 t) + \frac{P_{du} m_2 g}{l m_0 (m_1 + m_0)(p_1^2 - p_2^2)}\left(\frac{1}{p_1^2}\cos p_1 t - \frac{1}{p_2^2}\cos p_2 t\right) +$$

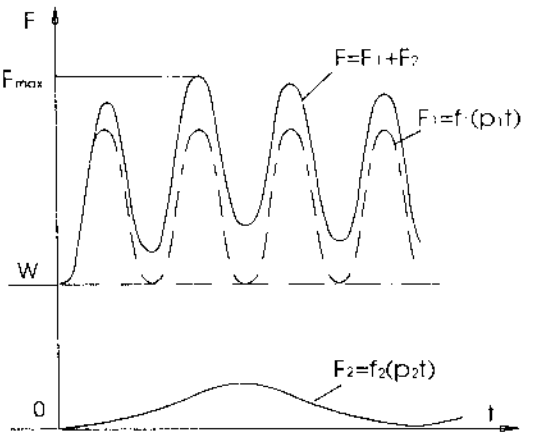
$$+ \frac{P_{du} m_2 g}{l p_1^2 p_2^2 m_0 (m_1 + m_0)} + \frac{W}{c}. \qquad (4.20)$$

Nội lực ở bộ phận đàn hồi của cơ cấu: $F = (x_1 - x_0)c$, hay:

$$F = \frac{P_{du} c}{p_1^2 m_1}(1 - \cos p_1 t) + \frac{P_{du} m_2 g c}{l m_0 (m_1 + m_0)(p_1^2 - p_2^2)}\left(\frac{1}{p_1^2}\cos p_1 t - \frac{1}{p_2^2}\cos p_2 t\right) +$$

$$+ \frac{P_{du} m_2 g c}{l p_1^2 p_2^2 m_0 (m_1 + m_0)} + W. \qquad (4.21)$$

Đồ thị sự thay đổi F theo thời gian cho ở hình 4.6. Từ đồ thị rõ ràng là F nhận được giống như kết quả xếp chồng dao động của hệ với các tần số p_1 và p_2. Vì các tần số p_1 và p_2 độc lập với nhau nên có khả năng xuất hiện sự trùng các giá trị của chúng. Khi đó đối với các cơ cấu thực:



Hình 4.6- Đồ thị F(t) khi khởi động cơ cấu di chuyển

$$F_{max} = \frac{2P_{du}c}{p_1^2 m_1} + \frac{2P_{du}m_2 gc}{lp_1^2 p_2^2 m_0(m_1+m_0)} + W \qquad (4.22)$$

Khi thay các giá trị p_1 và p_2 vào (4.22) và qua biến đổi ta có được:

$$F_{max} = \frac{2P_{du}(m_2+m_0)}{m_1+m_0+m_2} + W\ . \qquad (4.23)$$

Bây giờ chúng ta xét trường hợp khi khởi động không có tải trọng ban đầu.

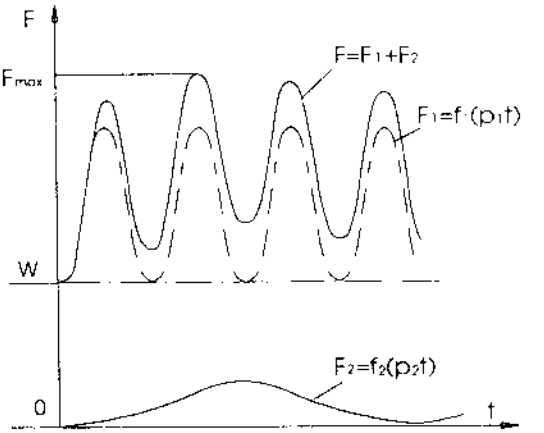
Trong trường hợp này sau khi đặt lực chủ động vào khối lượng m_1 làm cho nó chuyển động, sau đó bộ phận đàn hồi bị biến dạng tương ứng với lực cản di chuyển tĩnh W làm cho khối lượng m_0 chuyển động theo. Vì vậy quá trình khởi động được chia thành hai giai đoạn: giai đoạn thứ nhất từ khi khối lượng m_1 bắt đầu chuyển động cho tới khi bắt đầu chuyển động khối lượng m_0; giai đoạn hai từ khi m_0 bắt đầu chuyển động đến khi kết thúc thời gian khởi động.

Ở giai đoạn thứ nhất phương trình chuyển động của khối lượng m_1 có dạng:

$$m_1\frac{d^2x_1}{dt^2} + x_1c = P_{dc} = P_{du} + W\ . \qquad (4.24)$$

Nghiệm của phương trình (4.24) có dạng:

Đồ thị sự thay đổi F theo thời gian cho ở hình 4.6. Từ đồ thị rõ ràng là F nhận được giống như kết quả xếp chồng dao động của hệ với các tần số p_1 và p_2. Vì các tần số p_1 và p_2 độc lập với nhau nên có khả năng xuất hiện sự trùng các giá trị của chúng. Khi đó đối với các cơ cấu thực:



Hình 4.6- Đồ thị F(t) khi khởi động cơ cấu di chuyển

$$F_{max} = \frac{2P_{du}c}{p_1^2 m_1} + \frac{2P_{du}m_2 gc}{lp_1^2 p_2^2 m_0(m_1 + m_0)} + W \qquad (4.22)$$

Khi thay các giá trị p_1 và p_2 vào (4.22) và qua biến đổi ta có được:

$$F_{max} = \frac{2P_{du}(m_2 + m_0)}{m_1 + m_0 + m_2} + W \ . \qquad (4.23)$$

Bây giờ chúng ta xét trường hợp khi khởi động không có tải trọng ban đầu.

Trong trường hợp này sau khi đặt lực chủ động vào khối lượng m_1 làm cho nó chuyển động, sau đó bộ phận đàn hồi bị biến dạng tương ứng với lực cản di chuyển tĩnh W làm cho khối lượng m_0 chuyển động theo. Vì vậy quá trình khởi động được chia thành hai giai đoạn: giai đoạn thứ nhất từ khi khối lượng m_1 bắt đầu chuyển động cho tới khi bắt đầu chuyển động khối lượng m_0; giai đoạn hai từ khi m_0 bắt đầu chuyển động đến khi kết thúc thời gian khởi động.

Ở giai đoạn thứ nhất phương trình chuyển động của khối lượng m_1 có dạng:

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + x_1 c = P_{du} = P_{du} + W \ . \qquad (4.24)$$

Nghiệm của phương trình (4.24) có dạng:

$$x_1 = A\cos p_1 t + B\sin p_1 t + \frac{W + P_{du}}{c}. \qquad (4.25)$$

Ở đây: $p = \sqrt{\frac{c}{m_1}}$

Điều kiện ban đầu: khi $t = 0$ $x_1 = 0$ và $\frac{dx_1}{dt} = 0$.

Thay điều kiện ban đầu vào (4.25) ta tìm được:

$$A = -\frac{W + P_{du}}{c}; \quad B = 0.$$

$$x_1 = \frac{W + P_{du}}{c}(1 - \cos pt), \qquad (4.26)$$

Tốc độ chuyển động của khối lượng m_1 ở giai đoạn đầu:

$$\frac{dx_1}{dt} = \frac{W + P_{du}}{c} p\sin pt. \qquad (4.27)$$

Kết thúc giai đoạn thứ nhất được xác định theo điều kiện:

$$x_1 = W / c. \qquad (4.28)$$

Hoặc: $$\frac{W}{c} = \frac{W + P_{du}}{c}(1 - \cos pt_1). \qquad (4.29)$$

Ở đây t_1 là thời gian của giai đoạn thứ nhất.

Từ công thức (4.29) ta tìm được

$$t_1 = p\arccos\frac{P_{du}}{W + P_{du}}. \qquad (4.30)$$

Tốc độ chuyển động của khối lượng m_1 khi $t = t_1$:

$$v_{t_1} = \sqrt{\frac{W(2P_{du} + W)}{m_1 c}}. \qquad (4.31)$$

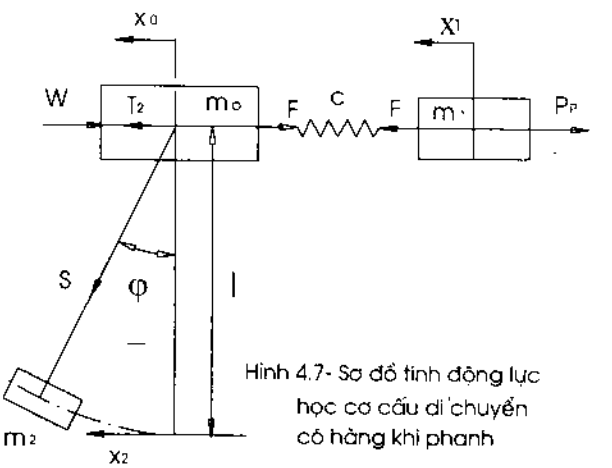
Phương trình chuyển động của hệ ở giai đoạn thứ hai tương tự phương trình (4.16) và (4.17). Ngiệm tổng quát của hệ phương trình này là phương trình (4.19). Thay điều kiện ban đầu (4.28) và (4.31) vào (4.19) rồi nhân kết quả

nhận được với c, bằng cách tương tự trên ta tìm được trị số lớn nhất của lực ở bộ phận đàn hồi (4.32):

$$F_{max} = \frac{P_{du}(m_0 + m_2)}{m_0 + m_1 + m_2} + \sqrt{\frac{m_0 + m_2}{m_0 + m_1 + m_2}\left[W(2P_{du} + W) + \frac{(m_0 + m_2)P_{du}^{\ 2}}{m_0 + m_1 + m_2}\right]} + W.$$

Quá trình hãm cơ cấu di chuyển.

Chúng ta xét quá trình hãm cơ cấu di chuyển theo sơ đồ tính toán cho ở hình 4.7.



Hình 4.7- Sơ đồ tính động lực học cơ cấu di chuyển có hàng khi phanh

Động năng của hệ:

$$E = \frac{m_1}{2}\left(\frac{dx_1}{dt}\right)^2 + \frac{m_0}{2}\left(\frac{dx_0}{dt}\right)^2$$

Thế năng:

$$T = \frac{(x_0 - x_1)^2 c}{2}.$$

Khi phanh, lực tác dụng lên khối lượng m_1 là lực phanh P_p, phương trình chuyển động của khối lượng m_1 có dạng:

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} - c(x_0 - x_1) = -P_p, \tag{4.33}$$

Lực tác dụng lên khối lượng m_0:

$$F_0 = -W + \frac{m_2 g}{l} x_2.$$

Phương trình chuyển động của khối lượng m_0:

$$m_0 \frac{d^2 x_0}{dt^2} + c(x_0 - x_1) = -W + \frac{m_2 g x_2}{l}. \tag{4.34}$$

Nhân phương trình (4.33) với m_0 và phương trình (4.34) với m_1 rồi trừ đi cho nhau, sau đó thay giá trị x_2 từ biểu thức (4.14) ta có:

$$\frac{d^2x}{dt^2} + p_1^2 x = -\frac{W}{m_0} + \frac{P_p}{m_1} + \frac{P_p m_2}{m_0(m_1 + m_0 + m_2)}\left[1 - \cos\sqrt{\frac{g}{l}\frac{(m_1 + m_0 + m_2)}{(m_1 + m_0)}}\,t\right], \quad (4.35)$$

Ở đây: $x = x_0 - x_1$; $\frac{d^2x}{dt^2} = \left(\frac{d^2x_0}{dt^2} - \frac{d^2x_1}{dt^2}\right)$.

Nghiệm tổng quát của phương trình (4.35) không có vế phải có dạng:

$$(x_0 - x_1)_0 = A\cos p_1 t + B\sin p_1 t,$$

Trong đó: $p_1 = \sqrt{\frac{c(m_0 + m_1)}{m_0 m_1}}$.

Nghiệm riêng của (4.35):

$$(x_0 - x_1)_1 = C + D\cos p_2 t.$$

Ở đây: $p_2 = \sqrt{\frac{g}{l}.\frac{(m_0 + m_1 + m_2)}{(m_0 + m_1)}}$.

Thay $(x_0 - x_1)_1$ vào (4.35) ta tìm được:

$$C = \frac{P_p}{p_1^2}\left[\frac{1}{m_1} + \frac{m_2}{m_0(m_0 + m_1 + m_2)}\right] - \frac{W}{m_0 p_1^2};$$

$$D = -\frac{P_p m_2}{m_0(m_0 + m_1 + m_2)(p_1^2 + p_2^2)}.$$

Nghiệm toàn phần của phương trình (4.35):

$$x = A\cos p_1 t + B\sin p_1 t + \frac{1}{p_1^2}\left(\frac{P_p}{m_1} - \frac{W}{m_0}\right) + \frac{P_p m_2}{m_0(m_0 + m_1 + m_2)}\left(\frac{1}{p_1^2} - \frac{1}{p_1^2 - p_2^2}\cos p_2 t\right) \quad (4.36)$$

Từ điều kiện làm việc thực tế ta thấy trước khi phanh, xe con hoặc cần trục chuyển động dưới tác dụng của mômen động cơ tương ứng với lực cản tĩnh di chuyển. Do đó ở thời điểm này các bộ phận của cơ cấu được truyền động sẽ

chịu tải trọng bằng lực cản tĩnh W. Vì mômen của động cơ và mômen do phanh sinh ra khác nhau về dấu nên khi $t = 0$

$$(x_0 - x_1) = -\frac{W}{c}$$

Tốc độ biến dạng của các bộ phận đàn hồi của cơ cấu bằng không khi $t = 0$ tức là

$$\frac{dx_0}{dt} - \frac{dx_1}{dt} = 0.$$

Thay điều kiện ban đầu vào nghiệm (4.36) của phương trình với giả thiết rằng đối với cơ cấu thực $p_1^2 - p_2^2 \approx p_1^2$, cuối cùng ta nhận được:

$$(x_0 - x_1) \approx \frac{(P_p + W)m_0}{c(m_0 + m_1)}(1 - \cos p_1 t) + \frac{P_p m_1 m_2 (1 - \cos p_2 t)}{(m_0 + m_1 + m_2)(m_0 + m_1)c} - \frac{W}{c}. \quad (4.37)$$

Lực trong bộ phận đàn hồi:

$$F \approx \frac{(P_p + W)m_0}{(m_0 + m_1)}(1 - \cos p_1 t) + \frac{P_p m_1 m_2 (1 - \cos p_2 t)}{(m_0 + m_1 + m_2)(m_0 + m_1)} - W \quad (4.38)$$

Trên hình (4.8) cho đồ thị F(t) cũng là sự xếp chồng của dao động bộ phận đàn hồi do tác dụng của hàng và dao động sinh ra do phanh đột ngột (tức thời).

Vì giá trị p_1 và p_2 độc lập với nhau nên cả hai thành phần biến đổi của phương trình (4.38) cũng biến đổi theo chu kỳ nên có khả năng giá trị cực đại của hai thành phần xuất hiện đồng thời. Khi đó lực cực đại F sẽ bằng:

$$F_{max} \approx \frac{2P_p(m_2 + m_0)}{m_0 + m_1 + m_2} + \frac{W(m_0 - m_1)}{m_0 + m_1} \quad (4.39)$$

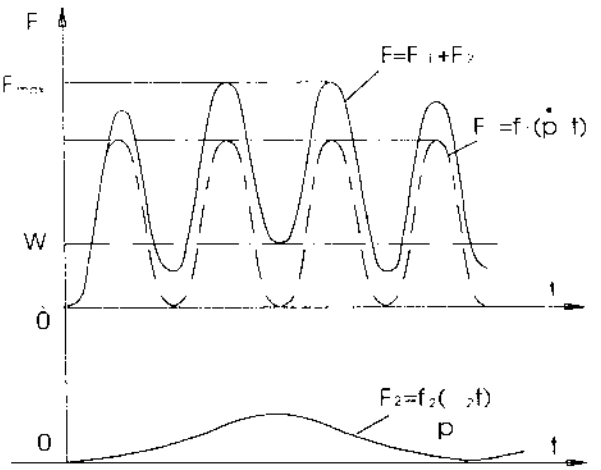
Theo số liệu tính toán đối với một số cơ cấu di chuyển xe con (cần trục) khi khởi động thì thành phần lực động bằng 1.7÷3.4 lần lực cản tĩnh W. Tải trọng động trung bình khi phanh bằng (1,6÷2,4)W vì khi phanh lực phanh cần thiết chỉ để khắc phục tải trọng động, còn lực cản tĩnh làm giảm lực phanh.

Trong thời gian chuyển động đều cũng có khả năng xuất hiện trường hợp

nguy hiểm khi tốc độ quay của trục có độ cứng nhỏ nhất trùng với tần số dao động riêng của hệ:

$$p_1 = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{c(m_0 + m_1)}{m_0 m_1}} \tag{4.40}$$

Trong trường hợp nếu tốc độ quay định mức của trục truyền động lớn hơn tần số dao động riêng của hệ thì khi khởi động hoặc phanh tốc độ quay của trục sẽ chuyển qua tốc độ quay tới hạn. Do đó để tránh hiện tượng cộng hưởng thì $p_1 > n$ trong đó n là tốc độ quay của trục.



Hình 4.8- Đồ thị F(t) khi phanh cơ cấu di chuyển

Ví dụ 1: Xác định mômen lớn nhất ở trục truyền động cơ cơ cấu di chuyển xe con của cần trục KTK-15 khi khởi động.

Các số liệu: trọng lượng hàng $Q = 147{,}2kN$; trọng lượng xe con $G_x = 49{,}25kN$; động cơ của cơ cấu di chuyển có công suất N=4,4 kW; n=1210 v/p; mômen khởi động lớn nhất $M_K = 1{,}5M_{dm}$; mômen đà của động cơ $GD_d^2 = 4{,}9Nm^2$; đường kính bánh phanh $D_p = 200mm$; $GD_p^2 = 3Nm^2$; hộp giảm tốc ba cấp $i = i_1 i_2 i_3 = 2{,}75 \times 4 \times 2{,}4 = 26{,}4$; hiệu suất của cơ cấu $\eta = \eta_1\eta_2\eta_3$ = 0,965×0,965×0,965=0,9; bánh xe có đường kính $D_x = 350mm$; $GD_x^2 = 20Nm^2$.

Tính toán:

1- Xác định lực gia tốc (lực dư)

Mômen định mức của động cơ:

$$M_{dm} = 9550\frac{N}{n} = 9550\frac{4{,}4}{1210} = 34{,}73Nm.$$

Mômen khởi động lớn nhất:

$$M_K = 1,5M_{dm} = 1,5.34,73 = 52Nm$$

Mômen khởi động qui đổi về trục bánh xe di chuyển:

$$M_{td} = M_K i\eta = 52.26,4.0,9 = 1236Nm$$

Lực khởi động lớn nhất qui đổi về bán kính bánh xe:

$$P_{td} = \frac{2M_{td}}{D_x} = \frac{2.1236}{0,35} = 7063N$$

Lực cản di chuyển xe con:

$$W = 0,02(Q + G_x) = 0,02(147200 + 49250) = 3928N$$

Lực gia tốc:

$$P_{du} = P_{td} - W = 7063 - 3928 = 3135N$$

2- Xác định khối lượng các bộ phận chuyển động qui đổi về bán kính bánh xe.

$$m_0 = \frac{G_x}{g} + 4\frac{GD_x^2}{gD_x^2} = \frac{49250}{9,81} + \frac{4.20}{9,81.0,35^2} = 5087kg.$$

Khối lượng phần chuyển động của cơ cấu:

$$m_1 = \beta\left[\frac{GD_d^2 i^2}{gD_x^2} + \frac{GD_p^2 i^2}{gD_x^2}\right] = 1,2(4,9 + 3)\frac{26,4^2}{9,81.0,35^2} = 5498kg.$$

Ở đây $\beta = 1,2$ hệ số tính đến khối lượng của trục và bánh răng.

Khối lượng hàng $m_2 = \frac{Q}{g} = \frac{147,2.10^3}{9,81} = 15000kg$.

3- Xác định lực động lớn nhất truyền vào cơ cấu khi khởi động theo công thức(4.23).

$$F_{max} = \frac{2.3135(15000 + 5087)}{5498 + 5087 + 15000} + 3928 = 8852N.$$

$$F_{max} = \frac{2.3135(15000+5087)}{5498+5087+15000} + 3928 = 8852N.$$

Hệ số quá tải: $\frac{F_{max}}{W} = \frac{8852}{3928} = 2,25.$

4- Xác định mômen lớn nhất truyền lên trục truyền động của cơ cấu di chuyển khi khởi động:

- Mômen trên trục bánh xe: $M_x = F_{max}\frac{D_x}{2} = 8852\frac{0,35}{2} \approx 1549N$

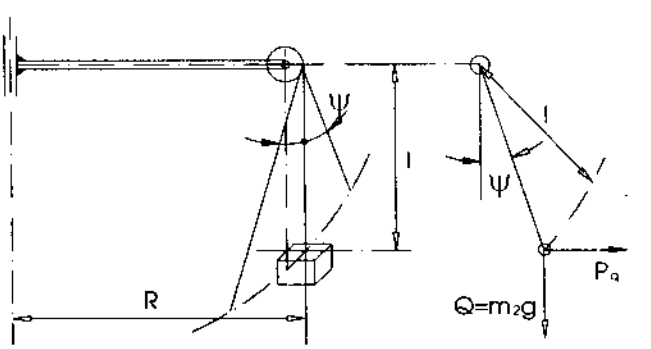
- Mômen ở trục ra của hộp giảm tốc: $M_1 = \frac{M_x}{i_3\eta_3} = \frac{1549}{2,4.0,965} = 669N$

- Mômen ở trục thứ hai của hộp giảm tốc: $M_2 = \frac{M_1}{i_2\eta_2} = \frac{669}{4.0,965} \approx 173N.$

§ 4.3- ĐỘNG LỰC HỌC KHI CƠ CẤU QUAY LÀM VIỆC

4.3.1- SỰ LẮC HÀNG KHI QUAY CẦN TRỤC

Quá trình khởi động và hãm cơ cấu quay cũng xảy ra tương tự như đối với cơ cấu di chuyển. Để nghiên cứu quá trình động lực học của cơ cấu quay, chúng ta cần phải nghiên cứu ảnh hưởng sự dao động của hàng đến tải trọng



Hình 4.9- Dao động của hàng khi quay

động tác dụng lên cơ cấu cũng như kết cấu thép cần trục.

Khi nghiên cứu, chúng ta cũng bổ xung thêm một số giả thiết đơn giản vào các giả thiết đã đưa ra khi nghiên cứu cơ cấu di chuyển:

- Biến dạng ngang của cần rất nhỏ so với biên độ lắc hàng, vì vậy nó ảnh hưởng không đáng kể đến dao động của hàng.

- Khi khởi động và hãm cơ cấu quay, hàng sẽ dao động trong mặt phẳng tiếp tuyến với vòng tròn quỹ đạo quay của đầu cần.

Giả thiết thứ hai không phải thường xuyên đúng, vì thực ra khi quay hàng sẽ chuyển động theo một quỹ đạo phức tạp hơn. Tuy nhiên giả thiết này vẫn được sử dụng, vì để xác định lực lớn nhất tác dụng lên cơ cấu quay khi khởi động, chúng ta cần xác định sóng đầu tiên dao động của hàng tức là ảnh hưởng lớn nhất có thể của sự lắc hàng lên cần trục.

Chúng ta khảo sát trường hợp quay phần quay cần trục có treo hàng trên cáp, cáp nâng ở puli đầu cần cách trục quay một khoảng R (h.4.9).

Nếu gia tốc góc của cần ε là hằng số thì sau khoảng thời gian t tính từ khi bắt đầu chuyển động, cáp nâng bị nghiêng một góc ψ so với phương thẳng đứng ở mặt phẳng vuông góc với cần. Khi này khối lượng hàng sẽ chịu tác dụng của trọng lượng hàng $Q = m_2 g$ và lực quán tính $P_q = m_2 \varepsilon R$. Phương trình vi phân quay hàng xung quanh trục thẳng đứng đi qua điểm treo hàng ở mặt phẳng vuông góc với cần:

$$J_2 \frac{d^2\psi}{dt^2} = M_1. \tag{4.41}$$

Ở đây J_2 - mômen quán tính của hàng đối với trục này: $J_2 = m_2 l^2$; l- chiều dài treo hàng; M_1 - tổng mômen của tất cả các lực đối với trục kể trên:

$$M_1 = -Ql\sin\psi + P_q l\cos\psi = -m_2 l\left(g\sin\psi - \varepsilon R\cos\psi\right).$$

Thay các giá trị M_1 và J_2 vào phương trình chuyển động (4.41) ta nhận được:

$$m_2 l^2 \frac{d^2\psi}{dt^2} = m_2 l(\varepsilon R\cos\psi - g\sin\psi).$$

Nếu góc nghiêng của hàng là nhỏ có thể tính $\cos\psi \approx 1$; $\sin\psi \approx tg\psi$ (trong trường hợp $\psi = 15^0$ sai lệch không quá 0,35%) ta có:

$$\frac{d^2\psi}{dt^2} + \frac{g}{l}\psi = \frac{\varepsilon R}{l} \quad \text{hay} \quad \frac{d^2\psi}{dt^2} + \beta^2\psi = q.$$

Nghiệm của phương trình vi phân này có dạng:

$$\psi = A\cos\beta t + B\sin\beta t + \frac{q}{\beta^2}.$$

Ở đây: $q = \dfrac{\varepsilon R}{l}$.

Các hằng số tích phân A và B được xác định từ điều kiện ban đầu:

Khi $t = 0 \quad \psi = 0, \quad \dfrac{d\psi}{dt} = 0.$

Do đó: $A + \dfrac{q}{\beta^2} = 0; \quad A = -\dfrac{q}{\beta^2};$

$$\frac{d\psi}{dt} = -A\beta\sin\beta t + B\beta\cos\beta t;$$

$B\beta = 0$ rút ra $B = 0$.

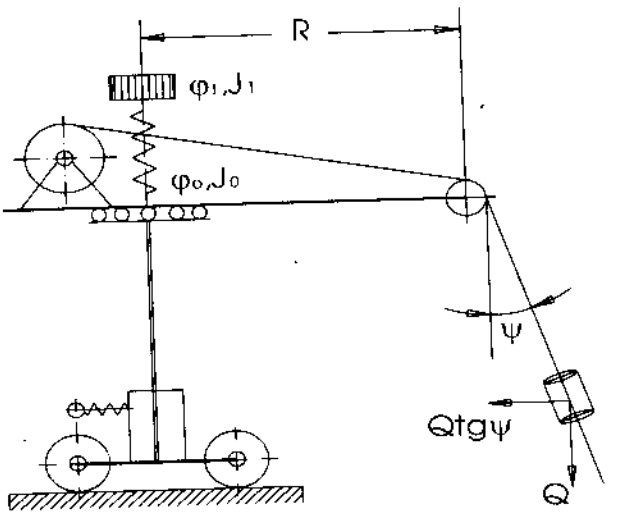
Vì vậy:

$$\psi = -\frac{q}{\beta^2}\cos\beta t + \frac{q}{\beta^2} = \frac{q}{\beta^2}(1-\cos\beta t) = \frac{\varepsilon}{g}R(1-\cos\beta t). \qquad (4.42)$$

Ở đây β - tần số góc của dao động: $\beta = \sqrt{\dfrac{g}{l}}$.

4.3.2- TẢI TRỌNG ĐỘNG Ở CƠ CẤU QUAY

Hệ thống cần trục khi quay phần quay có hàng có thể đưa về hệ hai khối lượng: khối lượng cần trục, hàng và khối lượng các phần quay của cơ cấu quy đổi về trục quay cần trục. Hai khối lượng lượng này nối với nhau bằng liên kết đàn hồi (hình 4.10)



Hình 4.10- Sơ đồ tính động lực học cơ cấu quay

Khi phân tích hệ động học ta tính trong trường hợp hàng bị lắc trong mặt phẳng vuông góc với cần sinh ra trong thời kỳ quá độ khi cơ cấu quay làm việc. Các bộ phận cơ bản trong sơ đồ đều thực hiện chuyển động quay vì vậy khi này ta sử dụng các thông số mômen quán tính và tốc độ góc thay cho khối lượng và tốc độ dài.

Nếu chuyển vị góc φ_1 của khối lượng phần quay của cơ cấu quay kể cả rôto động cơ có mômen quán tính quy đổi là J_1, còn φ_0 - chuyển vị góc của khối lượng phần quay của cần trục có mômen quán tính quy đổi là J_0 thì động năng của các khối lượng này là:

$$E_1 = \frac{J_1}{2}\left(\frac{d\varphi_1}{dt}\right)^2 ; \quad E_0 = \frac{J_0}{2}\left(\frac{d\varphi_0}{dt}\right)^2 .$$

Thế năng : $T_1 = T_0 = \dfrac{(\varphi_1 - \varphi_0)^2}{2} c_M$.

Ở đây c_M - độ cứng quy đổi các bộ phận truyền động của cơ cấu quay.

Mômen chủ động của động cơ M tác dụng lên khối lượng có J_1 sẽ bằng tổng mômen cản tĩnh M_t và mômen dư M_{du}. Mômen ngoại lực tác dụng lên khối lượng phần quay của cần trục có J_0:

$$M_0 = -M_t - M_2.$$

Phương trình vi phân chuyển động cưỡng bức của các khối lượng sẽ là:

$$J_1 \frac{d^2\varphi_1}{dt^2} + (\varphi_1 - \varphi_0)c_M = M_t + M_{du}; \tag{4.43}$$

$$J_0 \frac{d^2\varphi_2}{dt^2} - (\varphi_1 - \varphi_0)c_M = -(M_t + M_2), \tag{4.44}$$

Ở đây M_2 - mômen do trọng lượng hàng Q bị nghiêng cách trục quay R.

$$M_2 = QRtg\psi. \tag{4.45}$$

Thay $tg\psi$ bằng góc ψ nhận được từ biểu thức (4.42) vào (4.45) với giả thiết góc ψ nhỏ, ta nhận được:

$$M_2 = QR\psi = \frac{m_2 g\varepsilon R^2}{g}(1 - \cos\beta t) = m_2\varepsilon R^2(1 - \cos\beta t) = A_0(1 - \cos\beta t).$$

Nhân phương trình (4.43) với J_0 và (4.44) với J_1 rồi lấy phương trình thứ nhất trừ đi phương trình thứ hai ta có:

$$\frac{d^2\varphi_1}{dt^2} - \frac{d^2\varphi_0}{dt^2} + \frac{J_1 + J_0}{J_1 J_0} c_M(\varphi_1 - \varphi_0) = \frac{J_0(M_t + M_{du}) + J_1(M_t + M_2)}{J_1 J_0}. \tag{4.46}$$

Đây là phương trình vi phân cho phép xác định biến dạng $(\varphi_1 - \varphi_0)$ và tương ứng là mômen xoắn M_q của khâu đàn hồi.

Ký hiệu: $\dfrac{d^2\varphi_1}{dt^2} - \dfrac{d^2\varphi_0}{dt^2} = \dfrac{d^2\varphi}{dt^2}$; $(\varphi_1 - \varphi_0) = \varphi$;

$$\frac{J_1 + J_0}{J_1 J_0} c_M = p^2; \qquad \frac{M_t + M_{du}}{J_1} + \frac{M_t}{J_0} = q$$

Và: $$\frac{M_2}{J_0} = \frac{m_2 R^2 \varepsilon}{J_0}(1 - \cos\beta t) = A_1(1 - \cos\beta t)$$

Thì phương trình (4.46) có dạng:

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} + p^2\varphi = q + A_1(1 - \cos\beta t) = q + A_1 - A_1\cos\beta t = D - A_1\cos\beta t\ . \quad (4.47)$$

Nghiệm toàn phần của phương trình này là:

$$\varphi = A\cos pt + B\sin pt + \frac{D}{p^2} - \frac{A_1}{p^2 - \beta^2}\cos\beta t\ .$$

Các hằng số tích phân được xác định từ điều kiện ban đầu: vào thời điểm bắt đầu chuyển vị tương đối, có thể cho rằng các bộ phận của cơ cấu đã tiếp giáp nhau (không còn khe hở) và chịu mômen có trị số bằng mômen lực cản ngoài M_t, tốc độ của cơ cấu bằng không.

Khi $t = 0$: $\varphi = \dfrac{M_t}{c_M}$ và $\dfrac{d\varphi}{dt} = 0$,

Vì vậy: $$\frac{M_t}{c_M} = A + \frac{D}{p^2} - \frac{A_1}{p^2 - \beta^2}\ .$$

Do đó: $$A = \frac{M_t}{c_M} + \frac{A_1}{p^2 - \beta^2} - \frac{D}{p^2}; \quad B = 0\ .$$

Vì vậy: $$\varphi = \left(\frac{M_t}{c_M} + \frac{A_1}{p^2 - \beta^2} - \frac{D}{p^2}\right)\cos pt + \frac{D}{p^2} - \frac{A_1}{p^2 - \beta^2}\cos\beta t$$

$$= \frac{M_t}{c_M}\cos pt + \frac{A_1}{p^2 - \beta^2}(\cos pt - \cos s\beta t) + \frac{D}{p^2}(1 - \cos pt),$$

Ở đây p và β là các tần số góc dao động của hệ. Mômen tác dụng lên khâu đàn hồi:

$$M_q = \varphi c_M = M_t\cos pt + \frac{A_1 c_M}{p^2 - \beta^2}(\cos pt - \cos\beta t) + \frac{D c_M}{p^2}(1 - \cos pt).$$

Thay các giá trị:

$$A_1 = \frac{M_2}{J_0(1-\cos\beta t)}; \quad D = q + A_1 = \frac{M_t + M_{du}}{J_1} + \frac{M_t}{J_0} + \frac{M_2}{J_0(1-\cos\beta t)}$$

Vào biểu thức trên ta có:

$$M_q = M_t\cos pt + \frac{M_2 c_M(\cos pt - \cos\beta t)}{J_0(1-\cos\beta t)(p^2-\beta^2)} +$$
$$+ \frac{c_M(1-\cos pt)}{p^2}\left[\frac{M_{du}}{J_1} + \frac{M_t}{J_1} + \frac{M_t}{J_0} - \frac{M_2}{J_0(1-\cos\beta t)}\right]$$

Hay:

$$M_q = M_t\cos pt + \left[\frac{M_{du}}{J_1} + \frac{M_t}{J_1} + \frac{M_t}{J_0} - \frac{M_2}{J_0(1-\cos\beta t)}\right]\frac{c_M}{p^2}(1-\cos pt) +$$
$$+ \frac{M_2 c_M}{J_0 p^2}\left[\frac{1-\cos pt}{1-\cos\beta t} + \frac{\cos pt - \cos\beta t}{\left(1-\frac{\beta^2}{p^2}\right)(1-\cos\beta t)}\right]$$

Sau khi rút gọn và thay các giá trị

$$M_2 = QR^2\frac{\varepsilon}{g}(1-\cos\beta t); \quad \frac{c_M}{p^2} = \frac{c_M J_1 J_0}{c_M(J_1+J_0)} = \frac{J_1 J_0}{J_1+J_0},$$

Ta sẽ có:

$$M_q = \frac{1}{J_1+J_0}\{M_t[(J_1+J_0)\cos pt + (J_1+J_0)(1-\cos pt)] +$$
$$+ M_{du}J_0(1-\cos pt) + QR^2\frac{\varepsilon}{g}J_1\left[(1-\cos pt) + \frac{\cos pt - \cos\beta t}{1-(\beta/p)^2}\right]\}$$

Cuối cùng ta nhận được:

$$M_q = M_t + \frac{J_0}{J_1+J_0}M_{du}(1-\cos pt) +$$
$$+ \frac{J_1}{J_1+J_0}QR^2\frac{\varepsilon}{g}\left(1 + \frac{(\beta/p)^2\cos pt - \cos\beta t}{1-(\beta/p)^2}\right) \quad (4.48)$$

Trong công thức này số hạng đầu tiên xác định ảnh hưởng của lực cản tĩnh trong cơ cấu, số hạng thứ hai là ảnh hưởng của mômen dư, số hạng cuối - ảnh hưởng do sự nghiêng của hàng. Ở số hạng thứ hai có J_1 nằm ở mẫu số chứng tỏ rằng để giảm M_q có thể tăng mômen đà của cơ cấu (tương tự như đối với cơ cấu di chuyển) bằng cách lắp bánh đà ở trục động cơ.

Khi $\cos pt = -1$ và $\cos \beta t = -1$, ta sẽ có:

$$M_q^{\max} = M_t + M_{du}\frac{2J_0}{(J_1 + J_0)} + QR^2\frac{\varepsilon}{g}\frac{2J_1}{(J_1 + J_0)}. \qquad (4.49)$$

§4.4 ĐỘNG LỰC HỌC CƠ CẤU THAY ĐỔI TẦM VỚI

Ở một số cần trục có cần cân bằng khi thay đổi tầm với bằng cách quay cần ở mặt phẳng thẳng đứng, hàng được di chuyển theo phương ngang tức là không có sự nâng hàng. Như vậy, cơ cấu thay đổi tầm với chỉ cần khắc phục phần trọng lượng cần, ma sát ở ổ trục và tải trọng gió. Khi thay đổi tầm với cần trục có cần không cân bằng, hàng di chuyển theo quỹ đạo là đường cong. Vì hàng di chuyển cả theo phương đứng và phương ngang, nên cơ cấu thay đổi tầm với cần phải khắc phục thêm phần trọng lượng hàng, tức là phải tiêu tốn công để nâng hàng do thay đổi độ cao.

Trên hình 4.11 cho sơ đồ tính toán động lực học cơ cấu thay đổi tầm với. Các ký hiệu trong sơ đồ: m_1 - khối lượng quy đổi phần quay của cơ cấu; m_2 - khối lượng của hàng; c_1, c_2 - độ cứng của cáp nâng cần và nâng hàng; s_0, s_1, s_2 - toạ độ đầu cần (điểm o) và toạ độ khối lượng m_1 và m_2. Tại vị trí khảo sát, cần nghiêng so với phương ngang một góc γ.

Khi nghiên cứu chúng ta coi cần là tuyệt đối cứng, tức là bỏ qua biến dạng dọc của nó. Giả thiết này có thể chấp nhận được vì ở hướng dọc độ cứng của cần lớn hơn nhiều so với cáp. Giả thiết bỏ qua khối lượng của cần chỉ hợp lý đối với loại cần nhẹ, để giảm sai số đối với loại cần nặng phải tính đến khối lượng của cần bằng cách đưa về đầu cần một khối lượng qui đổi bằng 1/3 khối lượng toàn cần.

Khoảng cách a từ đầu cần đến đỉnh cột được xác định từ quan hệ hình

tam giác:

$$a = \sqrt{h^2 + l^2 - 2hl\sin\gamma} \tag{4.50}$$

Tương quan giữa góc α và γ được xác định theo biểu thức:

$$\cos(\alpha + \gamma) = \frac{h - l}{a}. \tag{4.51}$$

Để đơn giản khi khảo sát ta coi $\alpha = 0$ tức là cho rằng hướng chuyển động của đầu cần và hướng trục cáp nâng cần trùng nhau. Sau khi tính toán, kết quả cuối cùng sẽ được tính đến điều kiện bổ xung cho giả thiết này. Bây giờ chúng ta sẽ tiến hành lập các phương trình chuyển động của các khối lượng m_1 và m_2.

Động năng của hệ: $E = \frac{m_1}{2}\left(\frac{ds_1}{dt}\right)^2 + \frac{m_2}{2}\left(\frac{ds_2}{dt}\right)^2$

Thế năng: $T = \frac{(s_1 - s_0)^2 c_1}{2} + \frac{(s_0\cos\gamma - s_2)^2 c_2}{2}$.

Phương trình chuyển động của các khối lượng m_1 và m_2 sẽ là:

$$m_1\frac{d^2 s_1}{dt^2} + (s_1 - s_2)c_1 = P; \tag{4.52}$$

$$m_2\frac{d^2 s_2}{dt^2} - (s_0\cos\gamma - s_2)c_2 = -Q, \tag{4.53}$$

Ở đây P là lực chủ động hoặc lực phanh quy đổi nhưng không được tính là tổng của lực do trọng lượng hàng Q và lực dư P_{du} vì hướng của lực P và Q khác nhau. Vì vậy lực P sẽ gồm lực P_{du} và một lực nào đó phụ thuộc vào trọng lượng hàng và vị trí của hệ (góc α).

Vị trí đầu cần được biểu thị qua s_1 và s_2 theo quan hệ sau:

$$s_0 = \frac{s_1 c_1 + s_2 c_2\cos\gamma}{c_1 + c_2\cos^2\gamma}. \tag{4.54}$$

Loại bỏ s_0 từ hệ phương trình (4.52) và (4.53) ta nhận được:

$$\frac{d^4 s_1}{dt^4} + \frac{(m_1 + m_2 \cos^2 \gamma)c_1 c_2}{m_1 m_2 (c_1 + c_2 \cos^2 \gamma)} \cdot \frac{d^2 s_1}{dt^2} = \frac{(P - Q\cos\gamma)c_1 c_2}{m_1 m_2 (c_1 + c_2 \cos^2 \gamma)}; \qquad (4.55)$$

$$\frac{d^4 s_2}{dt^4} + \frac{(m_1 + m_2 \cos^2 \gamma)c_1 c_2}{m_1 m_2 (c_1 + c_2 \cos^2 \gamma)} \cdot \frac{d^2 s_2}{dt^2} = \frac{(P - Q\cos\gamma)c_1 c_2 \cos\gamma}{m_1 m_2 (c_1 + c_2 \cos^2 \gamma)}. \qquad (4.56)$$

Tích phân hai lần phương trình (4.55) và (4.56) ta có:

$$\frac{d^2 s_1}{dt^2} + \frac{(m_1 + m_2 \cos^2 \gamma)c_1 c_2}{m_1 m_2 (c_1 + c_2 \cos^2 \gamma)} s_1 = \frac{(P - Q\cos\gamma)c_1 c_2 t^2}{2m_1 m_2 (c_1 + c_2 \cos^2 \gamma)} + C_1 t + D_1; \qquad (4.57)$$

$$\frac{d^2 s_2}{dt^2} + \frac{(m_1 + m_2 \cos^2 \gamma)c_1 c_2}{m_1 m_2 (c_1 + c_2 \cos^2 \gamma)} s_2 = \frac{(P - Q\cos\gamma)c_1 c_2 t^2 \cos\gamma}{2m_1 m_2 (c_1 + c_2 \cos^2 \gamma)} + C_2 t + D_2. \qquad (4.58)$$

Nghiệm tổng quát của phương trình (4.57) và (4.58) tìm được ở dạng:

$$s_1 = A_1 \cos pt + B_1 \sin pt + \frac{(P - Q\cos\gamma)t^2}{2(m_1 + m_2 \cos^2 \gamma)} + E_1 t + N_1; \qquad (4.59)$$

$$s_2 = A_2 \cos pt + B_2 \sin pt + \frac{(P - Q\cos\gamma)t^2 \cos\gamma}{2(m_1 + m_2 \cos^2 \gamma)} + E_2 t + N_2. \qquad (4.60)$$

Trong đó tần số dao động: $p = \sqrt{\dfrac{c_1 c_2 (m_1 + m_2 \cos^2 \gamma)}{m_1 m_2 (c_1 + c_2 \cos^2 \gamma)}}$.

Điều kiện ban đầu: khi $t = 0$ $s_1 = 0$, $\dfrac{ds_1}{dt} = 0$, $\dfrac{ds_2}{dt} = 0$.

Theo quan hệ hình học trên hình vẽ, khi $t = 0$ $s_0 = -\dfrac{Q_1}{c_1}$, ở đây Q_1 là một phần lực chủ động cân bằng với trọng lượng hàng Q khi $t = 0$:

$$\frac{d^2 s_1}{dt^2} = \frac{P_{du}}{m_1}; \quad \frac{d^3 s_1}{dt^3} = 0; \quad s_2 = -\frac{Q}{c_2} - \frac{Q_1 \cos\gamma}{c_1}; \quad \frac{d^2 s_2}{dt^2} = 0; \quad \frac{d^3 s_2}{dt^3} = 0.$$

Thay các giá trị ban đầu vào nghiệm tổng quát của phương trình (4.59) và (4.60) và qua biến đổi ta nhận được:

$$s_1 = \frac{m_2(c_1 + c_2\cos^2\gamma)}{c_1c_2(m_1 + m_2\cos^2\gamma)}\left[P_{du} - \frac{(P - Q\cos\gamma)m_1}{(m_1 + m_2\cos^2\gamma)}\right](1 - \cos pt) +$$

$$+ \frac{(P - Q\cos\gamma)t^2}{2(m_1 + m_2\cos^2\gamma)}; \qquad (4.61)$$

$$s_2 = -\frac{(P - Q\cos\gamma)m_1m_2(c_1 + c_2\cos^2\gamma)\cos\gamma}{(m_1 + m_2\cos^2\gamma)^2 c_1c_2}(1 - \cos pt) +$$

$$+ \frac{(P - Q\cos\gamma)\cos\gamma}{2(m_1 + m_2\cos^2\gamma)}t^2 - \frac{Q}{c_2} - \frac{Q_1\cos\gamma}{c_1}. \qquad (4.62)$$

Tải trọng của cáp nâng cần F_1 và cáp nâng hàng F_2 sẽ bằng:

$$F_1 = c_1(s_1 - s_0) = \frac{c_1c_2\cos\gamma(s_1\cos\gamma - s_2)}{c_1 + c_2\cos^2\gamma}; \qquad (4.63)$$

$$F_2 = c_2(s_0\cos\gamma - s_2) = \frac{c_1c_2(s_1\cos\gamma - s_2)}{c_1 + c_2\cos^2\gamma}. \qquad (4.64)$$

Thay giá trị s_1 và s_2 vào biểu thức (4.63) và (4.64) ta tìm được:

$$F_1 = \frac{m_2P_{du}\cos^2\gamma}{(m_1 + m_2\cos^2\gamma)}(1 - \cos pt) + \frac{c_1\cos\gamma}{(c_1 + c_2\cos^2\gamma)}\left(Q + Q_1\frac{c_2\cos\gamma}{c_1}\right); \qquad (4.65)$$

$$F_2 = \frac{m_2P_{du}\cos^2\gamma}{(m_1 + m_2\cos^2\gamma)}(1 - \cos pt) + \frac{c_1}{(c_1 + c_2\cos^2\gamma)}\left(Q + Q_1\frac{c_2\cos\gamma}{c_1}\right). \qquad (4.66)$$

Giá trị tải trọng lớn nhất của cáp nâng cần và cáp nâng hàng có tính tới góc α:

$$F_{1\max} = \left[\frac{2m_2P_{du}\cos^2\gamma}{(m_1 + m_2\cos^2\gamma)} + \frac{c_1\cos\gamma}{(c_1 + c_2\cos^2\gamma)}\left(Q + Q_1\frac{c_2}{c_1}\cos\gamma\right)\right]\frac{1}{\cos\alpha}; \qquad (4.67)$$

$$F_{2\max} = \frac{2m_2P_{du}\cos^2\gamma}{(m_1 + m_2\cos^2\gamma)} + \frac{c_1}{(c_1 + c_2\cos^2\gamma)}\left(Q + Q_1\frac{c_2}{c_1}\cos\gamma\right). \qquad (4.68)$$

Theo quan hệ hình học trên sơ đồ ta có thể tìm được giá trị Q_1 theo Q:

$$Q_1 + Q\frac{\cos\gamma}{\cos\alpha}. \qquad (4.69)$$

Từ phương trình (4.67) và (4.68) rõ ràng là $F_{1\max}$ và $F_{2\max}$ đạt giá trị lớn nhất khi γ nhỏ nhất và α lớn nhất. Giá trị nhỏ nhất γ sẽ bằng không, do đó

$$\cos\gamma = 1; \quad \cos\alpha = \frac{h}{\sqrt{l^2 + h^2}}.$$

Khi này nếu tính đến biểu thức (4.69) ta nhận được:

$$F_{1\max} = \frac{2m_2 P_{du}\sqrt{l^2 + h^2}}{h(m_1 + m_2)} + \frac{Q\left(c_1 + \frac{c_2\sqrt{l^2 + h^2}}{h}\right)\sqrt{l^2 + h^2}}{h(c_1 + c_2)}; \qquad (4.70)$$

$$F_{2\max} = \frac{2m_2 P_{du}}{(m_1 + m_2)} + \frac{Q\left(c_1 + \frac{c_2\sqrt{l^2 + h^2}}{h}\right)}{(c_1 + c_2)}. \qquad (4.71)$$

Ở cần trục Đe-ric có $h \approx l$, khi đó

$$F_{1\max} = \frac{2{,}8m_2 P_{du}}{m_1 + m_2} + \frac{1{,}4Q(c_1 + 1{,}4c_2)}{c_1 + c_2}; \qquad (4.72)$$

$$F_{2\max} = \frac{2m_2 P_{du}}{m_1 + m_2} + \frac{Q(c_1 + 1{,}4c_2)}{c_1 + c_2}. \qquad (4.73)$$

Từ các biểu thức trên ta nhận thấy độ cứng của cáp nâng cần và cáp nâng hàng có ảnh hưởng đến trị số của tải trọng động. Nếu $c_1 >> c_2$ thì tải trọng ở cáp nâng cần sẽ là:

$$F_{1\max} = 1{,}4\left(Q + \frac{2m_2 P_{du}}{m_1 + m_2}\right);$$

Tải trọng ở cáp nâng hàng:

$$F_{2\max} = Q + \frac{2m_2 P_{du}}{m_1 + m_2}.$$

Trong trường hợp ngược lại nếu $c_2 >> c_1$ thì:

$$F_{1\max} = 1{,}4\left(1{,}4Q + \frac{2m_2 P_{du}}{m_1 + m_2}\right);$$

$$F_{2\max} = 1{,}4Q + \frac{2m_2 P_{du}}{m_1 + m_2}.$$

Do đó để giảm tải trọng động lên cơ cấu thay đổi tầm với và cơ cấu nâng, cáp nâng cần nên chọn loại có độ cứng lớn hơn cáp nâng hàng.

Trong các phương trình trên lực chủ động được tính theo biểu thức sau:

Khi khởi động:

$$P = P_K = \frac{M_K i n_1 \eta}{R} - Q\frac{\cos\gamma}{\cos\alpha}. \qquad (4.74)$$

Khi phanh:

$$P = P_P = \frac{M_P i n_1}{R\eta} - Q\frac{\cos\gamma}{\cos\alpha}, \qquad (4.75)$$

Ở đây M_K và M_P là mômen khởi động và mômen phanh; n_1 - bội suất của palăng nâng cần; R- bán kính tang của cơ cấu nâng cần; η - hiệu suất của cơ cấu nâng cần.

Các khối lượng quy đổi: $m_1 = \dfrac{\beta G D^2 i^2 n_1^2}{4gR^2}$; $m_2 = \dfrac{Q}{g}$.

Ví dụ: xác định tải trọng lớn nhất của cáp nâng cần và nâng hàng của cần trục Đe-ric khi khởi động và hãm từ từ theo các số liệu sau: trọng lượng hàng $Q = 147{,}2kN$ sức nâng Q=15T. Palăng nâng cần có bội suất $n_1 = 2$, tầm với L=37,4m, chiều cao cột H=44m. Cáp nâng cần có đường kính d_c=26 mm, diện tích tiết diện F_{c1}=2,51 cm^2. Palăng nâng hàng có bội suất $n_2 = 3$, đường kính cáp d_c=19,5mm, $F_{c2} = 1{,}41cm^2$. Chiều dài lớn nhất của palăng nâng cần $l_1 = 57{,}6m$, chiều dài phần còn lại đến tang $l_2 = 50m$. Chiều dài nhỏ nhất của palăng nâng hàng $l_3 = 4m$, chiều dài cáp từ đầu cần đến tang nâng $l_4 = 43{,}4m$. Động cơ của cơ cấu nâng cần KT 300/607, công suất N=30kW, n=570 v/p, $GD^2 = 280Nm^2$, bội suất mômen khởi động $M_{\max}/M_{dm} = 2{,}5$. Tỷ số truyền của cơ cấu $i = 59{,}6$, bán kính tang R=0,4m, mômen phanh $M_P = 800Nm$.

Tính toán. Cho trước hiệu suất của cơ cấu $\eta = 0{,}8$.

1- Xác định lực P khi khởi động và hãm động cơ điện:

Mômen định mức:

$$M_{dm} = 9550\frac{30}{570} = 503Nm$$

Mômen khởi động lớn nhất:

$$M_K = 2,5.503 = 1258Nm;$$

Lực khởi động:

$$P = P_K = \frac{1258.59,6.2.0,8}{0,4} - \frac{15000.9,81}{0,7} = 89693N;$$

Lực phanh:

$$P = P_P = \frac{800.59,6.2}{0,4.0,8} - \frac{147200}{0,7} = 88710N.$$

Vì $P_P < P_K$ nên chúng ta chỉ tính cho trường hợp khởi động.

2- Xác định độ cứng của cáp nâng cần.

Độ cứng quy đổi của cả hai phần cáp khi $E = 1,2.10^7 N/cm^2$ được xác định theo công thức:

$$c_1 = \frac{EF_1n_1}{l_1 + \frac{l_2}{n_1}} = \frac{1,2.10^7.2,51.2}{57,6 + \frac{50}{2}} = 720600N/m = 720,6kN/m$$

3- Xác định độ cứng của cáp nâng hàng khi $E = 1,6.10^7 N/cm^2$:

$$c_2 = \frac{EF_2n_2}{l_3 + \frac{l_4}{n_2}} = \frac{1,6.10^7.1,41.3}{4 + \frac{43,4}{3}} = 3660000N/m = 3660kN/m$$

4- Xác định khối lượng qui đổi của cơ cấu và hàng:

$$m_1 = 1,2\frac{280.59,6^2.2^2}{4.9,81.0,4^2} = 760400kg$$

$$m_2 = \frac{147200}{9,81} = 15000kg$$

5- Xác định tải trọng lớn nhất của cơ cấu nâng cần theo công thức (4.72):

$$F_{1\max} = \frac{2,8.15000.89693}{76040+15000} + \frac{1,4.147200(720600+1,4.3660000)}{720600+3660000} = 316330N$$

Hệ số động: $\frac{F_{1\max}}{Q_1} = \frac{316330}{147200.1,4} = 1,53$.

6-Xác định tải trọng lớn nhất của cơ cấu nâng hàng theo công thức (4.73):

$$F_{2\max} = \frac{2.15000.89693}{76040+15000} + \frac{147200(720600+1,4.3660000)}{720600+3660000} = 225950N.$$

Hệ số động: $\frac{F_{2\max}}{Q} = \frac{225950}{147200} = 1,53$.

Chương 5
ĐỘNG LỰC HỌC KẾT CẤU THÉP CẦN TRỤC

§5.1- SƠ ĐỒ TÍNH TOÁN ĐỘNG LỰC HỌC KẾT CẤU THÉP CẦN TRỤC

Khi các cơ cấu làm việc, tác dụng động lực từ động cơ hoặc phanh qua hệ thống truyền động truyền lên kết cấu thép. Để tính toán, tác dụng động lực có thể định trước ở dạng đồ thị hoặc giải tích và được xác định trên cơ sở nghiên cứu sự làm việc của cần trục trong điều kiện khai thác. Ngoài ra cũng có thể quy định trước quy luật chuyển động của bộ phận dẫn động của cơ cấu. Trường hợp này đặc biệt thuận tiện nếu dao động đàn hồi của hệ thống ảnh hưởng lớn đến quy luật chuyển động của cơ cấu. Ví dụ khi khảo sát động lực học kết cấu thép trong thời gian làm việc của cơ cấu nâng, tác động ngoài được định trước ở dạng quy luật chuyển động của tang và tang được coi là bộ phận dẫn động của hệ.

Khi khảo sát động lực học kết cấu thép trong thời gian làm việc của cơ cấu di chuyển cũng cần phải định trước quy luật tác động của lực chủ động. Trong trường hợp này nếu coi quy luật chuyển động của cần trục là không đổi, không tính đến ảnh hưởng sự treo mềm hàng trên cáp sẽ cho kết quả kém chính xác.

Truyền động của mỗi cơ cấu bao gồm một số bộ truyền cứng và mềm. Bộ truyền cứng là hệ các khối lượng (khớp trục, bánh răng...) nối với nhau bằng khâu đàn hồi (trục) có độ cứng lớn. Bộ truyền mềm là bộ truyền bằng cáp. Độ cứng của trục lớn hơn nhiều so với độ cứng của cáp và kết cấu thép. Vì vậy việc bỏ qua sự đàn hồi của bộ truyền cứng sẽ không làm giảm độ chính xác khi tính kết cấu thép, kết luận này đã được chứng minh bằng thực nghiệm khi nghiên cứu sự làm việc của cơ cấu nâng, cơ cấu di chuyển và cơ cấu quay của cần trục.

Kết quả nghiên cứu động lực học cần trục đã chứng tỏ rằng kết cấu thực có thể đưa về sơ đồ tính toán động lực học đơn giản nhờ khảo sát dao động của mỗi khâu riêng biệt khi đảm bảo độ sai lệch tần số dao động tự do. Khi này hệ nhiều khối lượng có số lượng lớn bậc tự do được thay bằng hệ có hai hoặc ba khối lượng nối bằng khâu đàn hồi không khối lượng.

Khi nghiên cứu động lực học kết cấu thép có thể dùng các hệ đơn giản sau.

1. Đối với cơ cấu nâng: khối lượng của cơ cấu nối bằng liên kết đàn hồi với hàng, còn hàng được treo vào kết cấu đàn hồi.

2. Đối với cơ cấu di chuyển: khối lượng của cần trục qui đổi về bộ phận di chuyển nối bằng liên kết đàn hồi với khối lượng của kết cấu thép là bộ phận có treo hàng trên cáp không dãn hoặc treo cứng.

3. Đối với cơ cấu quay: khối lượng qui đổi phần quay của cần trục có hàng treo bằng cáp không dãn; khối lượng này được nối bằng liên kết đàn hồi với khối lượng qui đổi của kết cấu thép cần trục.

Khi khảo sát các sơ đồ nêu trên, vì chỉ cần xác định tác động lớn nhất sinh ra ở các dao động đầu tiên nên có thể bỏ qua lực cản không đàn hồi (sự tắt dao động).

Tuỳ thuộc vào loại cần trục, khi khảo sát dao động nằm ngang sơ đồ kết cấu của nó có thể coi như dầm:

a- Dầm tựa tự do trên hai gối không có hoặc có công son như đối với cầu trục, cổng trục, cầu chuyển tải khi dao động ở mặt phẳng đứng.

b- Dầm tự do đối với cổng trục và cầu chuyển tải có khối lượng chân tương đối lớn khi khảo sát dao động ở mặt phẳng ngang.

c- Dầm một đầu tựa bản lề (hoặc ngàm) còn một đầu tự do đối với cần trục quay có cần khi dao động ở mặt phẳng đứng (hoặc ngang).

Dao động của kết cấu thép có thể khảo sát như dao động của hệ có số lượng hữu hạn bậc tự do. Khi này khối lượng phân bố của kết cấu được thay bằng một hoặc một vài khối lượng qui đổi tập trung phụ thuộc vào sơ đồ kết cấu và vị trí các điểm cần qui đổi khối lượng.

§5.2. TÁC ĐỘNG ĐỘNG LỰC CỦA LỰC

Chúng ta nghiên cứu ảnh hưởng của các phương pháp đặt lực khác nhau (đặc trưng cho kết cấu thép máy trục-vận chuyển) đến sự chuyển động của hệ có một bậc tự do. Khi này đã bỏ qua các lực tản mát.

5.2.1- TẢI TRỌNG TĂNG THEO QUY LUẬT TUYẾN TÍNH

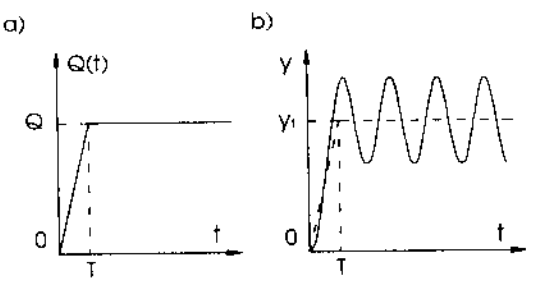
Cho khối lượng m_M ở trạng thái cân bằng chịu tác dụng của tải trọng tăng theo quy luật tuyến tính trong khoảng thời gian T đạt đến giá trị lớn nhất Q (h.5.1.a).

a. Khi $t \leq T$ phương trình vi phân chuyển động của khối lượng m_M sẽ là:

$$m_M \ddot{y} + cy = Q\frac{t}{T}$$

Do đó:
$$\ddot{y} + p^2 y = \frac{Q}{m_M}\frac{t}{T}, \tag{5.1}$$

Ở đây: $c = \dfrac{Q}{y_t}$ là độ cứng của liên kết (kết cấu); y_t - chuyển vị tĩnh (độ võng) do tác dụng của tải trọng Q; $p = \sqrt{c/m_M}$ - tần số vòng dao động tự do của hệ, tức là số dao động trong 2π giây.



Hình 5.1- Đồ thị tác dụng của lực (a) và chuyển vị của khối lượng (b)

Nghiệm tổng quát của phương trình (5.1) có dạng:

$$y = A.\sin pt + B.\cos pt + \frac{Q}{p^2\, m_M}\frac{t}{T} \tag{5.2}$$

Hay:
$$y = A.\sin pt + B\cos pt + y_t\frac{t}{T} \tag{5.3}$$

Khi $t = 0$, $y = 0$ và $\dot{y} = 0$

Từ biểu thức (5.3) ta tìm được:

$$A = -\frac{y_t}{pT} \quad ; \quad B = 0,$$

Do đó:

$$y = \frac{y_t}{T}(t - \frac{\sin pt}{p}); \tag{5.4}$$

$$\dot{y} = \frac{y_t}{T}(1 - \cos pt) \tag{5.5}$$

Khi $t = T$ từ phương trình (5.4) và (5.5) ta tìm được:

$$y_T = y_t(1 - \frac{\sin pT}{pT}) \tag{5.6}$$

$$\dot{y}_T = \frac{y_t}{T}(1 - \cos pT) \tag{5.7}$$

Từ biểu thức (5.5) rõ ràng là trong khoảng thời gian $t \le T$ tốc độ chuyển vị của khối lượng m_M luôn dương $(\cos pt \le 1)$. Khi $t = T$ $\dot{y}_T \ge 0$ (5.7) tức là vào thời điểm ngừng gia tăng tải trọng, khối lượng có dự trữ động năng để chi phí cho biến dạng phụ của hệ. Vì vậy chuyển vị lớn nhất của hệ sẽ xuất hiện khi $t > T$.

b. Khi $t \ge T$ phương trình vi phân dao động của khối lượng m_M sẽ là:

$$m_M \ddot{y} + cy = Q,$$

Do đó:

$$\ddot{y} + p^2 y = \frac{Q}{m_M} \tag{5.8}$$

Nghiệm tổng quát của phương trình 5.8:

$$y = C \sin p(t - T) + D \cos p(t - T) + y_t \tag{5.9}$$

Vì:

$$\frac{Q}{p^2 m_M} = y_t.$$

Thay vào phương trình (5.9) $t = T$ có tính đến biểu thức (5.6) và (5.7) ta tìm được:

$$C = \frac{\dot{y}_T}{p} = \frac{y_t}{pT}(1 - \cos pT); D = y_T - y_t = -y_t \frac{\sin pT}{pT}. \quad (5.10)$$

Thay giá trị C và D (5.10) vào nghiệm (5.9) ta có:

$$y = y_t\left[1 + \frac{1}{pT}(1 - \cos pT)\sin p(t - T) - \frac{\sin pT}{pT}\cos p(t - T)\right]$$

$$= y_t\left[1 + \frac{1}{pT}\{\sin p(t - T) - \sin pT\}\right]$$

$$= y_t\left[1 - \frac{2}{pT}\sin\frac{pT}{2}\cos\frac{p(2t - T)}{2}\right] \quad (5.11)$$

Vì chu kỳ dao động:

$$\tau = \frac{2\pi}{p}, \quad (5.12)$$

Thay giá trị τ vào (5.11) ta tìm được:

$$y = y_t\left[1 - \frac{\tau}{\pi T}\sin\frac{\pi T}{\tau}\cos\frac{\pi}{\tau}(2t - T)\right]. \quad (5.13)$$

Chuyển vị lớn nhất:

$$y_{\max} = y_t\left(1 + \frac{\tau}{\pi T}\left|\sin\frac{\pi T}{\tau}\right|\right)$$

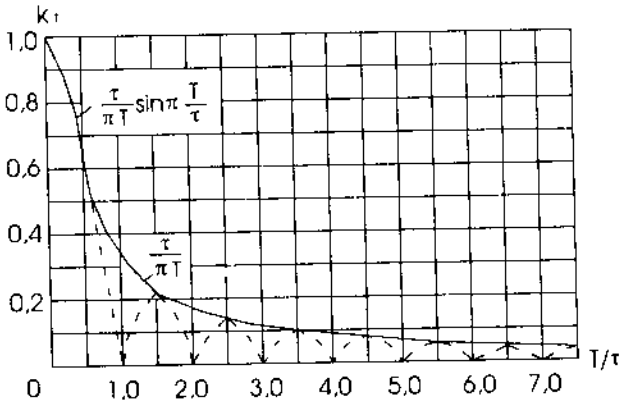
Ví dụ:

Sẽ xuất hiện khi $\cos\frac{\pi}{\tau}(2t - T) = \pm 1$, dấu trước số 1 lấy ngược với dấu $\sin\frac{\pi T}{\tau}$.

Tỉ số giữa giá trị lớn nhất của chuyển vị, lực hoặc ứng suất sinh ra trong kết cấu do tác dụng động của lực so với giá trị sinh ra khi đặt tĩnh của các lực này được gọi là hệ số động.

Trong trường hợp này hệ số động sẽ là

$$\psi = \frac{y_{\max}}{y_t} = 1 + \frac{\tau}{\pi T}\left|\sin\frac{\pi T}{\tau}\right| = 1 + k_t. \quad (5.14)$$



Hình 5.2-Đồ thị hệ số tăng tải trọng k_t

Đồ thị biểu diễn sự biến thiên của hệ số tăng tải trọng k_t phụ thuộc vào tỉ số $\frac{T}{\tau}$ cho ở hình 5.2 đường nét gạch.

Khi $T \to 0$ $\quad \frac{\tau}{\pi T}\sin\frac{\pi T}{\tau} \to 1$ và $\psi = 2$;

Khi $T \to \infty$ $\quad \frac{\tau}{\pi T}\sin\frac{\pi T}{\tau} \to 0$ và $\psi = 1$.

Để sử dụng trong thực tế biểu đồ thay đổi hệ số tăng tải trọng k_t khi T > 0,5τ được lấy theo đường cong bao là đường nét liền ở hình 5.2.

Khi $\frac{T}{\tau} \le 0{,}5$ $\quad \psi = 1 + \frac{\tau}{\pi T}\sin\frac{\pi T}{\tau}$; ψ

Khi $\frac{T}{\tau} \ge 0{,}5$ $\quad \psi = 1 + \frac{\tau}{\pi T}$. (5.15)

Như vậy khi $T/\tau = 6{,}5$ $\psi \approx 1{,}05$. Tức là nếu thời gian gia tăng tải trọng T lớn hơn 6,5 lần chu kỳ dao động tự do của hệ thì ảnh hưởng động lực của tải trọng lên hệ có thể bỏ qua (với độ chính xác đến 5%). Giá trị ψ theo công thức (5.15) cho ở bảng 5.1. Trên hình 5.1,b cho đồ thị chuyển vị của khối lượng m_M trong quá trình dao động đối với $t < T$ theo phương trình (5.4) và khi $t > T$

theo phương trình (5.13). Dao động xảy ra xung quanh vị trí cân bằng tĩnh của hệ (đường nét gạch). Khi $t < T$ chuyển vị tĩnh tăng đều , còn khi $t > T$ nó là hằng số và bằng y_t.

Bảng 5.1 Hệ số động ψ khi tải trọng tăng tuyến tính

T/τ	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
ψ	2,0	1,98	1,93	1,86	1,76	1,64	1,53	1,46	1,40	1,35	1,32
T/τ	1,2	1,6	1,8	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,5	6,6
ψ	1,27	1,20	1,18	1,16	1,13	1,11	1,09	1,08	1,07	1,06	1,05

5.2.2- TẢI TRỌNG TÁC DỤNG ĐỘT NGỘT

Từ phương trình (5.13) nếu giả thiết T = 0 và xét khi T → 0

$$Lim_{T\to 0}\frac{\tau}{\pi T}\sin\frac{\pi T}{\tau}\to 1,$$

Ta tìm được: $$y = y_t\left(1-\cos\frac{2\pi t}{\tau}\right), \qquad (5.16)$$

Tức là dao động xảy ra xung quanh vị trí cân bằng tĩnh và $y_{max} = 2y_t$.

Khi dỡ tải đột ngột: $$y = y_t\cos\frac{2\pi}{\tau}t, \qquad (5.17)$$

Tức là $y \le y_t$, ở đây y_t tương ứng với độ võng do dỡ tải . Khi này

$$\dot{y} = -py_t\sin pt \quad \text{và} \quad \ddot{y} = -p^2 y_t\cos pt.$$

Giá trị lớn nhất của gia tốc sẽ bằng

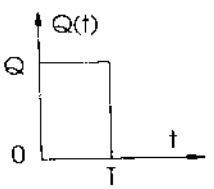
$$\ddot{y} = p^2 y_t = \frac{c}{m_M}\frac{Q}{c} = \frac{Q}{m_M}, \qquad (5.18)$$

Ở đây Q: hàng được dỡ ra còn m_M khối lượng của hệ.

5.2.3- TẢI TRỌNG TÁC DỤNG NGẮN HẠN

Cho khối lượng m_M ở trạng thái cân bằng chịu tác dụng của tải trọng Q, sau khoảng thời gian t_1 tải trọng nâng được tháo bỏ đột ngột (h.5.3).

Khi tải trọng đang tác dụng, chuyển vị của khối lượng được xác định bằng phương trình (5.16). Nếu $t_1 \geq \frac{\tau}{2}$ thì chuyển vị lớn nhất bằng hai lần chuyển vị tĩnh, tức là trong trường hợp này $y_{max} = 2y_t$ không phụ thuộc vào t_1.



Hình 5.3- Đồ thị tải trọng tác dụng đột ngột

Nếu $t_1 < \frac{\tau}{2}$ thì $y_{max} < 2y_t$. Nếu $t_1 < \frac{\tau}{4}$ thì trong thời gian tác dụng của tải trọng, biến dạng chưa đạt tới giá trị tĩnh. Từ phương trình (5.16) ta tìm được tốc độ chuyển vị của khối lượng trong thời gian t_1:

$$\dot{y} = y_t \frac{2\pi}{\tau} \sin \frac{2\pi t_1}{\tau}. \qquad (5.19)$$

Khi $t_1 < \frac{\tau}{4}$ tốc độ chuyển vị sẽ dương, tức là chuyển vị lớn nhất sẽ xuất hiện sau khi ngừng tác dụng của tải trọng.

Khi t > t_1 phương trình vi phân dao động của khối lượng m_M sẽ là :

$$m_M \ddot{y} + cy = 0, \qquad \text{do đó} \qquad \ddot{y} + p^2 y = 0.$$

Nghiệm tổng quát của phương trình:

$$y = A.\sin p(t - t_1) + B\cos p(t - t_1). \qquad (5.20)$$

Thay $t = t_1$ có tính đến biểu thức (5.16) và (5.19) ta tìm được:

$$A = y_t \sin \frac{2\pi t_1}{\tau} \; ; \quad B = y_t \left(1 - \cos \frac{2\pi t_1}{\tau}\right).$$

Thay các hằng số A, B vào phương trình (5.20) ta có:

$$y = y_t \left[\sin \frac{2\pi t_1}{\tau} \sin \frac{2\pi}{\tau}(t - t_1) + \left(1 - \cos \frac{2\pi t_1}{\tau}\right) \cos \frac{2\pi}{\tau}(t - t_1)\right]$$

$$= y_t\left[\cos\frac{2\pi}{\tau}(t-t_1)-\cos\frac{2\pi t}{\tau}\right] = 2y_t\sin\frac{\pi t_1}{\tau}\sin\frac{\pi}{\tau}(2t-t_1). \qquad (5.21)$$

Bảng 5.2- Hệ số động ψ khi tải trọng tác dụng ngắn hạn.

t_1/τ	0,0	0,01	0,02	0,05	0,10	0,167	0,2	0,3	0,4	0,50	>0,5
ψ	0	0,052	0,126	0,313	0,618	1,000	1,175	1,617	1,902	2,00	2,00

Chuyển vị lớn nhất: $y_{max} = 2y_t\sin\frac{\pi t_1}{\tau}$. (5.22)

Khi: $\frac{t_1}{\tau} = \frac{1}{6}$, $y_{max} = y_t$; khi $\frac{t_1}{\tau} < \frac{1}{6}$, $y_{max} < y_t$.

Hệ số động:

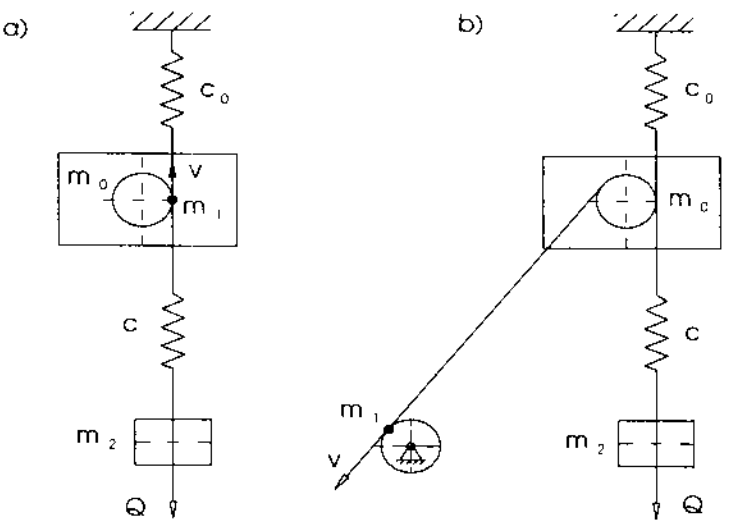
$$\psi = \frac{y_{max}}{y_t} = 2\sin\frac{\pi t_1}{\tau}. \qquad (5.23)$$

Giá trị ψ cho ở bảng 5.2. Rõ ràng là nếu thời gian tác dụng ngắn, ngay cả khi chịu tải trọng rất lớn cũng không gây nguy hiểm cho kết cấu.

§5.3- ĐỘNG LỰC HỌC KẾT CẤU THÉP KHI CƠ CẤU NÂNG LÀM VIỆC

Trong những điều kiện thực tế, các tham số động lực (độ cứng, khối lượng) của các cơ cấu và kết cấu thép có ảnh hưởng rất lớn đến tải trọng động của cơ cấu cũng như tải trọng động truyền từ cơ cấu lên kết cấu thép. Các sơ đồ tính toán cho ở hình 5.4 cho phép xác định tải trọng động trong các bộ phận đàn hồi của cơ cấu nâng và kết cấu thép cần trục.

Sơ đồ thứ nhất (h.5.4,a) đặc trưng cho cầu trục. Trong sơ đồ này, m_0 là khối lượng của xe con và kết cấu thép của cầu qui đổi về chuyển vị thẳng đứng của hàng (thông thường tính khi xe con nằm ở giữa khẩu độ); c_0-độ cứng của cầu tại vị trí đặt xe con; m_1- khối lượng phần quay của cơ cấu nâng qui đổi về chuyển vị tịnh tiến của hàng; v-tốc độ chuyển động của khối lượng m_1; m_2- khối lượng của hàng; Q- trọng lượng hàng; c - độ cứng của thiết bị treo hàng.



Hình 5.4- Sơ đồ tính động lực học
a- đối với cầu trục;
b- cần trục dạng cần

Sơ đồ thứ hai (h.5.4,b) áp dụng cho cần trục dạng cần, về nguyên lý không khác so với sơ đồ thứ nhất; trong đó m_0, c_0 tương ứng là khối lượng và độ cứng của cần qui đổi về chuyển vị tịnh tiến của hàng.

Nghiên cứu động lực học cần trục theo sơ đồ tính toán nêu trên đã chứng tỏ rằng: tải trọng động lớn nhất phát sinh không phải ở thời kỳ quá độ khi nâng hàng đang treo, mà xuất hiện trong khi nhấc hàng khỏi nền.

5.3.1- KẾT QUẢ LÝ THUYẾT

Tác dụng động lực của hàng lên kết cấu thép sinh ra khi chuyển động của hàng treo trên cáp và cả trong quá trình căng cáp khi hàng chưa nhấc khỏi nền.

Trong quá trình nghiên cứu dưới đây, chúng ta sẽ bỏ qua khối lượng của cáp, điều đó hoàn toàn cho phép với mọi chiều cao nâng đặc trưng cho cần trục, và cũng không tính đến sự thay đổi chiều dài cáp trong thời gian phát triển chuyển vị động lớn nhất. Khi khảo sát dao động của kết cấu và hàng, chúng ta cũng bỏ qua sự đàn hồi của cơ cấu và ảnh hưởng dao động tần số cao của lực căng cáp đến chế độ làm việc của động cơ. Khi bắt đầu mở máy, do phụ thuộc vào đường đặc tính mà tốc độ quay của động cơ bị giảm đôi chút. Trong khi đó lực căng trong cáp tăng dần từ không đến trị số lực căng tĩnh, tương ứng với lực căng do trọng lượng hàng sinh ra. Sự giảm tốc độ quay của động cơ làm giảm tải trọng động của hàng lên kết cấu. Như vậy chúng ta đã bỏ qua ảnh hưởng tốc độ tăng tải đến chế độ làm việc của động cơ. Giả thiết này làm tăng độ an toàn cho kết cấu.

Khi nghiên cứu chuyển vị động của kết cấu thép, chúng ta coi kết cấu là hệ có một bậc tự do, có khối lượng quy đổi là m_M và độ cứng quy đổi là c_M. Trong nhiều trường hợp, sơ đồ tính đơn giản này cho kết quả có độ chính xác cần thiết. Điểm quy đổi ở vị trí đặt tải trọng do trọng lượng hàng Q. Khi nâng, biến dạng của nền cũng bỏ qua và được tính như hàng đặt trên nền cứng. Ngoài ra cũng bỏ qua ảnh hưởng sự tắt dao động đến sự giảm trị số chuyển vị động lớn nhất của kết cấu, điều này chỉ đưa đến sai số khi bội suất của palăng lớn hơn ba.

A- NÂNG HÀNG TỪ NỀN

Để tìm chuyển vị động của kết cấu sau khi nhấc hàng khỏi nền, chúng ta cần xét hệ ở hai giai đoạn sau:

- Chuyển vị của kết cấu trong quá trình căng cáp đến khi nhấc hàng khỏi nền, thời gian phát triển tải trọng này là T.

- Dao động của kết cấu và hàng sau khi hàng nhấc khỏi nền, ở giai đoạn này hệ có hai khối lượng và hai bậc tự do.

Sơ đồ tính của kết cấu được cho ở dạng dầm trên hai gối, phù hợp với kết cấu của cầu trục và cổng trục (hình 5.5).

Chúng ta xét quá trình động lực ở hai giai đoạn.

1- Khi hàng chưa nhấc khỏi nền, $t \le T$.

Phương trình vi phân chuyển động của kết cấu:

$$m_M \ddot{y} + c_M y = c_K \left(\int_0^t v dt - y \right);$$

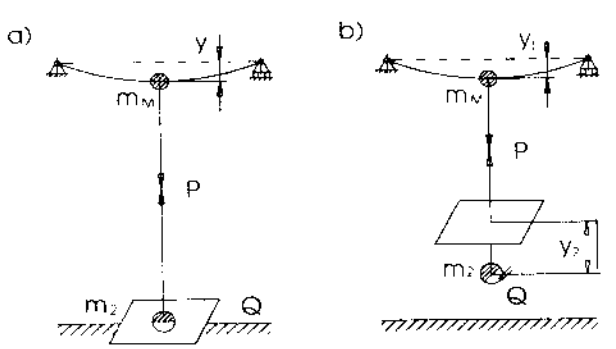
$$m_M \ddot{y} + (c_M + c_K) y = c_K \int_0^t v dt = P(t);$$

$$\ddot{y} + k^2 y = \frac{P(t)}{m_M}, \qquad (5.24)$$

Ở đây $k^2 = \dfrac{c_M + c_K}{m_M}$; c_K - độ cứng của palăng cáp; v- tốc độ đầu cáp quấn lên tang. Vì khi $t = 0$ $y_0 = 0$ và $\dot{y}_0 = 0$, nghiệm của phương trình (5.24) sẽ là:

$$y = \frac{1}{k m_M} \int_0^t P(\tau) \sin k(t - \tau) d\tau, \qquad (5.25)$$

Trong đó τ - biến tích phân.



Hình 5.5-Sơ đồ tính khi nâng hàng
a- khi $t \le T$; b- khi $t \ge T$

Sau khi tìm được $P(\tau)$ đối với quy luật chuyển động của cơ cấu đang khảo sát và tiến hành tích phân, chúng ta sẽ xác định được giá trị y và $\dot{y}$ khi $t < T$ và y_1, $\dot{y}_1$ khi $t = T$.

Hàng được nhấc khỏi nền khi lực căng trong cáp cân bằng với trọng lượng hàng, tức là khi phản lực nền bằng không

$$c_K\left(\int_0^T vdt - y_T\right) = Q\text{, tức là } \int_0^T vdt = y_T + \lambda_t, \qquad (5.26)$$

Trong đó $\lambda_t = Q / c_K$ - chuyển vị của điểm treo hàng do độ dãn tĩnh của cáp.

Thời gian phát triển tải trọng T được xác định từ phương trình (5.26).

2- Sau khi hàng nhấc khỏi nền $t \geq T$, phương trình vi phân chuyển động của kết cấu và hàng:

$$m_M \ddot{y}_1 + c_M y_1 = P;$$
$$m_2[\ddot{y}_2 - \omega(t)] + P = Q,$$

Ở đây lực căng trong cáp:

$$P = Q + c_K y_2 - c_K(y_1 - y_T); \qquad (5.28)$$

$\omega(t)$ - gia tốc đầu cáp quấn lên tang; y_2 - chuyển vị của hàng so với mặt phẳng chuyển động theo quy luật chuyển động của đầu cáp quấn lên tang.

Thay giá trị P ở (5.28) vào (5.27) ta nhận được:

$$m_M \ddot{y}_1 - c_K y_2 + (c_K + c_M) y_1 = Q + c_K y_T;$$
$$m_2 \ddot{y}_2 + c_K y_2 - c_K y_1 = m_2 \omega(t) - c_K y_T \qquad (5.29)$$

Nghiệm tổng quát của hệ phương trình (4.29) có dạng:

$$y_1 = A\sin p_1(t-T) + B\cos p_1(t-T) +$$
$$+ D\sin p_2(t-T) + E\cos p_2(t-T) + \bar{y}_1;$$
$$y_2 = Ax_1 \sin p_1(t-T) + Bx_1 \cos p_1(t-T) +$$
$$+ Dx_2 \sin p_2(t-T) + Ex_2 \cos p_2(t-T) + \bar{y}_2, \qquad (5.30)$$

Ở đây $\bar{y}_1, \bar{y}_2$ - các nghiệm riêng phụ thuộc vào dạng của hàm $\omega(t)$; $p_{1,2}$ và $x_{1,2}$ - tần số và tỷ số biên độ ở dao động chính thứ nhất và thứ hai:

$$p_{1,2}^2 = \frac{1}{2}\frac{c_K}{m_2}\left\{1 + \frac{m_2}{m_M}\left(\frac{c_M}{c_K} + 1\right) \mp \sqrt{\left[\frac{m_2}{m_M}\left(\frac{c_M}{c_K} + 1\right) - 1\right]^2 + 4\frac{m_2}{m_M}}\right\}; \qquad (5.31)$$

$$x_{1,2} = \frac{\frac{c_K}{m_2}}{\frac{c_K}{m_2} - p_{1,2}^2} = \frac{a}{a - p_{1,2}^2}. \qquad (5.32)$$

Để xác định các hằng số tích phân A, B, D, E ta có điều kiện ban đầu: khi $t = T$ $y_1 = y_T$; $\dot{y}_1 = \dot{y}_T$; $y_2 = 0$; $\dot{y}_2 = v_T$ (tốc độ đầu cáp quấn vào tang).

Nghiệm tổng quát (5.30) cũng có thể trình bày ở dạng sau:

$$y_1 = \bar{y}_1 + C_1 \sin[p_1(t-T) + \varepsilon_1] + C_2 \sin[p_2(t-T) + \varepsilon_2];$$

$$y_2 = \bar{y}_2 + C_3 \sin[p_1(t-T) + \varepsilon_3] + C_4 \sin[p_2(t-T) + \varepsilon_4], \qquad (5.33)$$

Ở đây $C_1 = \sqrt{A^2 + B^2}$; $C_2 = \sqrt{D^2 + E^2}$; $C_3 = x_1 C_1$; $C_4 = x_2 C_2$;

$$tg\varepsilon_1 = tg\varepsilon_3 = \frac{B}{A}; \quad tg\varepsilon_2 = tg\varepsilon_4 = \frac{E}{D}. \qquad (5.34)$$

Chúng ta xét trường hợp nâng hàng đột ngột từ nền:

1. $t \le T$. Khi thu hết độ chùng cáp, cơ cấu nâng đạt được tốc độ chuyển động ổn định, trường hợp này gọi là nâng hàng có ngoạm. Ký hiệu tốc độ vòng của tang là v. Thay $P(t) = c_K vt$ vào phương trình (5.25) ta có:

$$y = \frac{c_K v}{k m_M} \int_0^t \tau \sin k(t-\tau) d\tau = \frac{y_t v}{y_t + \lambda_t}\left(t - \frac{1}{k}\sin kt\right); \qquad (5.35)$$

$$\dot{y} = \frac{y_t v}{y_t + \lambda_t}(1 - \cos kt) \qquad (5.36)$$

Và lực căng trong cáp:

$$P = P(t) - c_K y = c_K\left[vt - \frac{y_t v}{y_t + \lambda_t}\left(t - \frac{1}{k}\sin kt\right)\right].$$

Khi $t = T$ điều kiện (5.26) có dạng:

$$vT = y_T + \lambda_t. \qquad (5.37)$$

Thay $t = T$ vào biểu thức (5.35) và (5.36) có tính đến điều kiện (5.37) ta nhận được:

$$y_T = y_t\left(1 - \frac{v}{k\lambda_t}\sin kT\right); \qquad (5.38)$$

$$\dot{y}_T = \frac{y_t v}{y_t + \lambda_t}\left(1 - \cos kT\right).$$

2. $t \geq T$. Thay $\omega(t) = 0$ vào phương trình vi phân (5.29) ta tìm được nghiệm riêng của nghiệm tổng quát (5.30): $\bar{y}_1 = y_t$; $\bar{y}_2 = y_t - y_T$. (5.39)

Lực trong cáp xác định theo phương trình (5.28):

$$P = Q + c_K\left[A(x_1 - 1)\sin p_1(t - T) + B(x_1 - 1)\cos p_1(t - T) + \right.$$
$$\left. + D(x_2 - 1)\sin p_2(t - T) + E(x_2 - 1)\cos p_2(t - T)\right]. \qquad (5.40)$$

Khi $t = T$ $y_1 = y_T$; $\dot{y}_1 = \dot{y}_T$; $y_2 = 0$; $\dot{y}_2 = v$, ta có:

$$A = \frac{v - \dot{y}_T x_2}{p_1(x_1 - x_2)}; \qquad B = \frac{(y_T - y_t)(1 - x_2)}{(x_1 - x_2)};$$

$$D = -\frac{v - \dot{y}_T x_1}{p_2(x_1 - x_2)}; \quad E = -\frac{(y_T - y_t)(1 - x_1)}{(x_1 - x_2)} \qquad (5.41)$$

Thay giá trị A, B, D, E vào nghiệm (5.30) và (5.40) có tính đến nghiệm riêng (5.39), ta sẽ tìm được y_1, y_2 và P.

Nếu giả thiết kết cấu tuyệt đối cứng tức là $m_M = \infty$, $y_t = y_T = 0$, và theo phương trình (5.31) $p_1^2 = c_K / m_2$, $p_2 = \infty$ thì $A = B = D = E = 0$; $Ax_1 = v / p_1$; $Bx_1 = Dx_2 = Ex_2 = 0$.

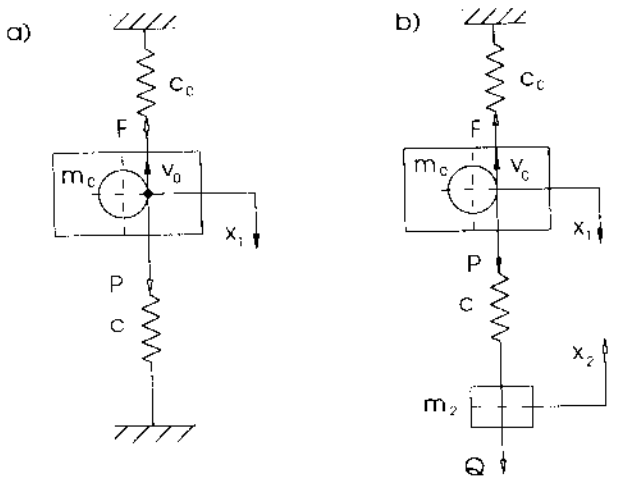
Do đó $y_2 = \dfrac{v}{p_1}\sin p_1 t$ và lực trong cáp:

$$P = Q\left(1 + \frac{vp_1}{g}\sin p_1 t\right) = Q\left(1 + \frac{v}{\sqrt{g\lambda_t}}\sin\sqrt{\frac{g}{\lambda_t}}t\right). \qquad (5.42)$$

Lực lớn nhất trong cáp:

$$P_{\max} = Q\left(1 + \frac{vp_1}{g}\right) = Q\left(1 + \frac{v}{\sqrt{g\lambda_t}}\right) \qquad (5.43)$$

Hay: $$P_{\max} = Q + v\sqrt{m_K c_K}. \qquad (5.44)$$



Hình 5.6 - Sơ đồ tính toán động lực học khi nâng hàng từ nền

Quá trình nâng hàng bằng cách nhấc hàng đột ngột khỏi nền cứng không thuộc vào trường hợp khai thác tiêu chuẩn, và chỉ dùng để xác định tải trọng lớn nhất hay tải trọng đặc biệt trong một số trường hợp nào đó. Thông thường khi thu hết độ chùng cáp, hàng được nhấc khỏi nền với tốc độ nhỏ hơn tốc độ nâng định mức, tốc độ này phụ thuộc vào hệ thống điều khiển cơ cấu nâng và trong nhiều trường hợp phụ thuộc vào người điều khiển.

Chúng ta xét quá trình nâng hàng từ nền với giả thiết rằng vào thời điểm nhấc hàng khỏi nền, cơ cấu nâng đã gia tốc đến tốc độ v_0 nào đó, sau khi nhấc hàng tốc độ của cơ cấu không thay đổi. Quá trình này gồm hai giai đoạn.

Giai đoạn trước khi nhấc hàng khỏi nền (hình 5.6,a)

Các ký hiệu dùng trong sơ đồ: x_1-biến dạng động (độ võng) của kết cấu thép tính từ vị trí cân bằng; F -lực đàn hồi ở kết cấu thép do chuyển vị của khối lượng m_0 khỏi vị trí cân bằng gây ra, $F = c_0 x_1$; P - lực đàn hồi trong thiết bị treo hàng; t -thời

gian tính từ thời điểm thu hết độ chùng cáp.

Lực đàn hồi trong thiết bị treo hàng ở giai đoạn này được tạo ra do chuyển vị của điểm kẹp thiết bị treo hàng chuyển động với tốc độ v_0 và biến dạng của kết cấu thép:

$$P = c(v_0 t - x_1).$$

Vì vậy chuyển vị của khối lượng m_0 được xác định bằng phương trình:

$$m_0 \ddot{x}_1 + (c + c_0)x_1 = c v_0 t.$$

Nghiệm của phương trình này khi điều kiện ban đầu $x_{1t=0}=0$, $\dot{x}_{1t=0}=0$ có dạng:

$$x_1 = \frac{cv_0}{c+c_0}\left(t - \frac{1}{p_0}\sin p_0 t\right),$$

Ở đây $p_0(1/s)$-tần số dao động riêng của khối lượng m_0 ở giai đoạn thứ nhất:

$$p_0 = \sqrt{\frac{c+c_0}{m_0}}.$$

Thay kết quả nhận được vào các biểu thức F và P, chúng ta tìm được quy luật biến thiên của lực đàn hồi ở giai đoạn trước khi nhấc hàng khỏi nền:

$$\left.\begin{aligned} F &= \frac{c_0 c v_0}{c+c_0}\left(t - \frac{1}{p_0}\sin p_0 t\right), \\ P &= \frac{cv_0}{c+c_0}\left(c_0 t + \frac{c}{p_0}\sin p_0 t\right). \end{aligned}\right\} \qquad (5.45)$$

Giai đoạn thứ nhất tiếp tục cho đến khi lực P bằng trọng lượng hàng. Thay $P=Q$ vào phương trình thứ hai của hệ (5.45), chúng ta tìm được phương trình xác định thời gian của giai đoạn thứ nhất t_0:

$$Q = \frac{cv_0}{c+c_0}\left(c_0 t_0 + \frac{c}{p_0}\sin p_0 t_0\right).$$

Do đó vào thời điểm nhấc hàng khỏi nền, lực trong các khâu đàn hồi sẽ bằng:

$$F_{t0} = c_0 x_{1t0} = \frac{c_0 c v_0}{c+c_0}\left(t_0 - \frac{1}{p_0}\sin p_0 t_0\right), \qquad (5.46)$$

$$P_{t0} = Q = cv_0 t_0 - cx_{1t0}; \qquad (5.47)$$

Ở đây: $$x_{1t0} = \frac{cv_0}{c+c_0}\left(t_0 - \frac{1}{p_0}\sin p_0 t_0\right);$$

Trong đó x_{1t0} là biến dạng động của kết cấu thép ở thời điểm nhấc hàng khỏi nền.

b- Giai đoạn sau khi nhấc hàng khỏi nền (hình 5.6,b)

Thời gian bắt đầu của giai đoạn thứ hai được tính từ thời điểm hàng nhấc khỏi nền; x_1 cũng được tính như ở giai đoạn thứ nhất.

Phương trình chuyển động của khối lượng m_0:

$$m_0\ddot{x}_1 = P - F. \tag{5.48}$$

Phương trình chuyển động của khối lượng m_2:

$$m_2\ddot{x}_2 = P - Q. \tag{5.49}$$

Chúng ta biểu diễn $\ddot{x}_1$, $\ddot{x}_2$ qua nội lực trong các khâu đàn hồi F và P.

Ở giai đoạn thứ hai, nội lực trong kết cấu thép cũng được xác định bằng biểu thức như ở giai đoạn đầu:

$$F = c_0 x_1. \tag{5.50}$$

Nội lực trong thiết bị treo hàng khi này được tạo ra do chuyển vị của điểm kẹp thiết bị treo hàng và chuyển vị của khối lượng m_0, m_2:

$$P = cv_0t_0 + cv_0t - cx_1 - cx_2. \tag{5.51}$$

Từ phương trình (5.50), (5.51) ta có:

$$x_1 = \frac{F}{c_0}; \qquad x_2 = v_0t_0 + v_0t - \frac{F}{c_0} - \frac{P}{c}.$$

Đạo hàm hai lần các biểu thức này theo thời gian và thay chúng vào phương trình (5.48), (5.49), chúng ta tìm được hệ phương trình để xác định nội lực trong các khâu đàn hồi:

$$\left.\begin{aligned} &\frac{m_0}{c_0}\ddot{F} + F - P = 0, \\ &\frac{m_2}{c_0}\ddot{F} + \frac{m_2}{c}\ddot{P} + P = Q. \end{aligned}\right\} \tag{5.52}$$

Các nghiệm riêng của hệ phương trình này là giá trị $P = Q$ và $F = Q$.

Để chuyển hệ phương trình không thuần nhất (5.52) về hệ phương trình thuần nhất, chúng ta đưa vào các hàm số chưa biết mới F' và P' theo phương trình:

$$\left.\begin{aligned} F &= F' + Q. \\ P &= P' + Q \end{aligned}\right\} \tag{5.53}$$

Thay chúng vào hệ (5.52) ta nhận được:

$$\left.\begin{aligned} &\frac{m_0}{c_0}\ddot{F}' + F' - P' = 0, \\ &\frac{m_2}{c_0}\ddot{F}' + \frac{m_2}{c}\ddot{P}' + P' = 0. \end{aligned}\right\} \qquad (5.54)$$

Các nghiệm riêng của hệ phương trình này sẽ tìm được ở dạng sau:

$$\left.\begin{aligned} F_1' &= A\sin(pt+\varphi), \\ P_1' &= B\sin(pt+\varphi). \end{aligned}\right\} \qquad (5.55)$$

Thay biểu thức (5.55) vào hệ phương trình (5.54) ta nhận được:

$$-\frac{m_0}{c_0}Ap^2\sin(pt+\varphi) + A\sin(pt+\varphi) - B\sin(pt+\varphi) = 0,$$

$$-\frac{m_0}{c_0}Ap^2\sin(pt+\varphi) - \frac{m_2}{c}Bp^2\sin(pt+\varphi) + B\sin(pt+\varphi) = 0.$$

Từ đây rõ ràng rằng các nghiệm (5.55) thoả mãn hệ phương trình (5.54) nếu các hệ số A, B thoả mãn các phương trình sau:

$$A\left(1 - \frac{m_0 p^2}{c_0}\right) - B = 0;$$

$$-A\frac{m_2 p^2}{c_0} + B\left(1 - \frac{m_2 p^2}{c}\right) = 0.$$

Chúng ta dùng ký hiệu:

$$\frac{c_0}{m_0} = a; \quad \frac{c}{m_2} = b; \quad \frac{c}{c_0} = k;$$

Thì hệ trên có dạng:

$$\left.\begin{aligned} &A(a - p^2) - aB = 0, \\ &-Akp^2 + B(b - p^2) = 0. \end{aligned}\right\} \qquad (5.56)$$

Một nghiệm tầm thường của hệ này A=B=0 xác định điều kiện cân bằng (cân bằng của kết cấu thép và chuyển động của hàng có tốc độ không đổi), nhưng không cho phép xác định điều kiện ở chế độ chuyển tiếp. Để các nghiệm

của hệ (5.56) khác không thì định thức của hệ phải bằng không, tức là

$$\Delta = \begin{vmatrix} a - p^2 & -a \\ -kp^2 & b - p^2 \end{vmatrix} = 0.$$

Khai triển định thức trên ta được phương trình tần số:

$$p^4 - (a + b + ak)p^2 + ab = 0. \qquad (5.57)$$

Các nghiệm của phương trình (5.57) bằng:

$$p_{1,2}^2 = \frac{a + b + ak \mp \sqrt{(a + b + ak)^2 - 4ab}}{2}.$$

Để chứng minh $(a + b + ak)^2 - 4ab > 0$, chúng ta biến đổi biểu thức trong căn:

$$(a + b + ak)^2 - 4ab = (a + b)^2 + 2(a + b)ak + a^2k^2 - 4ab =$$
$$= (a - b)^2 + 2(a + b)ak + a^2k^2 > 0.$$

Vì vậy phương trình (5.57) có hai nghiệm thực dương và hai nghiệm thực âm:

$$p_1 = \sqrt{\frac{a + b + ak}{2} - \sqrt{\frac{(a + b + ak)^2}{4} - ab}};$$

$$p_2 = \sqrt{\frac{a + b + ak}{2} + \sqrt{\frac{(a + b + ak)^2}{4} - ab}};$$

$$p_3 = -p_1; p_4 = -p_2. \; p_1 < p_2.$$

Các nghiệm âm không có ý nghĩa vật lý nên không dùng trong tính toán.

Bây giờ chúng ta tìm biên độ A và B. Từ hệ phương trình thuần nhất (5.56) ta chỉ có thể tìm được tỉ số giữa các biên độ A và B mà không tìm được giá trị của chúng:

$$\frac{A}{B} = \frac{a}{a - p^2} \quad \text{hay} \quad \frac{A}{B} = \frac{b - p^2}{kp^2}.$$

Các tỉ số này sẽ bằng nhau khi $p = p_1$ và $p = p_2$ vì cả hai phương trình của hệ (5.56) với những giá trị này đều trở nên đồng nhất. Do đó sẽ có hai tỉ số giữa các biên độ A và B:

$$\left.\begin{aligned}\frac{A_1}{B_1} &= \frac{a}{a-p_1^2} = \frac{b-p_1^2}{kp_1^2} = \frac{1}{\gamma_1},\\ \frac{A_2}{B_2} &= \frac{a}{a-p_2^2} = \frac{b-p_2^2}{kp_2} = \frac{1}{\gamma_2}.\end{aligned}\right\} \tag{5.58}$$

Từ đó rút ra: $A_1\gamma_1 = B_1$ và $A_2\gamma_2 = B_2$.

Mặc dù giá trị của biên độ là không xác định, nhưng các tỉ số của chúng theo (5.58) chỉ có thể có hai giá trị phụ thuộc vào các tham số của hệ động học.

Như vậy, các nghiệm riêng của hệ phương trình (5.54) có dạng:

$$F_1' = A_1 \sin(p_1 t + \varphi_1),$$

$$F_2' = A_2 \sin(p_2 t + \varphi_2),$$

$$P_1' = A_1\gamma_1 \sin(p_1 t + \varphi_1);$$

$$P_2' = A_2\gamma_2 \sin(p_2 t + \varphi_2).$$

Nghiệm tổng quát của hệ phương trình (5.54) là liên hợp tuyến tính của hai nghiệm riêng:

$$\begin{aligned}F' &= A_1 \sin(p_1 t + \varphi_1) + A_2 \sin(p_2 t + \varphi_2),\\ P' &= A_1\gamma_1 \sin(p_1 t + \varphi_1) + A_2\gamma_2 \sin(p_2 t + \varphi_2).\end{aligned} \tag{5.59}$$

Các nghiệm tổng quát này chứa bốn hằng số tuỳ ý $A_1, A_2, \varphi_1, \varphi_2$ phụ thuộc vào điều kiện ban đầu.

Từ hệ phương trình (5.59) chúng ta nhận thấy: lực động đàn hồi trong kết cấu thép và trong bộ phận treo hàng thay đổi theo một quy luật dao động phức tạp, bao gồm hai dao động điều hoà với tần số p_1 và p_2. Số hạng thứ nhất của những lực này xác định thành phần tần số thấp, còn số hạng thứ hai xác định thành phần tần số cao của dao động phức tạp, vì $p_1 < p_2$.

Các hằng số tuỳ ý $A_1, A_2, \varphi_1, \varphi_2$ được xác định theo điều kiện ban đầu của giai đoạn sau khi nhấc hàng khỏi nền. Từ các phương trình (5.46), (5.47) và (5.53), chúng ta có các điều kiện ban đầu:

$$P'_{t=0} = 0; \quad \dot{P}'_{t=0} = \dot{P}_{t0} = cv_0\left[1 - \frac{c}{c_0+c}(1+\cos p_0 t_0)\right];$$

$$F'_{t=0} = F'_{t0} = c_0 v_0 t_0 - Q\left(1 + \frac{c_0}{c}\right);$$

$$\dot{F}'_{t=0} = \dot{F}'_{t0} = \frac{c_0 c v_0}{c_0 + c}(1 - \cos p_0 t_0).$$

Để xác định các hằng số tuỳ ý, chúng ta đưa phương trình (5.59) về dạng:

$$\left.\begin{aligned} F' &= a_1 \cos p_1 t + b_1 \sin p_1 t + a_2 \cos p_2 t + b_2 \sin p_2 t, \\ P' &= a_1\gamma_1 \cos p_1 t + b_1\gamma_1 \sin p_1 t + a_2\gamma_2 \cos p_2 t + b_2\gamma_2 \sin p_2 t, \end{aligned}\right\} \quad (5.60)$$

Ở đây:

$$\left.\begin{aligned} a_1 &= A_1 \sin\varphi_1; a_2 = A_2 \sin\varphi_2; \\ b_1 &= A_1 \cos\varphi_1; b_2 = A_2 \cos\varphi_2. \end{aligned}\right\} \quad (5.61)$$

Đạo hàm hệ phương trình (5.60) theo thời gian, ta được:

$$\left.\begin{aligned} \dot{F}' &= -a_1 p_1 \sin p_1 t + b_1 p_1 \cos p_1 t - a_2 p_2 \sin p_2 t + b_2 p_2 \cos p_2 t, \\ \dot{P}' &= -a_1\gamma_1 p_1 \sin p_1 t + b_1\gamma_1 p_1 \cos p_1 t - a_2\gamma_2 p_2 \sin p_2 t + b_2\gamma_2 p_2 \cos p_2 t. \end{aligned}\right\} \quad (5.62)$$

Thay giá trị điều kiện ban đầu vào hệ phương trình (5.60) và (5.62), sau đó giải các phương trình này ta có:

$$a_1 = \frac{\gamma_2 F'_{t0}}{\gamma_2 - \gamma_1}; \qquad a_2 = \frac{\gamma_1 F'_{t0}}{\gamma_2 - \gamma_1};$$

$$b_1 = \frac{\dot{F}_{t0}\gamma_2 - \dot{P}_{t0}}{p_1(\gamma_2 - \gamma_1)}; \qquad b_2 = \frac{\dot{F}_{t0}\gamma_1 - \dot{P}_{t0}}{p_2(\gamma_2 - \gamma_1)}.$$

Từ biểu thức (5.61) ta nhận được:

$$tg\varphi_1 = \frac{a_1}{b_1} = \frac{\gamma_2 p_1 F'_{t0}}{\dot{F}_{t0}\gamma_2 - \dot{P}_{t0}}; \qquad tg\varphi_2 = \frac{a_2}{b_2} = \frac{\gamma_1 p_2 F'_{t0}}{\dot{F}_{t0}\gamma_1 - \dot{P}_{t0}};$$

$$A_1 = \sqrt{a_1^2 + b_1^2} = \frac{\sqrt{(\gamma_2 p_1 F'_{t0})^2 + (\dot{F}_{t0}\gamma_2 - \dot{P}_{t0})^2}}{p_1(\gamma_2 - \gamma_1)};$$

$$A_2 = \sqrt{a_2^2 + b_2^2} = \frac{\sqrt{(\gamma_1 p_2 F'_{t0})^2 + (\dot{F}_{t0}\gamma_1 - \dot{P}_{t0})^2}}{p_2(\gamma_2 - \gamma_1)}.$$

Như vậy, nội lực ở kết cấu thép và pa lăng nâng sau khi nhấc hàng khỏi nền:

$$F = Q + A_1 \sin(p_1 t + \varphi_1) + A_2 \sin(p_2 t + \varphi_2),$$

$$P = Q + A_1\gamma_1 \sin(p_1 t + \varphi_1) + A_2\gamma_2 \sin(p_2 t + \varphi_2).$$

Lực F và P có thể đạt giá trị lớn nhất khi hàm sin của các tần số khác nhau cùng đạt cực đại, tức là

$$F_{max} \le Q + A_1 + A_2;$$

$$S_{max} \le Q + \gamma_1 A_1 + \gamma_2 A_2.$$

Lực động trong các bộ phận đàn hồi của cần trục khi nhấc hàng từ nền có thể rất lớn. Đối với một số loại cần trục, nó có thể gần bằng trị số tải trọng tĩnh do trọng lượng hàng gây ra.

B- PHANH KHI HẠ HÀNG

Chúng ta xét cơ cấu đang hạ hàng, chuyển động ổn định với tốc độ v, thực hiện phanh tức thời. Các chuyển vị y_1, y_2 được tính từ vị trí cân bằng của kết cấu và hàng. Khi này phương trình vi phân chuyển động của kết cấu và hàng:

$$\begin{aligned} m_M \ddot{y}_1 + c_M y_1 &= P - Q \\ m_2 \ddot{y} + P &= Q \end{aligned}; \qquad (5.63)$$

Ở đây lực trong cáp nâng:

$$P = c_K (y_2 - y_1) + Q.$$

Thay giá trị P vào (5.63) ta có:

$$m_M \ddot{y}_1 + (c_M + c_K) y_1 - c_K y_2 = 0;$$

$$m_2 \ddot{y}_2 + (y_2 - y_1) c_K = 0.$$

Nghiệm của hệ phương trình này có dạng:

$$y_1 = A \sin p_1 t + B \cos p_1 t + D \sin p_2 t + E \cos p_2 t$$

$$y_2 = Ax_1 \sin p_1 t + Bx_1 \cos p_1 t + Dx_2 \sin p_2 t + Ex_2 \cos p_2 t.$$

Lực trong cáp nâng:

$$P = Q + c_K \big[A(x_1 - 1) \sin p_1 t + B(x_1 - 1) \cos p_1 t + \\ + D(x_2 - 1) \sin p_2 t + E(x_2 - 1) \cos p_2 t \big].$$

Khi $t = 0$ $y_1 = 0$; $\dot{y}_1 = 0$; $y_2 = 0$; $\dot{y}_2 = v$, do đó:

$$A = \frac{v}{p_1(x_1 - x_2)}; \qquad D = \frac{v}{p_2(x_2 - x_1)}; \qquad B = E = 0.$$

Nếu giả thiết kết cấu tuyệt đối cứng thì $A = D = 0$; $c_K A(x_1 - 1) = vp_1 m_2$; $c_K D(x_2 - 1) = 0$, tức là lực trong cáp:

$$P = Q + vp_1 m_2 \sin p_1 t = Q\left(1 + \frac{v}{\sqrt{g\lambda_t}} \sin \sqrt{\frac{g}{\lambda_t}}\, t\right)$$

có giá trị giống như công thức (5.42).

Trong các công thức trên: m_2 và m_M - khối lượng của hàng và của kết cấu thép qui đổi về điểm đặt của hàng; Q- trọng lượng của hàng kể cả thiết bị mang hàng; $m_2 = Q/g$; $c_M = Q/y_t$ - độ cứng của kết cấu thép; y_t - độ võng tĩnh của kết cấu do tác dụng của hàng, đối với cầu trục được tính ở giữa khẩu độ, đối với cổng trục - ở giữa khẩu độ hoặc đầu côngxon, đối với cần trục quay - ở đầu cần (hoặc vòi) có tính đến biến dạng của toàn bộ kết cấu thép, nền đỡ và cáp giằng; $c_K = Q/\lambda_t$ - độ cứng của cáp; $\lambda_t = \sigma_K l / E_K$ - chuyển vị của khối lượng hàng m_2 do độ dãn tĩnh của cáp nâng do tải trọng Q trên suốt chiều dài cáp nâng tính đến tang; σ_K - ứng suất kéo trong cáp, có thể lấy giá trị trung bình $\sigma_K = 240 N/mm^2$; E_K - môđun đàn hồi của cáp, có thể lấy $E_K \approx 1.10^5 N/mm^2$ đối với cáp nâng lõi mềm; $E_K \approx 1{,}4.10^5 N/mm^2$ đối với cáp nâng lõi kim loại; $E_K \approx 1{,}6.10^5 N/mm^2$ đối với cáp giằng kết cấu kín. Giá trị E_K thay đổi trong giới hạn $\pm 0{,}2.10^5 N/mm^2$ có tính đến cuối thời hạn sử dụng do bị kéo nhiều lần làm tăng môđun đàn hồi của cáp.

Khi nghiên cứu động lực học, môđun đàn hồi của cáp phải tính trong điều kiện tải trọng động. Theo số liệu thí nghiệm, E_d và E_t sai khác không quá 3%.

Khi tính độ cứng của kết cấu c_M, giá trị thực và giá trị tính toán có thể không trùng nhau. Sự sai lệch này chủ yếu là do tính không chính xác sự làm việc không gian của kết cấu, do trong kết cấu có những bộ phận không tính toán, do độ cứng các mắt trong kết cấu dàn v.v.. Thông thường độ võng tính toán có thể lớn hơn độ võng thực tế đến 20% hoặc hơn. Trong mỗi trường hợp cụ thể cần phải tính đến độ lún lò xo ở phần di chuyển, độ lún của đường đặt

cần trục, độ lún của phao ở cần trục nổi. Khi cần trục nổi làm việc trên sóng cần phải tính ở trường hợp bất lợi nhất là vào thời điểm nhấc hàng sóng bị hạ xuống phía dưới còn cần của cần trục bị nâng lên do lắc phao.

Để xác định tác dụng động của hàng lên kết cấu cần phải biết độ cứng của nó, vì vậy bài toán này mang tính chất kiểm tra. Độ võng của kết cấu có thể quy định trước hoặc có thể xác định theo trị số ứng suất lớn nhất ở mặt phẳng đứng. Ví dụ đối với dầm hai gối có lực tập trung ở giữa khẩu độ, sơ đồ này đặc trưng cho cầu trục, cổng trục và một số cần trục khác, ta sẽ tính được độ võng theo công thức:

$$y_t = \frac{PL^3}{48EJ} = \frac{ML^2}{6EWh} = \frac{1}{6E}\frac{\sigma L^2}{h}$$

Nếu định trước chiều cao dầm h hoặc tỷ số L/h.

Từ việc khảo sát quá trình nâng hàng từ nền bằng phương pháp giật, cho phép ta nhận được kết quả đối với các quy luật chuyển động khác nhau của cơ cấu.

Trong một số trường hợp, khi nghiên cứu động lực học của cơ cấu nâng, kết cấu thép được xét là hệ có hai bậc tự do. Những sơ đồ này dùng để tính cho các loại cần trục dạng cần. Ví dụ như đối với cần trục tháp, trong quá trình dao động không được bỏ qua chuyển vị ngang của chốt đuôi cần nối với tháp.

Chúng ta khảo sát hệ có hai bậc tự do.

Chu kỳ dao động tự do của kết cấu và hàng:

$$\tau_{1,2} = \frac{2\pi}{p_{1,2}} = \frac{2\pi}{\sqrt{D \mp \sqrt{D^2 - B}}}(s), \qquad (5.64)$$

Trong đó

$$D = \frac{\delta_{11}m_1 + \delta_{22}m_2}{2m_1m_2(\delta_{11}\delta_{22} - \delta_{12}^2)};\ B = \frac{1}{m_1m_2(\delta_{11}\delta_{22} - \delta_{12}^2)};$$

Ở đây $\delta_{11}, \delta_{12}, \delta_{22}$ -chuyển vị theo hướng dao động của các khối lượng m_1, m_2 do tác dụng của lực đơn vị gây ra; chỉ số thứ nhất tương ứng với với khối lượng chuyển vị, chỉ số thứ hai là khối lượng đặt lực đơn vị; τ_1, τ_2 - chu kỳ

dao động tự do giá trị lớn và nhỏ hơn tương ứng.

Tỉ số biên độ dao động của khối lượng m_1 và m_2 được xác định bằng biểu thức sau:

Khi dao động với tần số thấp

$$x_1 = -\frac{\delta_{11} m_1 p_1^2 - 1}{\delta_{12} m_2 p_1^2} = -\frac{\delta_{12} m_1 p_1^2}{\delta_{22} m_2 p_2^2 - 1}$$

Khi dao động với tần số cao

$$x_2 = -\frac{\delta_{11} m_1 p_2^2 - 1}{\delta_{12} m_2 p_2^2} = -\frac{\delta_{12} m_1 p_2^2}{\delta_{22} m_2 p_2^2 - 1}.$$

Để thuận tiện khi khảo sát những dao động chính, chúng ta sử dụng các khái niệm về khối lượng qui đổi m_{td}, độ cứng qui đổi c_{td} và lực qui đổi P_{td}.

Nếu điểm qui đổi là nơi đặt khối lượng m_1, thì chuyển vị của nó được tính bằng đơn vị. Khối lượng qui đổi đối với điểm này trong mỗi dao động chính:

$$\left.\begin{aligned} m_{td1} &= m_1 + m_2 x_1^2 \\ m_{td2} &= m_1 + m_2 x_2^2 \end{aligned}\right\}$$

Hệ số độ cứng qui đổi:

$$\left.\begin{aligned} c_{td1} &= m_{td1} p_1^2 \\ c_{td2} &= m_{td2} p_2^2 \end{aligned}\right\}$$

Lực qui đổi:

$$\left.\begin{aligned} P_{td1} &= P_1 + P_2 x_1; \\ P_{td2} &= P_1 + P_2 x_2. \end{aligned}\right\}$$

Trong đó P_1 là lực tác dụng lên khối lượng thứ nhất m_1, chuyển vị của khối lượng này bằng đơn vị; P_2 - lực tác dụng lên khối lượng m_2, chuyển vị tương ứng của khối lượng này là x. Chuyển vị động và tĩnh của các khối lượng trong hệ được xác định bằng tổng chuyển vị của chúng trong cả hai dao động chính. Trong mỗi dao động chính, tất cả các kết luận về chuyển vị của hệ có một bậc tự do đều đúng.

Chuyển vị tĩnh của các khối lượng thuộc hệ:

Khối lượng m_1: $y_{1t} = y_{1t1} + y_{1t2} = \frac{P_{td1}}{c_{td1}} + \frac{P_{td2}}{c_{td2}}$.

Khối lượng m_2: $y_{2t} = x_1 y_{1t1} + x_2 y_{2t2} = x_1 \frac{P_{td1}}{c_{td1}} + x_2 \frac{P_{td2}}{c_{td2}}$.

Chuyển vị động bằng tích số giữa chuyển vị tĩnh và hệ số động. Chuyển vị lớn nhất của khối lượng m_1 và m_2 trong mỗi dao động chính của hệ được tính bằng 1.

Khi dao động với tần số thấp:

$$y_{1d1}^{\max} = \psi_1 \frac{P_{td1}}{c_{td1}}; \qquad y_{2d1}^{\max} = x_1 y_{1d1}^{\max} = x_1 \psi_1 \frac{P_{td1}}{c_{td1}};$$

$$y_{1d2}^{\max} = \psi_2 \frac{P_{td2}}{c_{td2}}; \qquad y_{2d2}^{\max} = x_2 y_{1d2}^{\max} = x_2 \psi_2 \frac{P_{td2}}{c_{td2}}.$$

Trong các công thức trên, ψ_1 và ψ_2 là các hệ số động. Khi tải trọng tăng tuyến tính, hệ số động được tính theo công thức:

$$\psi = 1 + av. \tag{5.65}$$

Khi tải trọng tăng đột ngột, hệ số động được tính theo công thức tổng quát sau với chu kì dao động tương ứng τ_1 và τ_2:

$$\psi = \frac{y_{\max}}{y_t} = 2\sin\frac{\pi t_1}{\tau}.$$

Chuyển vị động của các khối lượng thuộc hệ:

Khối lượng m_1: $y_{1d} = \psi_1 \frac{P_{td1}}{c_{td1}} + \psi_2 \frac{P_{td2}}{c_{td2}}$.

Khối lượng m_2: $y_{2d} = x_1 \psi_1 \frac{P_{td1}}{c_{td1}} + x_2 \psi_2 \frac{P_{td2}}{c_{td2}}$.

Chuyển vị tổng lớn nhất của các khối lượng m_1 và m_2 xảy ra đối với cả hai dao động chính không đồng thời của chúng. Để xác định thời điểm xuất hiện chuyển vị tổng lớn nhất, chúng ta nên xây dựng đồ thị chuyển vị cho cả hai dao động chính của hệ. Ví dụ: khi chịu tác dụng đột ngột của tải trọng, chuyển vị động của khối lượng m_1:

$$y_{1d} = \frac{P_{td1}}{c_{td1}}(1-\cos\frac{2\pi}{\tau_1}t) + \frac{P_{td2}}{c_{td2}}(1-\cos\frac{2\pi}{\tau_2}t).$$

Chuyển vị động của khối lượng m_2:

$$y_{2d} = x_1\frac{P_{td1}}{c_{td1}}(1-\cos\frac{2\pi}{\tau_1}t) + x_2\frac{P_{td2}}{c_{td2}}(1-\cos\frac{2\pi}{\tau_2}t).$$

Khi chịu tác dụng của tải trọng tăng từ từ, chuyển vị động của khối lượng m_1 và m_2:

$$y_{1d} = \frac{P_{td1}}{c_{td1}}\left[1-\frac{\tau_1}{\pi T}\sin\frac{\pi T}{\tau_1}\cos\frac{\pi}{\tau_1}(2t-T)\right] +$$

$$+\frac{P_{td2}}{c_{td2}}\left[1-\frac{\tau_2}{\pi T}\sin\frac{\pi T}{\tau_2}\cos\frac{\pi}{\tau_2}(2t-T)\right];$$

$$y_{2d} = x_1\frac{P_{td1}}{c_{td1}}\left[1-\frac{\tau_1}{\pi T}\sin\frac{\pi T}{\tau_1}\cos\frac{\pi}{\tau_1}(2t-T)\right] +$$

$$+x_2\frac{P_{td2}}{c_{td2}}\left[1-\frac{\tau_2}{\pi T}\sin\frac{\pi T}{\tau_2}\cos\frac{\pi}{\tau_2}(2t-T)\right].$$

5.3.2- KẾT QUẢ THÍ NGHIỆM

Những thí nghiệm cho kết cấu thép cần trục trong điều kiện động khi cơ cấu nâng làm việc được tiến hành rộng rãi ở nhiều nước trên thế giới.

Ví dụ dưới đây đưa ra một số kết quả nghiên cứu cần trục bằng phương pháp đo biến dạng bằng máy (tenzomet) trong điều kiện động, sau đó so sánh với kết quả tính toán lý thuyết.

Cầu trục có sức nâng 5T, khẩu độ 25,5m. Dầm chính gồm hai dầm hộp. chiều cao dầm h=1m, chịu tác dụng của tải trọng 54860N, độ võng của dầm đo được là 1,6cm.

Độ cứng của mỗi dầm hộp:

$$c_M = \frac{54860}{2x1,6} = 17140N/cm$$

Môđun đàn hồi của cáp (loại 6x37+1lõi) đường kính $d_K = 13mm$, diện

tích tiết diện phần kim loại $F_K = 0{,}63cm^2$. Dưới tác dụng của tải trọng P=54860N, cáp có chiều dài l=302,5cm bị dãn một đoạn $\Delta l = 0{,}65cm$.

Vì vậy môđun đàn hồi của cáp:

$$E_K = \frac{Q}{4F_K}\frac{l}{\Delta l} = \frac{54860}{4x0{,}63}\frac{302{,}5}{0{,}65} \approx 1.10^7 N/cm^2$$

Độ cứng của pa lăng cáp có bội suất bằng hai, chiều cao nâng 6m:

$$c_K = \frac{54860}{2}\frac{302{,}5}{600x0{,}65} \approx 21300N/cm$$

Trọng lượng hàng dùng để thí nghiệm là 46500N, khối lượng hàng đặt lên một dầm:

$$m_h = \frac{46500}{2x981} = 23{,}7kg.s^2/cm$$

Trọng lượng kết cấu trên một đơn vị chiều dài là 3000N/m. Trọng lượng một nửa xe con không tải: 15000N. Khối lượng của kết cấu và xe con ở giữa cầu qui đổi về giữa khẩu độ:

$$m_M = \frac{0{,}5x3000x25{,}5 + 15000}{981} = 54{,}3N.s^2/cm$$

Ở đây hệ số qui đổi là 0,5. Độ võng tĩnh của cầu:

$$y_t = \frac{46500}{2x17140} = 1{,}36cm$$

Độ dãn dài tĩnh của pa lăng cáp có chiều cao nâng 6m:

$$\lambda_t = \frac{46500}{2x21300} = 1{,}09cm$$

Tần số dao động tính theo biểu thức 5.31:

$$p_1^2 = 202.1/s^2;\ p_1 = 14{,}25.1/s;\ p_2^2 = 1420.1/s^2;\ p_2 = 37{,}7.1/s$$

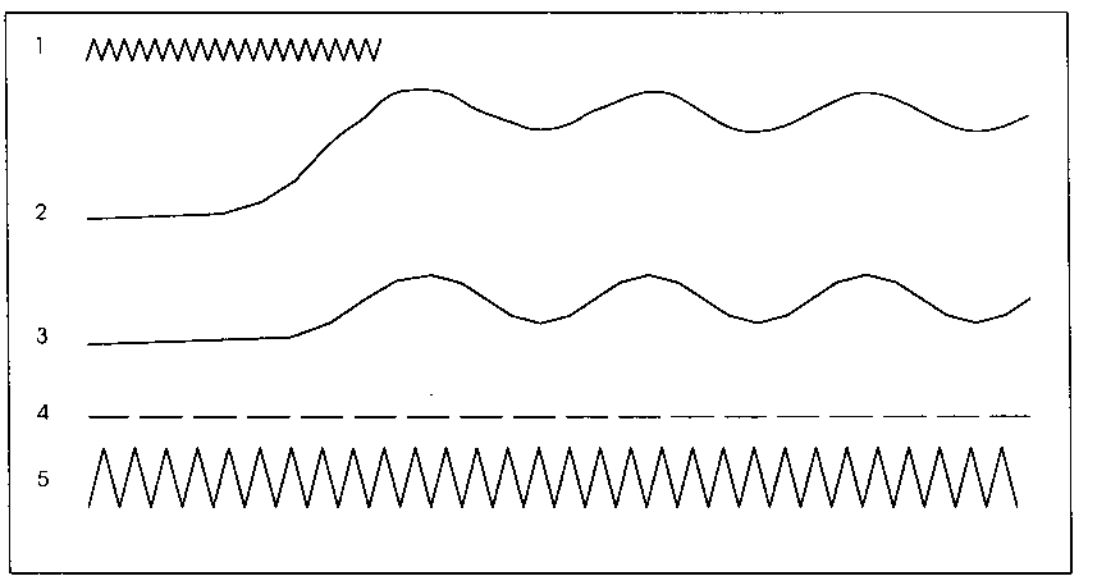
Tỉ số biên độ dao động tính theo biểu thức 5.32:

$$x_1 = 1{,}29;\ x_2 = -1{,}73$$

Chu kỳ dao động tính theo biểu thức 5.12:

$$\tau_1 = \frac{2\pi}{p_1} = 0{,}44s\ ;\quad \tau_2 = \frac{2\pi}{p_2} = 0{,}166s$$

Trên hình A là đồ thị dao động kết cấu thép khi nâng hàng từ mặt đất. Nhờ độ chùng cáp nên khi cáp bắt đầu căng, động cơ đã đạt tốc độ ổn định. Từ đồ thị ghi dao động ta thấy: trong quá trình nhấc hàng khỏi nền (đường cong 1), tốc độ quay của động cơ có thể coi gần đúng là không đổi (đường cong 4), bằng 600v/p. Đối với cần trục đang khảo sát, ứng với số vòng quay này có tốc độ nâng hàng bằng 15,1cm/s.



A- Biểu đồ ghi dao động nâng hàng từ mặt đất
1-Quá trình nhấc hàng từ nền
2-Lực căng trong cáp;
3-ứng suất ở biên dầm;
4-tốc độ quay của động cơ;
5-thời gian 50Hz

Chuyển vị và tốc độ chuyển vị của kết cấu thép tại thời điểm nhấc hàng khỏi nền theo thí nghiệm bằng:

$$y_T = 1{,}65cm; \quad \dot{y}_T = 9{,}05cm/s.$$

Chuyển vị của kết cấu (5.33), (5.39) và lực căng trong cáp (5.28), (5.33) và (5.39) được xác định từ biểu thức:

$$y_1 = y_t + C_1 \sin[p_1(t-T)+\varepsilon_1] + C_2 \sin[p_2(t-T)+\varepsilon_2];$$

$$P = Q + c_K(x_1-1)C_1 \sin[p_1(t-T)+\varepsilon_1] + c_K(x_2-1)C_2 \sin[p_2(t-T)+\varepsilon_2]$$

Thay giá trị bằng số vào phương trình (5.41) và (5.34) ta nhận được:

A = 0,715; B = 0,262; D = -0,0301; E = 0,0278;

$C_1 = 0{,}755$; $C_2 = 0{,}041$; $C_K(x_1-1)C_1 = 4660$; $C_K(x_2-1)C_2 = -2384$.

$tg\varepsilon_1 = 0{,}366$; $tg\varepsilon_2 = -0{,}92$; $\varepsilon_1 = 20^0$; $\varepsilon_2 = 138^0$

Từ đó:

$$y_1 = 1{,}36 + 0{,}755\sin[14{,}25(t-T)+20^0] + 0{,}041\sin[37{,}7(t-T)+138^0]$$

$$P = 23250 + 465\sin[14{,}25(t-T)+20^0] - 238\sin[37{,}7(t-T)+138^0]$$

Trên hình B là chuyển vị của kết cấu và lực căng của cáp tính theo phương trình trên được biểu thị bằng đường cong II, kết quả thực nghiệm được biểu thị bằng đường cong I. Trên đồ thị ta thấy chuyển vị tính toán của kết cấu trùng với kết quả thí nghiệm. Do biểu đồ dao động nhỏ (0,041) nên tần số thứ hai rất khó nhận thấy.

Hệ số động tính theo chuyển vị của dầm:

$$\psi = \frac{y_d}{y_t} = \frac{2{,}12}{1{,}36} = 1{,}56$$

Từ kết quả nhận được (hình B) ta nhận thấy:

1- Lực căng tính toán trong cáp hoàn toàn phù hợp với qui luật chung của quá trình thay đổi lực căng thực tế trong cáp.

2- Dao động của tần số thứ hai ảnh hưởng rất lớn đến lực căng trong cáp, nhưng dao động này giảm rất nhanh do ảnh hưởng lực cản trong hệ palăng và trong bản thân cáp, sau đó cần trục và hàng tiếp tục dao động với 1 tần số chung giống như hệ có một bậc tự do.

3-Hệ số động của lực căng trong cáp xác định bằng thí nghiệm $\psi = 1,2$ nhỏ hơn hệ số động tính toán $\psi = 1,29$ là do ảnh hưởng của các lực cản nêu trên.

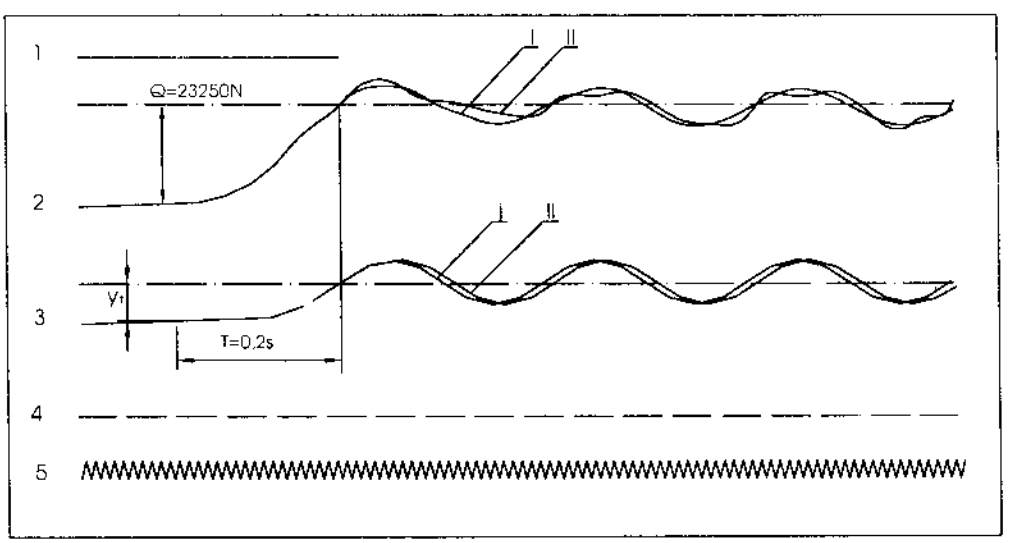
Nếu thời gian nhấc hàng T xác định theo tính toán lý thuyết từ điều kiện (5.37) và (5.38), thì ta sẽ có phương trình sau:

$$vT = y_t + \lambda_t - \frac{v.y_t}{k.\lambda_t}\sin kt$$

Hay: $$15,1T = 2,45 - \frac{15,1x1,36}{26,9x1,09}\sin 26,9T$$

Ở đây: $$k = \sqrt{\frac{c_M + c_K}{m_M}} = \sqrt{\frac{17100 + 21300}{53,2}} = 26,9$$

Nghiệm của phương trình trên được xác định theo phương pháp đúng dần hay bằng đồ thị, ta tìm được T = 0,2s, điều đó hoàn toàn phù hợp với kết quả thí nghiệm.



B- Đồ thị so sánh kết quả nghiên cứu lý thuyết và thực nghiệm
1-Quá trình nhấc hàng từ nền
2-Lực căng trong cáp;
3-ứng suất ở biên dầm;
4-tốc độ quay của động cơ;
5-thời gian 50Hz
Đường cong I- kết quả đo thực nghiệm;
II- kết quả nghiên cứu lý thuyết.

5.3.3- PHƯƠNG PHÁP ĐƠN GIẢN TÍNH ĐỘNG LỰC HỌC

Kết quả nghiên cứu thực nghiệm bằng máy đo biến dạng trên kết cấu thực của nhiều loại cần trục cho phép dùng các giả thiết đơn giản sau: khi hàng còn nằm trên nền, lực căng cáp tăng tuyến tính, tức là tải trọng đặt vào kết cấu tăng theo quy luật tuyến tính. Sau khi nhấc hàng khỏi nền và cả sau khi phanh hàng đang treo trên cáp, do dao động tần số thứ hai của kết cấu không rõ rệt, còn dao động của cáp tuy lớn nhưng tắt rất nhanh, khi đó hàng và kết cấu dao động với cùng một tần số.

A. NÂNG HÀNG TỪ NỀN

Dựa trên cơ sở đã trình bày ở trên, ta có thể sử dụng giả thiết đơn giản là coi cáp rất cứng. Khi độ cứng c_K lớn thì giá trị k cũng lớn, vì vậy thay cho phương trình (5.35), giá trị y được xác định theo biểu thức: $y \approx \dfrac{y_t vt}{y_t + \lambda_t}$,

còn từ điều kiện (5.38) ta nhận được $y_T \approx y_t$. Từ biểu thức (5.41) khi $x_1 = 1$ và $x_2 = 0$ ta tìm được:

$$A = \frac{v}{p_1} = v\sqrt{\frac{m_M + m_2}{c_M}} \quad \text{và} \quad B = D = E = 0.$$

Do đó:

$$y_1 = y_t + \lambda_t + A\sin p_1 t = y_t + \lambda_t + v\sqrt{\frac{m_M + m_2}{c_M}}\sin\sqrt{\frac{c_M}{m_M + m_2}}.$$

Giá trị chuyển vị lớn nhất:

$$y = y_t + \lambda_t + v\sqrt{\frac{m_M + m_2}{c_M}}.$$

Hệ số động: $$\psi = \frac{y}{y_t + \lambda_t} = 1 + \frac{v}{y_t + \lambda_t}\sqrt{\frac{m_M + m_2}{c_M}}, \tag{5.66}$$

Tức là: $$\psi = 1 + av, \tag{5.67}$$

Ở đây: $$a = \frac{1}{y_t + \lambda_t}\sqrt{\frac{m_M + m_2}{c_M}}. \tag{5.68}$$

Trong các công thức trên, tốc độ nhấc hàng khỏi nền v tính bằng cm/s, vì λ_t và y_t tính bằng cm, $g = 981 cm/s^2$.

Nếu hệ số động tính theo công thức (5.15) với giả thiết:

$$\tau = 2\pi\sqrt{\frac{m_M + m_2}{c_M}} \quad \text{và } T \approx \frac{y_t + \lambda_t}{v/2}, \tag{5.69}$$

thì chúng ta tìm được:

$$\psi = 1 + \frac{\tau}{\pi T} = 1 + \frac{v}{y_t + \lambda_t}\sqrt{\frac{m_M + m_h}{c_M}},$$

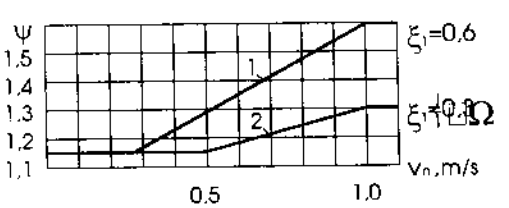
cũng giống giá trị tính theo (5.66).

Tuy nhiên thực tế thời gian T thường nhỏ hơn so với giá trị xác định theo công thức (5.69). Vì vậy giá trị ψ được xác định chính xác hơn theo công thức:

$$\psi = 1 + \xi a v. \tag{5.70}$$

Giá trị ξ có thể lớn hơn hay nhỏ hơn một, tính với ξ=2 khi nhấc hàng khỏi nền với tốc độ định mức. Đối với mỗi nhóm cần trục riêng cần phải quy định giá trị ξ trên cơ sở nghiên cứu bổ xung phụ thuộc vào phương pháp mở máy của động cơ (không điều chỉnh, điều chỉnh hay tự động). Nếu không có số liệu cụ thể có thể lấy ξ=1,5 đối với cần trục công dụng chung.

Từ công thức (5.66) ta nhận thấy rằng tốc độ nâng có ảnh hưởng quyết định đến giá trị hệ số động. Để tính theo độ bền, tốc độ nhấc hàng khỏi nền v được lấy bằng tốc độ nâng định mức v_n. Khi tính độ bền mỏi, đối với cần trục thuộc nhóm chế độ làm việc trung bình lấy v bằng $(0,35 \div 0,5)v_n$, còn cần trục có chế độ làm việc nặng và rất nặng- $(0,5 \div 0,8)v_n$. Khi sức nâng của cần trục càng lớn thì tốc độ nâng và tương ứng là tốc độ quay và mômen dư của động cơ (phanh) càng nhỏ, do đó lực quán tính khi khởi động (hoặc hãm) cũng nhỏ.



Hình 5.7- Đồ thị hệ số động ψ:
a- cầu trục, cổng trục;
b- cần trục dạng cần

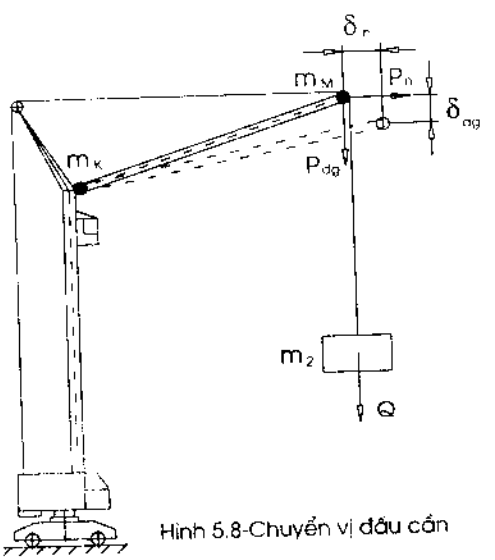
Tốc độ nhấc hàng khỏi nền phụ thuộc vào rất nhiều yếu tố, nhưng chủ yếu phụ thuộc vào phương pháp

khởi động cơ cấu nâng (có hoặc không điều chỉnh, tự động), tần suất nâng hàng và đặc tính cơ học của động cơ. Để tránh hiện tượng nâng hàng có "ngoạm", ở những cần trục hiện đại bộ hạn chế sức nâng được thiết kế không chỉ giới hạn trọng lượng hàng mà còn giới hạn cả tốc độ căng cáp.

Hiện nay có một số nước đề nghị xác định hệ số động theo dạng công thức (5.67). Theo quy phạm thiết kế thiết bị nâng của hiệp hội thiết bị nâng-chuyển châu Âu F.E.M, hệ số động được xác định theo công thức:

$$\psi = 1 + \xi_1 v_n . \qquad (5.71)$$

Ở đây v_n (m/s) tốc độ nâng hàng; ξ_1 - hệ số xác định bằng thực nghiệm theo kết quả do nhiều lần ở cần trục cho ở hình (5.7). Khi v_n>1m/s, giá trị ψ lấy như nhau bằng 1,3 hay 1,6; giá trị ψ nhỏ nhất bằng 1,15.



Hình 5.8-Chuyển vị đầu cần

Để tính toán sơ bộ, giá trị hệ số động của kết cấu lấy bằng hệ số động của cáp khi kết cấu tuyệt đối cứng. Khi đó phù hợp với công thức (5.43) ta có:

$$\psi = 1 + \frac{v}{\sqrt{g\lambda_t}} \qquad (5.72)$$

Giá trị ψ đạt trị số lớn nhất khi xe con đặt ở vị trí mà biến dạng của kết cấu y_t có thể bỏ qua như ở gần dầm đầu của cầu trục, ở chân đỡ cổng trục. Khi này cơ cấu nâng và khung xe con sẽ chịu tải trọng lớn nhất. Trường hợp này dùng để tính cho một số bộ phận kết cấu như dầm đầu cầu trục, chân đỡ cầu chuyển tải v.v..

Những cần trục kiểu cần, nếu tác dụng một lực thẳng đứng P_{dg}, ngoài chuyển vị đứng δ_{dg} còn gây ra chuyển vị ngang δ_n thì đầu cần sẽ chịu lực quán tính ngang $P_n = m_M j_n$ (h.5.8). Nếu tính đến ảnh hưởng của lực ngang P_n thì khối lượng ở đuôi cần m_K sẽ bị chuyển vị, ví dụ do độ võng của tháp, hệ

thống đàn hồi này có hai bậc tự do. Chúng ta khảo sát phương pháp giải gần đúng bằng cách bỏ qua chuyển vị của khối lượng m_K ở đuôi cần, như vậy hệ đàn hồi chỉ có một bậc tự do. Khi này chuyển vị của khối lượng m_M ở đầu cần được tính bằng góc xoay của nó.

Gia tốc ở mặt phẳng thẳng đứng:

$$j_{dg} = \frac{P_{dg}}{m_M + m_2}.$$

Vì chuyển vị δ_{dg} và δ_n xảy ra đồng thời nên gia tốc ở mặt phẳng ngang:

$$j_n = j_{dg}\frac{\delta_n}{\delta_{dg}},$$

Tức là:
$$P_n = \frac{P_{dg}}{1+\frac{m_2}{m_M}}\frac{\delta_n}{\delta_{dg}} = \frac{\psi Q}{1+\frac{m_2}{m_M}}\frac{\delta_n}{\delta_{dg}}. \qquad (5.73)$$

Giả thiết khối lượng của hàng treo mềm không gây ảnh hưởng đến giá trị P_n, tức là chu kỳ dao động ngang của hàng khi chiều dài treo hàng nhỏ nhất h (m) lớn hơn nhiều chu kỳ dao động tự do của kết cấu ở mặt phẳng đứng cũng như mặt phẳng ngang.

$$\tau_0 = 2\pi\sqrt{\frac{h}{g}} \approx 2\sqrt{h} \qquad (5.74)$$

Trong thực tế đa số các trường hợp $\tau_0 > 3\tau$, nên cho phép bỏ qua ảnh hưởng của tần số thứ hai và P_n được tính theo công thức (5.73). Nếu $\tau_0 < 3\tau$ giá trị P_n lớn hơn giá trị tính theo công thức (5.73) và đạt cực đại khi:

$$P_n = (m_M + m_2)j_n = P_{dg}\frac{\delta_n}{\delta_{dg}} = \psi Q\frac{\delta_n}{\delta_{dg}}.$$

Nên chú ý rằng khi cần bị nén bởi lực dọc S, chu kỳ dao động tự do theo phương ngang sẽ tăngvà được tính bằng biểu thức:

$$\tau' \approx \frac{\tau}{\sqrt{1-\frac{S}{S_{th}}}}, \qquad (5.75)$$

Ở đây τ - chu kỳ dao động tự do uốn ngang không tính đến ảnh hưởng của lực dọc; $S_{th} = \dfrac{\pi^2 EJ}{L^2}$ - lực tới hạn khi nén dọc.

B. PHANH KHI HẠ HÀNG.

Để đơn giản nghiên cứu chúng ta tính phanh tức thời, do đó toàn bộ động năng của hàng E_h chuyển thành thế năng của cáp T_1 và của kết cấu T_2, khi đó kết cấu sẽ chịu tải trọng lớn nhất.

Vì: $$E_h = \frac{Qv^2}{2g};\ T_1 = \frac{P_d \lambda_d}{2},\ \frac{P_d}{\lambda_d} = \frac{Q}{\lambda_t} \text{ do đó } T_1 = \frac{P_d \lambda_d}{2} = \frac{P_d^2 \lambda_t}{2Q}.$$

$$T_2 = \frac{P_d f_d}{2},\ \frac{P_d}{f_d} = \frac{Q}{y_t} \text{ nên } T_2 = \frac{P_d f_d}{2} = \frac{P_d^2 y_t}{2Q}$$

Từ đó rút ra:

$$\frac{Qv^2}{2g} = \frac{P_d^2}{2Q}(\lambda_t + y_t) \text{ và } P_d = \frac{Qv}{\sqrt{g(\lambda_t + y_t)}}.$$

Lực lớn nhất sẽ bằng:

$$P_{\max} = Q\left(1 + \frac{v}{\sqrt{g(\lambda_t + y_t)}}\right), \tag{5.76}$$

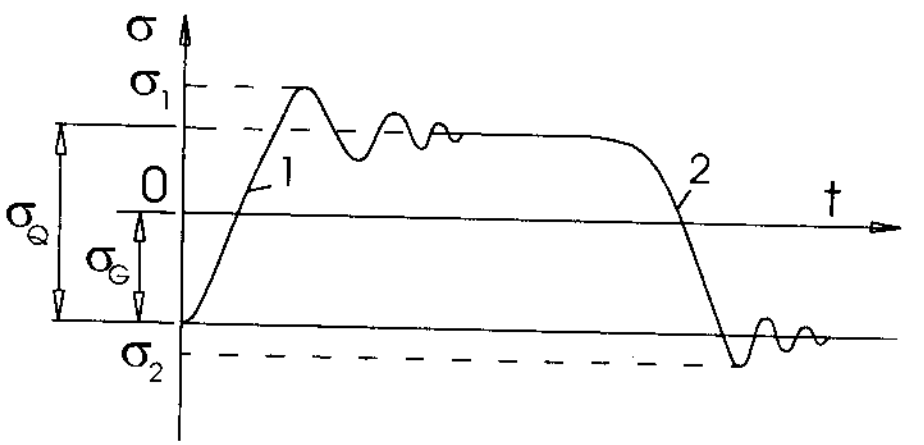
Tức là: $$\psi_{\max} = 1 + \frac{v}{\sqrt{g(\lambda_t + y_t)}} = 1 + av, \tag{5.77}$$

Trong đó: $$a = \frac{1}{\sqrt{g(\lambda_t + y_t)}} \tag{5.78}$$

Hệ số a xác định theo công thức (5.78).luôn nhỏ hơn tính theo (5.68), nếu λ_t chỉ là độ dãn đàn hồi của cáp nâng (ở cần trục kiểu cầu, cáp nâng đi từ tang đến hàng theo phương thẳng đứng). Điều đó được giải thích bằng thuyết năng lượng. Khi phanh tức thời hàng đang hạ, động năng của hàng chuyển thành thế năng biến dạng đàn hồi của kết cấu và cáp. Còn khi nhấc hàng khỏi nền, thế

năng của kết cấu và cáp chuyển thành động năng của khối lượng kết cấu. Vì vào thời điểm nhấc hàng khỏi nền, do lực căng cáp mà kết cấu bị biến dạng và khối lượng của nó có tốc độ. Vì vậy khi xét bài toán theo phương pháp đơn giản (phanh tức thời, bỏ qua sự tắt dao động v.v.), nếu tốc độ nâng và hạ như nhau, hệ số động khi nhấc hàng khỏi nền lớn hơn phanh khi hạ hàng.

Nếu phanh khi nâng hàng đang ở vị trí gần với mặt đất, thì vào thời điểm bắt đầu phanh kết cấu và cáp vẫn còn duy trì dao động lớn do nhấc hàng khỏi nền, khi này hệ số động của kết cấu có thể khá cao.



Hình 5.9-Đồ thị ứng suất trong kết cấu khi nâng (1) và hạ hàng (2) trong trường hợp σ_Q và σ_G trái dấu

C. DỠ TẢI TỨC THỜI

Những cần trục làm việc ở chế độ va đập thì sự dỡ tải tức thời được tính đến trong điều kiện sử dụng của cần trục. Sự dỡ tải đột ngột có thể xảy ra ở cần trục dùng gầu ngoạm, nam châm điện hoặc ở các cần trục khác khi hàng bị rơi do thiết bị kẹp không chắc chắn. Sự dỡ tải đột ngột gây ra dao động của kết cấu,

do đó sinh ra lực quán tính ảnh hưởng đến độ bền tĩnh và độ bền mỏi của nó. Dỡ tải hàng rời bằng gầu ngoạm diễn ra không đột ngột nên không gây ra dao động lớn của kết cấu.

Đối với cầu trục, vị trí tính toán khi dỡ tải đột ngột là xe con ở giữa khẩu độ. Nếu trọng lượng xe con nhỏ hơn so với hàng thì xe con có thể bị bật lên khỏi ray, vì khi này gia tốc hướng lên trên có thể lớn hơn gia tốc trọng trường. Khi dỡ tải đột ngột, dầm cầu bị vồng lên phía trên so với trạng thái cân bằng không tải một trị số y_Q bằng độ võng tĩnh của cầu do trọng lượng hàng gây ra. Khi này độ võng nhỏ nhất của cầu:

$$y_{min} = y_t - y_Q,$$

Ở đây y_t - độ võng tĩnh của cầu khi không hàng.

Những cần trục kiểu cần khi dỡ tải đột ngột sinh ra dao động ngang, khi đó lực nén dọc gây ra ứng suất phụ khá lớn so với ứng suất uốn.

Để tính gần đúng có thể coi rằng: khi dỡ tải đột ngột kết cấu chịu lực hướng lên trên bằng 25% trọng lượng của hàng.

Nếu do tác dụng của trọng lượng hàng Q kết cấu bị biến dạng cả ở mặt phẳng đứng và mặt phẳng ngang, thì khi dỡ tải tức thời, kết cấu cũng bị dao động ở cả hai mặt phẳng ấy (hình 5.8).

Ví dụ ở tiết diện chân tháp của cần trục tháp khi dỡ tải đột ngột, người ta đã đo được ứng suất lớn gấp 1,5 lần so với ứng suất khi đặt tải trọng tĩnh Q. Cũng cần nhớ rằng trong trường hợp này ứng suất trong tháp sinh ra do đối trọng và hàng trái dấu nhau. Trong những trường hợp tương tự cần phải kiểm tra ứng suất trong kết cấu (h.5.9) không chỉ khi cần trục nâng hàng có tính đến hệ số động $\psi(\sigma_1)$, mà cả khi cần trục không tải lúc hạ hàng xuống nền có tính đến dao động phát sinh trong kết cấu (σ_2). Những dao động này tính bằng một nửa biên độ dao động $\sigma_1(\psi - 1)$ khi nâng hàng.

§5.4- ĐỘNG LỰC HỌC KẾT CẤU THÉP KHI CƠ CẤU DI CHUYỂN LÀM VIỆC

5.4.1- KẾT QUẢ LÝ THUYẾT

Khi cần trục di chuyển, tác dụng động lực lên kết cấu thép sinh ra không chỉ trong thời kỳ khởi động và hãm mà cả khi chuyển động ổn định do cần trục di chuyển trên đường không bằng phẳng như đi qua chỗ nối ray v.v..

Chúng ta khảo sát động lực học của kết cấu trong thời kỳ khởi động và hãm cần trục phụ thuộc vào quy luật tác động động lực đến hệ truyền động của động cơ hoặc phanh. Nếu tính toán dựa trên cơ sở định trước quy luật chuyển động của cần trục, nghĩa là bỏ qua ảnh hưởng của sự lắc hàng thì nghiệm bài toán sẽ thiếu chính xác, vì sự lắc hàng có thể gây ra sự chuyển động không đều của cần trục.

Trong quá trình nghiên cứu dưới đây chúng ta bỏ qua sự đàn hồi của cáp và sự tắt dần dao động của kết cấu.

Trong thời kỳ gia tốc (hay phanh), lực đặt vào bánh xe dẫn động:

$$P_K = P_t + P(t), \tag{5.79}$$

Ở đây P_t - lực tiêu hao để khắc phục lực cản tĩnh di chuyển, lực cản này có thể coi là không đổi. $P(t)$ - lực cần thiết để tạo nên gia tốc cho cần trục. $P(t)$ phụ thuộc vào quy luật thay đổi mômen khởi động (phanh) và sự đàn hồi của cơ cấu truyền động từ động cơ đến bánh xe di chuyển. Do độ cứng của cơ cấu cao hơn độ cứng của kết cấu thép và palăng nâng, nên giả thiết cơ cấu cứng tuyệt đối sẽ không ảnh hưởng nhiều đến kết quả nghiên cứu.

Tần số dao động tự do thấp nhất trong hệ truyền động cũng lớn hơn nhiều so với tần số dao động của kết cấu thép. Trong trường hợp đặc biệt, ví dụ trục truyền động dài có dạng hình ống của cơ cấu di chuyển cầu trục thì cần phải tính đến sự đàn hồi của cơ cấu. Tuy vậy việc tính toán này cũng tăng không đáng kể trị số chuyển vị động của kết cấu.

Khi khảo sát chuyển vị động của kết cấu có cơ cấu đặt trên đó, kết cấu được

tính là hệ có một bậc tự do với khối lượng qui đổi là m_M và độ cứng quy đổi ở mặt phẳng ngang là c_M. Điểm qui đổi là vị trí đặt tải trọng do trọng lượng hàng $Q = m_h g$. Ký hiệu khối lượng của toàn bộ kết cấu và cơ cấu đặt trên nó là M thì:

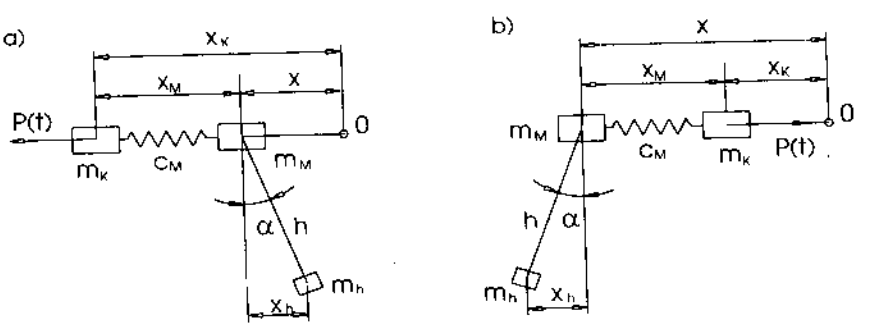
$$M = m_M + m_K .$$

Ở đây m_M - khối lượng tương đương về mặt động học với M tập trung tại điểm đặt trọng lượng hàng lên kết cấu; m_K - khối lượng của kết cấu không tham gia vào quá trình dao động của kếtcấu so với phần di chuyển của cần trục. Khối lượng này được tính như tập trung tại phần di chuyển.

Dao động của kết cấu được khảo sát ở mặt phẳng ngang và cho rằng những dao động này độc lập với dao động ở mặt phẳng đứng. Hàng có thể treo vào kết cấu bằng cáp hoặc treo cứng.

A- HÀNG TREO TRÊN CÁP

Chúng ta xét trường hợp tổng quát. Gốc toạ độ O (hình5.10) nằm ở mặt phẳng đi qua trọng tâm của khối lượng m_M và m_K khi hàng Q treo thẳng đứng, đối với trường hợp gia tốc là thời điểm bắt đầu chuyển động, còn khi phanh là lúc bắt đầu phanh.



Hình 5.10- Sơ đồ tính động lực học kết cấu thép khi khởi động (a) và phanh (b) cơ cấu di chuyển

Phương trình vi phân chuyển động đối với trường hợp khởi động:

$$\left.\begin{aligned} &m_K\ddot{x}_K + c_M x_M = P(t);\\ &m_M(\ddot{x}_K - \ddot{x}_M) - c_M x_M = -m_h g tg\alpha;\\ &m_h(\ddot{x}_K - \ddot{x}_h - \ddot{x}_M) = m_h g tg\alpha. \end{aligned}\right\}$$

Đối với trường hợp phanh:

$$\left.\begin{aligned} &m_K\ddot{x}_K - c_M x_M = -P(t);\\ &m_M(\ddot{x}_K + \ddot{x}_M) + c_M x_M = m_h g tg\alpha;\\ &m_h(\ddot{x}_K + \ddot{x}_h + \ddot{x}_M) = -m_h g tg\alpha. \end{aligned}\right\}$$

Loại bỏ $\ddot{x}_K$ ra khỏi 2 hệ phương trình trên, ta tìm được các phương trình giống nhau trong cả hai trường hợp:

$$m_M\ddot{x}_M + c_M\left(1 + \frac{m_M}{m_K}\right)x_M - m_h g.tg\alpha = P(t)\frac{m_M}{m_K};$$

$$\ddot{x}_h + \ddot{x}_M + g.tg\alpha + \frac{c_M}{m_K}x_M = \frac{P(t)}{m_K}.$$

Vì hệ ba khối lượng này không có điểm kẹp cố định, nên trong ba bậc tự do có hai dạng dao động chính xác định bằng tỉ số các biên độ dao động x_1 và x_2 với các tần số dao động p_1^2, p_2^2. Ngoài ra, cả ba khối lượng thực hiện chuyển vị tịnh tiến như nhau, tức là $p_3 = 0$. Nếu giả thiết dao động với góc α nhỏ thì $tg\alpha \approx \frac{x_h}{h}$, ta có:

$$m_M\ddot{x}_M + c_M\frac{M}{m_K}x_M - m_h\frac{g}{h}x_h = P(t)\frac{m_M}{m_K};$$

$$\ddot{x}_h + \ddot{x}_M + \frac{c_M}{m_K}x_M + \frac{g}{h}x_h = \frac{P(t)}{m_K}. \qquad (5.80)$$

Từ nghiệm của hệ phương trình thuần nhất tương ứng với phương trình (5.80), ta nhận được:

$$x_{1,2} = \frac{c_M\frac{M}{m_K} - m_M p_{1,2}^2}{m_h\frac{g}{h}}, \qquad (5.81)$$

Hay: $$x_{1,2} = \frac{p_{1,2}^2 - \frac{c_M}{m_K}}{\frac{g}{h} - p_{1,2}^2} \tag{5.82}$$

$$p_{1,2}^2 = \frac{1}{2}\left[c_M - \frac{M}{m_M m_K} + \left(1 + \frac{m_h}{m_M}\right)\frac{g}{h} \mp \right.$$

$$\left. \mp \sqrt{\left[\frac{c_M M}{m_M m_K} + \left(1 + \frac{m_h}{m_M}\right)\frac{g}{h}\right]^2 - 4c_M \frac{g}{h}\frac{M + m_h}{m_M m_K}}\right] \tag{5.83}$$

Tần số dao động của kết cấu và hàng treo trên cáp rất khác nhau, khi đó p_1^2 gần với giá trị g/h , còn p_2^2 gần bằng $c_M \frac{M}{m_M m_K}$. Vì vậy khi tính các hệ số x_1 và x_2 để tránh các sai số của giá trị lớn, giá trị x_1 được tính theo công thức (5.81), còn x_2 tính theo công thức (5.82). Do sự khác nhau cơ bản của hai tần số, cho phép chúng ta xác định p_1^2 từ việc khảo sát dao động của hàng khi kết cấu cứng tuyệt đối, còn xác định p_2^2 từ việc tính dao động của kết cấu không tính đến ảnh hưởng của hàng treo mềm trên cáp.

Phương trình vi phân chuyển động khi kết cấu cứng tuyệt đối:

$$\left.\begin{aligned} M\ddot{x} + m_h g \frac{x_h}{h} &= P(t) \\ m_h(\ddot{x} - \ddot{x}_h) &= m_h g \frac{x_h}{h} \end{aligned}\right\} \tag{5.84}$$

Loại trừ $\ddot{x}$, ta nhận được:

$$\ddot{x}_h + \frac{M + m_h}{M} g \frac{x_h}{h} = \frac{P(t)}{M},$$

Từ đó rút ra: $$p_1^2 \approx p_2^2 = \frac{M + m_h}{M}\frac{g}{h}; \tag{5.85}$$

$$\tau_1 = 2\pi\sqrt{\frac{M}{M + m_h}\frac{h}{g}}. \tag{5.86}$$

Phương trình vi phân chuyển động của kết cấu không tính đến ảnh hưởng của hàng:

$$\left.\begin{aligned} m_K \ddot{x}_K + c_M x_M &= P(t) \\ m_M(\ddot{x}_K - \ddot{x}_M) &= c_M x_M \end{aligned}\right\} \qquad (5.87)$$

Loại bỏ $\ddot{x}_K$, ta tìm được:

$$\ddot{x}_M + \frac{c_M M}{m_M m_K} x_M = \frac{P(t)}{m_K}.$$

Từ đó: $$p_2^2 \approx p^2 = \frac{c_M M}{m_M m_K}; \qquad (5.88)$$

$$\tau_2 = 2\pi\sqrt{\frac{m_M m_K}{c_M M}} = 2\pi\sqrt{\frac{m_K}{M}\frac{\delta}{g}}, \qquad (4.89)$$

Ở đây $\delta = G_M / c_M$ - độ võng ở mặt phẳng ngang do lực $G_M = m_M g$.

Từ biểu thức (5.85) và (5.88), rõ ràng là khối lượng của cần trục càng lớn so với khối lượng hàng thì tần số dao động của hàng càng gần với tần số dao động của con lắc. Nếu khối lượng phần không đàn hồi của cần trục m_K càng lớn so với khối lượng phần đàn hồi m_M, thì tần số dao động của kết cấu chuyển động (của hệ tự do) càng gần với tần số dao động của kết cấu cố định.

Nghiệm tổng quát của hệ phương trình (5.80):

$$\left.\begin{aligned} x_M &= \bar{x}_M + A\sin p_1 t + B\cos p_1 t + D\sin p_2 t + E\cos p_2 t \\ x_h &= \bar{x}_h + Ax_1 \sin p_1 t + Bx_1 \cos p_1 t + Dx_2 \sin p_2 t + Ex_2 \cos p_2 t \end{aligned}\right\} \qquad 5.90)$$

Ở đây các nghiệm riêng $\bar{x}_M$ và $\bar{x}_h$ phụ thuộc vào dạng hàm $P(t)$, còn các hằng số tuỳ ý A, B, C, D phụ thuộc vào điều kiện ban đầu khi $t = 0$.

Khảo sát sự khởi động hoặc phanh đột ngột (xem hình 5.3)

Khi $t \le t_1$, lực tiêu hao để tạo nên gia tốc cần trục là giá trị không đổi. Trong trường hợp này $P(t) = P_0$, nghiệm riêng của hệ phương trình (5.80) tìm được từ điều kiện:

$$c_M \frac{M}{m_K}\bar{x}_M - m_h \frac{g}{h}\bar{x}_h = P_0 \frac{m_M}{m_K};$$

$$\frac{c_M}{m_K}\bar{x}_M + \frac{g}{h}\bar{x}_h = \frac{P_0}{m_K},$$

Từ đó: $\bar{x}_M = \frac{P_0}{c_M}.\frac{m_h + m_M}{M + m_h} = \delta_M$ và $\bar{x}_h = \frac{P_0}{M + m_h}\frac{h}{g} = j\frac{h}{g}$,

Ở đây $\delta_M = \frac{j(m_h + m_M)}{c_M}$ - độ võng của kết cấu ở mặt phẳng ngang do tác dụng tĩnh của lực quán tính $j(m_h + m_M)$; $j = \frac{P_0}{M + m_h}$ - gia tốc tạo ra lực P_0 ở khối lượng chuyển động của kết cấu và hàng.

Khi $t = 0$ $x_M = \dot{x}_M = x_h = \dot{x}_h = 0$, từ nghiệm (5.90) ta tìm được:

$$A = D = 0; \quad B = \frac{\delta_M x_2 - \frac{h}{g}j}{x_1 - x_2} = -a; \quad E = \frac{\delta_M x_1 - \frac{h}{g}j}{x_1 - x_2} = -b. \qquad (5.91)$$

Vì vậy phương trình chuyển động (5.90) ở thời kỳ này sẽ là:

$$\left.\begin{aligned} x_M &= \delta_M - a\cos p_1 t - b\cos p_2 t \\ x_h &= j\frac{h}{g} - ax_1\cos p_1 t - bx_2\cos p_2 t \end{aligned}\right\} \qquad (5.92)$$

Để nhận được giá trị cực đại x_M và x_h, thời gian tác dụng của lực P_0 không được nhỏ hơn nửa chu kỳ dao động tần số thấp, tức là:

$$t_1 \geq \frac{\tau_1}{2} = \pi\sqrt{\frac{M}{M + m_h}\frac{h}{g}}. \qquad (5.93)$$

Khi này $\cos p_1 t = \cos\frac{2\pi}{\tau_1}t = -1$ và có thể lấy $\cos p_2 t = -1$.

Khi thoả mãn điều kiện (5.93) thì từ biểu thức (5.91), (5.92) rõ ràng là:

$$x_{M\max} = 2\delta_M; \quad x_{h\max} = 2j\frac{h}{g}, \qquad (5.94)$$

Còn: $x_{M\min} = x_{h\min} = 0$.

Điều đó có nghĩa là dao động chỉ ở một phía tính từ vị trí cân bằng ban đầu, và thực hiện xung quanh vị trí trung bình là vị trí đặc trưng cho độ nghiêng của kết cấu δ_M và độ nghiêng của hàng $j\frac{h}{g}$.

Lực lớn nhất đặt vào kết cấu tại điểm qui đổi:

$$R_{\max} = c_M x_{M\max} = 2(m_M + m_h)j\,, \tag{5.95}$$

Vì khi thỏa mãn điều kiện (5.93), lực $R_{\max}$ không phụ thuộc vào chiều dài treo hàng h và độ cứng của kết cấu. Thay $j = \frac{P_0}{M + m_h}$ vào (5.95) ta có:

$$R_{\max} = 2P_0\frac{m_M + m_h}{M + m_h}\,,$$

từ đó ta thấy $R_{\max}$ có thể lớn hơn P_0, và trong một số trường hợp nào đó cũng có thể lớn hơn cả P_K. Vì độ nghiêng lớn nhất của hàng:

$$x_{h\max} = 2j\frac{h}{g} = 2\frac{h}{g}.\frac{P_0}{M + m_h}$$

thì với lực P_0 định trước, độ nghiêng của hàng càng lớn khi khối lượng của nó càng nhỏ. Vì vậy để tránh cho hàng nhẹ bị lắc quá mạnh, nên dùng phanh có mômen điều chỉnh trong quá trình làm việc.

Khi thay đổi chiều dài treo hàng h, góc nghiêng lớn nhất của cáp không thay đổi, vì chỉ phụ thuộc vào trị số của gia tốc j.

$$\alpha_{\max} = \frac{x_{h\max}}{h} = 2\frac{j}{g} \tag{5.96}$$

Nếu lấy $\alpha \le 0{,}1$ là giá trị thường có ở nhiều loại cần trục, thì gia tốc cần phải $j = g\frac{\alpha}{2} \le 0{,}5m/s^2$, tức là nhỏ hơn trị số gia tốc cho phép đối với cơ thể con người khi dao động kết cấu thép.

Từ phương trình chuyển động phần di chuyển cần trục (h.5.10)

$$m_K\ddot{x}_K = \pm(P_0 - c_M x_M)\,, \tag{5.97}$$

Ở đây dấu + ứng với trường hợp gia tốc còn dấu – khi phanh.

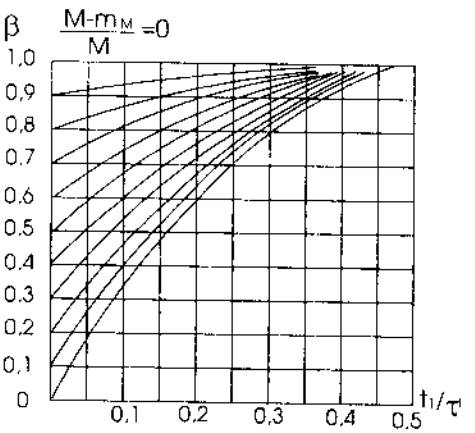
Thay giá trị x_M từ (5.92) vào (5.97) ta tìm được:

$$\ddot{x}_K = \pm\left[j + \frac{c_M}{m_K}(a\cos p_1 t + b\cos p_2 t)\right]. \qquad (5.98)$$

Từ phương trình (5.97) rõ ràng là khi $t = 0$ hàng vẫn treo thẳng đứng, biến dạng đàn hồi của kết cấu do lực P_0 vẫn chưa có, gia tốc phần di chuyển được xác định chỉ do khối lượng phần không đàn hồi của kết cấu m_K. Khi hàng ở vị trí cân bằng (tương ứng với góc nghiêng trung bình) $t = \tau_1/4$ thì $\ddot{x}_K = \pm j$.

Tốc độ phần di chuyển cần trục được xác định từ phương trình (5.98):

$$\dot{x}_K = \pm\left[jt + \frac{c_M}{m_K}\left(\frac{a}{p_1}\sin p_1 t + \frac{b}{p_2}\sin p_2 t\right)\right] + A_1, \qquad (5.99)$$



Hình 5.11- Đồ thị hệ số ảnh hưởng của hàng β

Ở đây đối với trường hợp gia tốc $A_1 = 0$ (khi $t = 0$ $\dot{x}_K = 0$), còn khi phanh $A_1 = v$ (khi $t = 0$ $\dot{x}_K = v$).

Từ phương trình (5.99) ta thấy rằng sự chuyển động không đều của phần di chuyển cần trục càng lớn thì tần số dao động tự do của hệ càng nhỏ. Điều đó có nghĩa là ở các điều kiện giống nhau, sự chuyển động không đều càng tăng nếu độ cứng kết cấu ở mặt phẳng ngang càng nhỏ. Sự chuyển động không đều làm tăng sự di chuyển lệch cần trục, tăng mài mòn bánh xe truyền động và ray.

Tích phân biểu thức (5.99) ta tìm được quãng đường di chuyển cần trục trong thời kỳ quá độ:

$$x_K = \pm\left[\frac{jt^2}{2} - \frac{c_M}{m_K}\left(\frac{a}{p_1^2}\cos p_1 t + \frac{b}{p_2^2}\cos p_2 t\right)\right] + A_1 t + A_2$$

Khi $t = 0$ $x_K = 0$ và $A_2 = \pm\dfrac{c_M}{m_K}\left(\dfrac{a}{p_1^2} + \dfrac{b}{p_2^2}\right)$,

Ở đây dấu trừ đối với trường hợp phanh.

Nếu lấy gần đúng $v \approx jt$ ta tìm được:

$$x_K = \frac{jt^2}{2} \pm \frac{c_M}{m_K}\left[\frac{a}{p_1^2}(1-\cos p_1 t) + \frac{b}{p_2^2}(1-\cos p_2 t)\right].$$

Nếu lực P_0 khi gia tốc và khi phanh như nhau, ví dụ giá trị P_K ở công thức (5.79) gần bằng giá trị khi bị quay trượt, thì quãng đường gia tốc lớn hơn quãng đường phanh. Điều đó chứng tỏ rằng khi gia tốc cần phải tiêu tốn năng lượng để truyền cho cần trục một động năng thích hợp cũng như để thực hiện quá trình dao động của hàng và kết cấu. Ngược lại, khi phanh sau khi dừng cần trục, hàng và kết cấu vẫn còn giữ lại một năng lượng nào đó. Nếu điều kiện (5.93) không thoả mãn thì biến dạng động lớn nhất xuất hiện khi $t > t_1$, tức là sau khi ngừng tác động của lực P_0. Thay cho (5.95), giá trị R_{max} khi này sẽ là:

$$R_{max} = \pm 2(m_M + \beta m_h)j = \pm 2P_0 \frac{m_M + \beta m_h}{M + m_h}, \qquad (5.100)$$

Ở đây hệ số ảnh hưởng của hàng $\beta \le 1$ (hình5.11).

Sau khi ngừng tác động của lực P_0, dao động xảy ra ở cả hai phía so với vị trí cân bằng ban đầu, tức là biên độ lắc hàng tăng lên.

B- HÀNG TREO CỨNG

Chu kỳ dao động tự do của kết cấu có thể tìm được từ biểu thức (5.89) nếu thay m_M bằng $m_M + m_h$.

Khi đó: $$\tau_2 = 2\pi\sqrt{\frac{(m_M + m_h)m_K}{(M + m_h)c_M}}.$$

Trong trường hợp khởi động hoặc phanh đột ngột, biến dạng động cực đại của kết cấu xuất hiện khi

$$t_1 \ge \frac{\tau_2}{2} = \pi\sqrt{\frac{(m_M + m_h)m_K}{(M + m_h)c_M}} \qquad (5.101)$$

Nếu khi treo mềm hàng, điều kiện (5.93) về nguyên tắc không được thoả mãn; còn khi hàng treo cứng, điều kiện (5.101) luôn được thực hiện và R_{max}

được xác định theo biểu thức (5.95). Vì vậy tác dụng động lực khi hàng treo cứng thường lớn hơn khi treo mềm. Khi thời gian tác động của lực nhỏ thì ảnh hưởng của lực động cũng giảm.

5.4.2- KẾT QUẢ THỬ NGHIỆM

Những thí nghiệm kết cấu thép cần trục trong điều kiện động lực khi cơ cấu di chuyển làm việc không có nhiều. Các kết quả thí nghiệm đã khẳng định những giả thiết cơ bản khi nghiên cứu lý thuyết, các kết quả tính toán trùng với số liệu thực nghiệm như chu kỳ dao động (5.86) và (5.89), lực R_{max} (5.100) và tốc độ chuyển động của cần trục (5.99).

Những nghiên cứu để xác định tải trọng động thẳng đứng ở kết cấu xây dựng khi có cần trục di chuyển trên đó đã được nghiên cứu trong nhiều công trình. Kết quả nghiên cứu cũng chứng tỏ rằng các lực quán tính sinh ra do chuyển vị thẳng đứng của các khối lượng chuyển động của cần trục và hàng do độ võng của đường có ảnh hưởng đến tải trọng động thẳng đứng. Tuy nhiên các lực quán tính này tương đối nhỏ. Ảnh hưởng chủ yếu đến tải trọng động thẳng đứng của kết cấu cần trục khi di chuyển là độ không bằng phẳng của mặt đường mà chủ yếu là chỗ nối ray.

Các số liệu thực nghiệm và kết quả nghiên cứu lý thuyết đã chứng tỏ rằng tải trọng động phụ thuộc chủ yếu vào mức độ không bằng phẳng của mặt đường và tốc độ chuyển động của cần trục. Thông thường ở dầm đỡ ray tại chỗ nối ray không hàn, khi cần trục di chuyển có chuyển vị tương đối theo phương thẳng đứng của các đầu ray nhất là chỗ nối ray ở trên gối đỡ. Nếu chỗ nối ray ở giữa nhịp dầm thì không có chuyển vị tương đối theo phương thẳng đứng của các đầu ray. Để giảm tải trọng động thẳng đứng sinh ra do đường không bằng phẳng, có thể dùng biện pháp đặt lò xo ở phần hành trình, ví dụ ở xe con của cầu chuyển tải chuyển động với tốc độ cao.

5.4.3- PHƯƠNG PHÁP ĐƠN GIẢN TÍNH TOÁN ĐỘNG LỰC HỌC

Khi khởi động hoặc hãm cơ cấu di chuyển, kết cấu thép chịu tác dụng của tải trọng ngắn hạn. Khi chịu tác dụng của tải trọng đặt tức thời, chuyển vị của các khối lượng ở trạng thái cân bằng được xác định bằng phương trình (5.16).

Nếu sau khoảng thời gian t_1 tải trọng được ngắt bỏ đột ngột, thì khi $t_1 \geq \tau/2$ $y_{max} = 2y_t$; còn khi $t_1 < \tau/2$ $y_{max} < 2y_t$ và tính bằng ψy_t, ở đây ψ - hệ số động xác định theo bảng 5.2.

Khi khởi động hoặc phanh tức thời, lực lớn nhất đặt vào khối lượng qui đổi của kết cấu: $P_q^{max} = 2(m_M + \beta m_h)j$. (5.102)

Còn khi khởi động hoặc phanh từ từ:

$$P_q = (m_M + \beta m_h)j, \tag{5.103}$$

Ở đây m_M - khối lượng quy đổi của cần trục; $\beta \leq 1$ - hệ số ảnh hưởng của hàng (h.5.11); $j = \dfrac{P_0}{M + m_h}$ gia tốc trung bình được xác định bằng mômen khởi động trung bình của động cơ M_{dc} (hoặc phanh), khi này lực kéo tạo ra gia tốc:

$$P_0 = \frac{2M_{dc}i\eta}{D} - P_t, \tag{5.104}$$

Ở đây i – tỷ số truyền của cơ cấu; η - hiệu suất của cơ cấu; D - đường kính bánh xe; P_t - lực tiêu hao để khắc phục lực cản tĩnh; M – khối lượng của tất cả kết cấu chuyểnđộng của cần trục (hoặc xe con). Trong những trường hợp nếu không thể bỏ qua mômen quán tính của phần quay của hệ truyền động, thì khối lượng m_M và tương ứng là M phải được bổ xung thêm khối lượng qui đổi của phần quay của hệ truyền động $m_{td} = J\left(\dfrac{\omega}{v}\right)^2$, ở đây J - mô men quán tính tất cả phần quay của hệ truyền động quy đổi về trục động cơ; ω - tốc độ góc của động cơ tương ứng với tốc độ di chuyển v của cần trục (xe con).

Trong trường hợp treo mềm hàng, $\beta = 1$ khi thời gian khởi động hoặc phanh t_1 không nhỏ hơn nửa chu kỳ dao động tần số thấp của hàng ở kết cấu di động, tức là:

$$t_1 \geq \frac{\tau_1}{2} = \frac{\tau_0}{2\sqrt{1 + \dfrac{m_h}{M}}} = \sqrt{\frac{h}{1 + \dfrac{m_h}{M}}}, \tag{5.105}$$

Ở đây τ_0 - chu kỳ dao động của hàng khi kết cấu đứng yên (5.74).

Nếu điều kiện (5.105) không thoả mãn, giá trị $\beta < 1$. Giá trị m_M / M càng nhỏ thì β càng phụ thuộc vào tỷ số t_1 / τ_1 theo hàm sin, khi $\frac{M - m_M}{M} = 1$ $\beta = \sin\frac{\pi t_1}{\tau_1}$ (h.5.11). Khi hàng treo cứng, giá trị β luôn luôn bằng một. Gia tốc tính toán lớn nhất được xác định bằng mômen lớn nhất của động cơ (hoặc phanh) giới hạn theo điều kiện bám của bánh xe với ray

$$j_{\max} \le \mu_0 g \frac{N_{td}}{N}, \qquad (5.106)$$

Ở đây $\mu_0 = 0{,}1 \div 0{,}2$ - hệ số bám (giá trị nhỏ khi ray có dầu hoặc bị ẩm ướt, giá trị lớn khi ray khô). Những cần trục có thiết bị rắc cát, μ_0 có thể lên đến 0,25. N_{td}, N - áp lực của bánh xe truyền động (có tính đến ảnh hưởng của lực quán tính ngang và gió) và toàn bộ áp lực lên tất cả các bánh xe.

Theo quy phạm thiết kế, khi tốc độ di chuyển đạt tới 1, 2 và 4 m/s thì gia tốc tương ứng không được vượt quá 0,33, 0,47 và 0,67 m/s^2. Để tính toán theo độ bền mỏi đối với trường hợp khởi động hoặc phanh từ từ, lực quán tính ngang được tính theo biểu thức (5.103). Khi này giá trị gia tốc j không được lớn hớn giá trị gia tốc tính theo điều kiện bám (5.106) ứng với giá trị trung bình μ_0.

Để tính theo độ bền, lực quán tính ngang tính trong trường hợp khởi động hoặc phanh đột ngột xác định theo biểu thức (5.82). Khi này gia tốc j không được lớn hơn giá trị gia tốc tính theo điều kiện bám (5.86) với giá trị lớn nhất của μ_0. Thông thường khi di chuyển cần trục, hàng ở gần vị trí cao nhất. Vì vậy khi treo hàng mềm cũng được tính $\beta = 1$. Lực quán tính ngang khi di chuyển cần trục tính theo độ bền với $\beta = 1$ theo công thức:

$$P_q^{\max} = 2(m_M + m_h)\dot{j}. \qquad (5.107)$$

Ngoài ra cần phải kiểm tra khi khởi động (hoặc hãm) và mômen lớn nhất của động cơ (phanh) không tính đến dao động đàn hồi của kết cấu phải thoả mãn điều kiện: $P_q^{\max} \ge (m_M + m_h) j_{\max} \le \mu_0 N_{td}$, (5.108)

Ở đây j_{max} - gia tốc lớn nhất của cần trục; N_{td} - áp lực của các bánh xe truyền động cần trục. Trong trường hợp nếu xác định P_q^{max} theo công thức (5.107), trong đó giá trị j lấy theo j_{max} thì tải trọng này chỉ là tải trọng đặc biệt.

Khi dao động trong mặt phẳng nằm ngang, kết cấu được coi là dầm tự do (không gối đỡ) hoặc dầm tựa tự do có côngson. Giá trị P_q^{max} xác định theo công thức (5.107) có thể lớn hơn lực bám của các bánh xe truyền động $\mu_0 N_{td}$.

Trị số lực quán tính ngang khi di chuyển xe con trên cần trục hoặc trên ray:

$$P_q^{max} = (m_X + m_h) j_{max} \le \mu_0 N_{td}, \qquad (5.109)$$

Ở đây j_{max} - gia tốc lớn nhất của xe con; N_{td} - áp lực lên bánh xe truyền động của xe con; m_X - khối lượng xe con.

Tải trọng động thẳng đứng sinh ra do đường không bằng phẳng khi di chuyển cần trục (xe con) trên ray được tính bằng hệ số va đập k_v. Khi di chuyển trên ray, hệ số k_v được lấy như nhau phụ thuộc vào tốc độ di chuyển v:

Vì vậy tải trọng động thẳng đứng sinh ra khi di chuyển cần trục trên đường không bằng phẳng chỉ tính cho cần trục có tốc độ chuyển động lớn. Khi ray nối bằng phương pháp hàn hoặc phần di chuyển có lò xo, giá trị k_v thấp hơn và được lấy theo giá trị cho trong ngoặc.

$v(m/s)$	<1	1÷1,5	1,5 ÷ 3	> 3
k_v	1	1,1 (1,05)	1,2 (1,1)	1,3 (1,15)

Khi tính toán theo độ bền, hệ số va đập được nhân với trọng lượng của kết cấu thép và hàng vì tính trong trường hợp hàng có chiều dài treo hàng nhỏ nhất. Khi tính theo độ bền mỏi, giá trị k_v lấy nhỏ hơn và được tính theo giá trị trung bình độ không bằng phẳng của đường, còn hàng tính ở chiều dài treo trung bình, tức là có tính đến tác dụng giảm chấn của cáp. Hệ số va đập khi này được tính bằng: $k_v' = 1 + 0,5(k_v - 1)$.

Khi cần trục di chuyển trên bánh lốp, k_v lấy theo số liệu của ôtô tải (có nhíp, tốc độ 20 ÷ 50 km/h) và được tính: k_v= 1,5 đối với đường trải nhựa, k_v= 2 đối với đường rải đá.

§5.5. ĐỘNG LỰC HỌC KẾT CẤU THÉP KHI LÀM VIỆC CỦA CƠ CẤU QUAY VÀ CƠ CẤU THAY ĐỔI TẦM VỚI

5.5.1- ĐỘNG LỰC HỌC KHI CƠ CẤU QUAY LÀM VIỆC

Trong thời gian khởi động hoặc hãm cơ cấu quay, tác dụng động lên kết cấu thép (cần) sinh ra do sự lắc hàng treo trên cáp và khối lượng quay của kết cấu. Do dao động của hàng trên cáp rất chậm tắt nên có thể trùng các dao động của hàng gây ra do sự làm việc phối hợp của một vài cơ cấu, ví dụ quay, di chuyển và thay đổi tầm với.

Nếu xét dao động của hàng ở mặt phẳng vuông góc với cần mà bỏ qua sự nghiêng của hàng do tác dụng của lực quán tính ly tâm và lực quán tính côriôlít, thì cần được tính như hệ hai khối lượng: khối lượng quy đổi ở đầu m_M và ở đuôi cần. Trong trường hợp quay cần trục cũng được sử dụng tất cả những hệ quả cơ bản khi nghiên cứu động lực học cơ cấu di chuyển ở §5.2. Khi này lực T(t) chi phí để tạo nên gia tốc sẽ bằng mômen tương ứng $M(t)$ chia cho trị số tầm với cần trục L. Trong thời gian khởi động hoặc hãm, mômen lớn nhất đối với trục quay cần trục:

$$M_{\max} = M_f + M(t), \tag{5.110}$$

Ở đây M_f - mômen do lực ma sát và lực gió. Ở cần trục quay, khối lượng cần trục lớn hơn nhiều so với khối lượng của hàng, khối lượng phần không đàn hồi của cần trục m_K (trong đó có một phần khối lượng của cần) lớn hơn khối lượng quy đổi m_M ở đầu cần. Vì vậy thay cho các công thức (5.85), (5.86), (5.88) và (5.89) có thể tính:

$$p_1^2 = \frac{g}{h} \quad \text{và} \quad \tau_1 = 2\pi\sqrt{\frac{h}{g}} \tag{5.111}$$

$$p_2^2 = \frac{c_M}{m_M} \quad \text{và} \quad \tau_2 = 2\pi\sqrt{\frac{m_M}{c_M}} \tag{5.112}$$

Khi khởi động hoặc phanh $M(t) = M_0 - M_t$ và $T_0 = \dfrac{M_0 - M_t}{L}$, ở đây M_0 - mômen khởi động (phanh) trung bình đối với trục quay cần trục.

Để nhận được giá trị lớn nhất góc nghiêng của hàng α_{max} và lực ngang ở đầu cần T_{max}, thì thời gian tác dụng của lực T_0 không được nhỏ hơn một nửa chu kỳ dao động tần số thấp, tức là:

$$t_1 \geq \frac{\tau_1}{2} = \pi\sqrt{\frac{h}{g}}. \qquad (5.113)$$

Trong trường hợp này tương tự biểu thức (5.95) và (5.96)

$$T_{max} = 2(m_M + m_h)j = 2T_0 \qquad (5.114)$$

Và: $$\alpha_{max} = 2\frac{j}{g} = \frac{2T_0}{G_M + Q}, \qquad (5.115)$$

Vì gia tốc trung bình ở đầu cần:

$$j = \frac{T_0}{m_M + m_h}.$$

Trong những trường hợp không được bỏ qua mômen quán tính phần quay của cơ cấu truyền động và của cần trục, khối lượng m_M ở đầu cần phải tính thêm giá trị khối lượng tương đương $m_{td} = J(\omega / v)^2$, ở đây J - mô men quán tính của tất cả các phần quay qui đổi về trục khảo sát; ω - tốc độ góc của trục này phù hợp với tốc độ vòng của khối lượng m_M.

Ngoài ra giá trị T_{max} và α_{max} cần phải kiểm tra trong điều kiện giá trị lớn nhất của gia tốc cần trục, khi đó: $T_{max} = (m_M + m_h)j_{max}$ và $\alpha_{max} = \dfrac{j_{max}}{g}$.

Khi có khớp mômen giới hạn, giá trị gia tốc lớn nhất được giới hạn bởi điều kiện ăn khớp của khớp trục có mômen M_{KT}

$$j_{max} \leq \frac{M_{KT}\dfrac{i}{\eta} - M_t}{(m_M + m_2)L},$$

Ở đây i, η tỷ số truyền và hiệu suất giữa trục của khớp trục và cần trục;

M_t - mômen tĩnh của lực ma sát so với trục quay của cần trục.

Khi cơ cấu quay có bánh xe truyền động và bánh phanh, giá trị lớn nhất của gia tốc nhận được từ điều kiện bám của bánh xe với ray (5.106).

Biểu thức (5.96) nhận được với giả thiết là độ nghiêng của hàng và kết cấu trong quá trình dao động đồng thời đạt giá trị cực đại. Tuy nhiên sự lắc hàng trên cáp và dao động đàn hồi kết cấu thép phần quay không có liên hệ động lực học. Ví dụ ở cần trục chân đế có sức nâng nhỏ và trung bình, chu kỳ lắc hàng trên cáp vào khoảng 8÷15 s, còn chu kỳ dao động đàn hồi của cần ở mặt phẳng ngang vào khoảng 0,2÷1,5 s. Vì vậy sau khi khởi động hoặc hãm cơ cấu quay, vào thời điểm khi khối lượng cần m_M đạt độ lệch lớn nhất thì góc nghiêng của hàng so với phương thẳng đứng vẫn còn nhỏ. Khi hàng treo trên cáp bị nghiêng lớn nhất, dao động của cần đã bị giảm nhiều. Trong điều kiện tăng cường khai thác tức là tăng số lần khởi động và hãm cơ cấu, vì dao động của hàng trên cáp chậm tắt nên chúng ta cần phải tính đến khả năng này khi xác định giá trị T_{max} theo công thức (5.114).

Nếu thừa nhận rằng dao động tự do của kết cấu đã bị tắt và không có sự trùng dao động thì:

$$T_{max} = 2m_h j \quad \text{và} \quad \alpha_{max} = \frac{2T_0}{Q} \tag{5.116}$$

Nếu điều kiện (5.93) không thoả mãn thì tương tự như đẳng thức (5.100) ta có:

$$T_{max} = (1 + k_t)(m_M + \beta m_h) j = \psi(m_M + \beta m_h) j, \tag{5.117}$$

còn góc nghiêng của hàng so với phương thẳng đứng α khi lực chủ động (phanh) tăng từ từ:

$$tg\alpha = (1 + k_t)\frac{j}{g} = \psi \frac{j}{g} \tag{5.118}$$

Ở đây hệ số k_t xem ở hình 5.2.

Lực quán tính ngang của khối lượng quay của phần không đàn hồi cần trục đối với trục quay có thể xác định như tích của từng khối lượng thành phần m_i với gia tốc dài:

$$P_q^{max} = m_i j_{max} \frac{r_i}{L} \quad \text{và} \quad P_q = m_i j \frac{r_i}{L},$$

Ở đây r_i - khoảng cách từ trọng tâm của khối lượng m_i đến trục quay của cần trục.

Lực quán tính ngang của khối lượng quy đổi m_M ở đầu cần khi gia tốc hoặc hãm đột ngột bằng:

$$P_q^{max} = 2m_M j \quad \text{hoặc} \quad P_q^{max} = m_M j_{max},$$

Khi khởi động hoặc hãm từ từ: $P_q = m_M j$.

Trường hợp khởi động hoặc hãm đột ngột dùng để tính độ bền, còn khi khởi động hoặc hãm từ từ dùng để tính độ bền mỏi.

Quá trình nghiên cứu sự lắc hàng trên cáp ở cần trục quay cho phép rút ra những kết luận cơ bản sau:

1- Góc nghiêng của cáp nâng phụ thuộc vào chuyển động của điểm treo hàng, chuyển động này phù hợp với chế độ khai thác cần trục. Chuyển động cơ bản đặc trưng cho dao động của hàng là sự quay cần trục.

2- Tải trọng động lớn nhất sinh ra khi hàng có trọng lượng lớn nhất và chiều dài treo hàng nhỏ nhất (điều kiện 5.93).

3- Khi luân phiên khởi động, hãm và phối hợp đồng thời các chuyển động riêng của cần trục, sự lắc hàng trên cáp gây ra do từng chuyển động riêng (do dao động của hàng chậm tắt và tính bảo toàn gần đúng mặt phẳng lắc hàng khi quay) có thể trùng nhau cả về hướng và pha dao động. Biên độ lắc hàng khi này được tính bằng tổng đại số các biên độ lắc thành phần.

4- Góc nghiêng α và tương quan với nó là lực T truyền lên đầu cần (h.5.12) phụ thuộc rất nhiều vào chế độ khai thác cần trục.

- Để đơn giản xác định góc nghiêng của cáp nâng, chúng ta cho rằng sự lắc hàng sinh ra do tác dụng của các lực sau:

- Lực quán tính của khối lượng hàng khi khởi động hoặc hãm cơ cấu quay;

- Áp lực gió tác dụng lên hàng P_g;

- Sự tròng trành (ở cần trục nổi).

Khi cáp nâng nghiêng góc α sẽ sinh lực nằm ngang $T = Q.tg\alpha$. Lực T thông qua cáp nâng truyền lên đầu cần có hướng bất kỳ so với mặt phẳng cần (h.5.12). Nếu giả thiết các lực quán tính của khối lượng hàng treo trên cáp là tác dụng tĩnh thì các lực quán tính này sẽ bằng:

Lực quán tính tiếp tuyến khi quay, tác dụng vuông gócvới mặt phẳng cần:

$$T_{tt} = m_2 \varepsilon L = \frac{Q}{g}\frac{\pi L n}{30 t_q}. \qquad (5.119)$$

Lực quán tính li tâm khi quay tác dụng trong mặt phẳng cần:

$$T_{lt} = \frac{Q}{g} L \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2. \qquad (5.120)$$

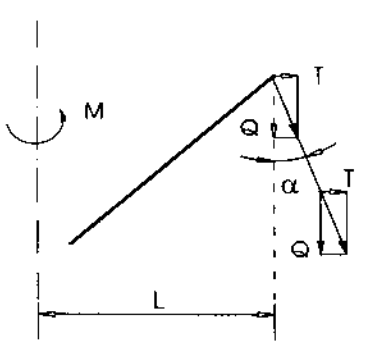
Lực quán tính khi thay đổi tầm với tác dụng trong mặt phẳng cần:

$$T_{tv} = \frac{Q}{g}\frac{v_{tv}}{t_{tv}}. \qquad (5.121)$$

Lực quán tính khi di chuyển cần trục có thể có hướng bất kỳ so với mặt phẳng cần:

$$T_{dc} = \frac{Q}{g}\frac{v_{dc}}{t_{dc}}. \qquad (5.122)$$

Trong đó n- tốc độ quay của cần trục (v/p); v_{tv}, v_{dc} - tốc độ thay đổi tầm với và di chuyển cần trục (m/s); t_q, t_{tv}, t_{dc} - thời gian khởi động hoặc hãm các cơ cấu tương ứng.



Hình 5.12- Sơ đồ lực tác dụng lên đầu cần

Nếu khi khởi động hoặc hãm đột ngột cơ cấu nào đó mà thoả mãn điều kiện (5.113) thì các lực tương ứng T_{tt} (5.119), T_{tv} (5.121), hoặc T_{dc} (5.122) cần phải tính tăng gấp đôi.

Nếu điều kiện (5.113) không thoả mãn thì các lực này được tính bằng $\psi\, T_{tt}$, $\psi\, T_{tv}$, $\psi\, T_{dc}$, ở đây $\psi < 2$ được xác định theo bảng (5.2).

Khi khởi động hoặc hãm cơ cấu từ từ có mômen tăng đều trong thời gian T, giá trị ψ được

xác định theo công thức (5.14).

Như vậy sự nghiêng cáp nâng có thể xảy ra do ảnh hưởng của các lực T_{tt}, T_{tv}, T_{dc} sinh ra trong điều kiện khởi động hoặc hãm cơ cấu có tính đến đặc tính động của chúng và các lực T_{lt} và P_g. Khi này do sự chậm tắt dao động của hàng và tính duy trì mặt phẳng lắc khi quay cần trục mà biên độ lắc của từng lực thành phần có thể cộng đại số. Tuy nhiên trường hợp tính tổng các biên độ lắc lớn nhất của các lực kể trên khi khởi động và hãm đột ngột là không thực tế. Góc nghiêng thực lớn nhất vào khoảng $\frac{1}{3} \div \frac{1}{2}$ góc nghiêng tính toán lớn nhất có thể.

Vấn đề sự phối hợp chuyển động và góc nghiêng lớn nhất của cáp nâng phải được xác định đối với từng nhóm cần trục riêng dựa trên điều kiện khai thác của chúng. Ví dụ đối với cần trục quay để tính theo độ bền, góc nghiêng lớn nhất:

$$tg\alpha_{II} = \frac{J_{tt} + J_{tv} + J_{lt}}{g} + \frac{P_{gII}}{Q}, \qquad (5.123)$$

Ở đây j_{tt}, j_{lt} - gia tốc tiếp tuyến và gia tốc li tâm trung bình của điểm treo hàng khi quay ở tầm với lớn nhất trong điều kiện hàng treo cứng; j_{tv} - cũng là các gia tốc như trên khi thay đổi tầm với (hoặc di chuyển nếu đó là chuyển động công tác); P_{gII} - lực gió tác dụng lên hàng ở trường hợp tính toán tải trọng thứ hai.

Để tính theo độ bền mỏi ta tính theo góc nghiêng trung bình (theo xác suất lớn nhất):

$$\alpha_I = (0{,}3 \div 0{,}5)\alpha_{II}. \qquad (5.124)$$

Góc α khi quay cần trục có thể ở mặt phẳng bất kỳ trong đó có mặt phẳng chứa cần và mặt phẳng vuông góc với cần.

Sự nâng hàng lệch cũng có thể gây ra nghiêng cáp nâng so với phương thẳng đứng. Góc nghiêng giới hạn thực tế $\alpha_{II} = 6^0$ ($tg\alpha_{II} = 0{,}1$). Vì vậy nếu khi khảo sát sự chuyển động chưa ổn định của cần trục xác định được $\alpha_{II} < 6^0$ thì nên lấy $\alpha_{II} = 6^0$. Trong thời gian khởi động hoặc hãm cơ cấu quay, tác dụng động lên kết

cấu không chỉ do sự lắc hàng mà còn do khối lượng quay của phần quay sinh ra. Nếu phần quay có bánh xe di chuyển trên ray vòng thì tải trọng động thẳng đứng do đường không bằng phẳng được tính bằng hệ số va đập k_v.

5.5.2- ĐỘNG LỰC HỌC KẾT CẤU THÉP KHI CƠ CẤU THAY ĐỔI TẦM VỚI LÀM VIỆC

Nếu thay đổi tầm với được thực hiện bằng cách di chuyển xe con dọc theo cần thì lực quán tính tác động lên xe con được xác định giống như khi tính cơ cấu di chuyển (§5.4).

Nếu thay đổi tầm với bằng cách lắc cần, việc tính toán ảnh hưởng sự lắc hàng được tính đồng thời với sự lắc hàng do quay phần quay gây nên.

Kết quả nghiên cứu lực quán tính khi thay đổi tầm với của cần trục đã khẳng định không có liên hệ động lực giữa sự lắc hàng và dao động đàn hồi của cần, ảnh hưởng lớn nhất đến ứng suất động là các dao động có tần số thấp nhất và sự tăng cường độ khai thác (sự trùng dao động khi khởi động hoặc hãm).

Khi khởi động hoặc hãm từ từ, các lực quán tính của khối lượng thiết bị cần được tính theo thời gian khởi động và phanh mà không dùng hệ số động.

Khi khởi động hoặc hãm đột ngột đối với cơ cấu có chế độ làm việc nặng và trung bình, có thể lấy hệ số động bằng 2 đối với lực quán tính của khối lượng thiết bị cần.

§5.6. ĐỘNG LỰC HỌC KẾT CẤU THÉP KHI PHỐI HỢP LÀM VIỆC MỘT VÀI CƠ CẤU

Các công trình nghiên cứu sự phối hợp làm việc của một số cơ cấu ít hơn nhiều so với số công trình nghiên cứu sự làm việc riêng rẽ của từng cơ cấu, vì việc nghiên cứu lý thuyết cũng như thực nghiệm trong trường hợp này phức tạp hơn. Rõ ràng là nếu thừa nhận tải trọng động lớn nhất khi một số cơ cấu làm việc đồng thời bằng tổng đại số các tải trọng động lớn nhất do từng cơ cấu làm

việc độc lập gây ra sẽ làm tăng ứng suất thực trong kết cấu. Mức độ gia tăng này phụ thuộc vào loại cần trục, các thông số và cường độ khai thác của nó.

Các công trình nghiên cứu động lực học kết cấu thép khi phối hợp làm việc một số cơ cấu chỉ tập trung vào cần trục dạng cần. Chính vì việc tính giá trị lớn nhất của lực quán tính tác dụng vào khối lượng hàng (kể cả khối lượng cần quy đổi về điểm treo hàng) bằng tổng các giá trị lớn nhất sinh ra khi làm việc độc lập của cơ cấu quay và cơ cấu di chuyển chỉ đúng khi khối lượng hàng và mômen quán tính của nó đối với trục quay cần trục nhỏ hơn nhiều so với khối lượng và mômen quán tính của cần trục.

Thực tế tải trọng động ở cần trục có cần được xác định bằng tổng tải trọng khi cơ cấu quay và di chuyển làm việc riêng biệt sẽ lớn hơn 1,5÷2 lần nếu khảo sát sự chuyển động phức tạp của cần trục và hàng khi tác dụng phối hợp của cả hai cơ cấu nói trên.

Chương 6

TẢI TRỌNG ĐỘNG KHI PHỐI HỢP LÀM VIỆC CỦA CƠ CẤU NÂNG VÀ KẾT CẤU THÉP

NHẬN XÉT BAN ĐẦU

Trong lĩnh vực nghiên cứu động lực học máy trục-vận chuyển hiện nay tồn tại song song một số xu hướng sau:

1- Hướng nghiên cứu thứ nhất - tính tải trọng động của cơ cấu nâng không tính đến độ đàn hồi của kết cấu thép.

Để xác định tải trọng động của cơ cấu nâng, nhiều tác giả, trong đó có A.A.Vaison, C.A.Kazak đã sử dụng giả thiết: kết cấu thép cần trục rất cứng, do đó ảnh hưởng chủ yếu đến sự phát triển của quá trình động là tính đàn hồi của cáp, vì độ cứng của palăng nhỏ hơn nhiều hơn so với độ cứng của các trục truyền động. Trong trường hợp này cơ cấu nâng được tính theo sơ đồ hai khối lượng (h.4.1): khối lượng qui đổi phần quay của cơ cấu m_1 và khối lượng hàng m_2: hai khối lượng này liên kết với nhau bằng khâu đàn hồi là cáp nâng có độ cứng c_p.

Hướng nghiên cứu này có ưu điểm: đơn giản trong việc lập và giải các phương trình chuyển động, tăng tính an toàn cho cơ cấu. Sơ đồ tính toán nêu trên chỉ đúng trong trường hợp nâng hàng khi xe con nằm ở gần dầm đầu của cầu trục, hoặc ở trên chân đỡ của cổng trục, tại đây độ cứng của kết cấu thép rất lớn nên phù hợp với giả thiết đề ra. Tải trọng động xác định trong trường hợp này là tải trọng đặc biệt, chỉ thích hợp khi tính độ bền cho kết cấu thép khung xe con, dầm đầu của cầu trục hay chân đỡ của cổng trục.

Tuy nhiên trong thực tế khai thác cần trục, việc nâng hàng có thể thực hiện ở bất kì vị trí nào trên khẩu độ. Nhiều kết quả nghiên cứu lý thuyết và thực nghiệm đã chứng tỏ rằng: khi nâng hàng ở giữa khẩu độ của cầu trục, cổng trục

hoặc ở đầu công son của cổng trục sẽ gây ra biến dạng động lớn nhất, vì tại đây độ cứng của cần trục là nhỏ nhất. Đây cũng là vị trí cần thiết phải xác định trạng thái ứng suất và biến dạng của kết cấu. Vì vậy kết quả tính theo giả thiết nêu trên nếu dùng để tính độ bền cho kết cấu thép dầm cầu sẽ mang sai số đáng kể, và không phù hợp với vị trí tính toán theo quy phạm thiết kế cần trục. Ngoài ra sơ đồ tính ở hình 4.1 cũng không cho phép xác định độ cứng động của kết cấu.

2- Hướng nghiên cứu thứ hai: tính tải trọng động của cơ cấu nâng có tính đến độ đàn hồi của kết cấu thép

Rõ ràng là việc xác định tải trọng động của cơ cấu nâng có tính đến độ đàn hồi của kết cấu thép sẽ làm tăng độ tin cậy của kết quả tính toán, đồng thời nó phù hợp với điều kiện khai thác thực tế của cần trục.

Tuy nhiên khi nghiên cứu, các tác giả đã cho rằng: Ở cơ cấu nâng khối lượng của rô to m_1 lớn hơn nhiều so với khối lượng của hàng m_2 và của kết cấu thép m_K khi qui đổi về trục động cơ, vì vậy ngay cả khi cần trục và hàng dao động mạnh cũng không ảnh hưởng đáng kể đến sự làm việc của động cơ. Hơn nữa, dao động của palăng nâng tắt rất nhanh. Do đó trong tính toán đã bỏ qua biến dạng đàn hồi của cáp nâng và chỉ tính đến sự đàn hồi của kết cấu thép. Trong trường hợp này (hình 4.2), khối lượng cần trục m_K và khối lượng của hàng m_2 được khảo sát như một khối lượng duy nhất m. Như vậy về thực chất, trong cả hai giai đoạn trước và sau khi nhấc hàng khỏi nền, hệ được xét chỉ có một khối lượng chuyển động: hoặc là khối lượng qui đổi của kết cấu thép m_K, hoặc được cộng với khối lượng hàng $m = m_K + m_2$.

Trong thực tế, hầu hết các cần trục công dụng chung thường sử dụng cáp nâng lõi mềm, nên độ cứng của palăng nâng và của kết cấu thép không khác nhau nhiều, nhất là đối với cần trục dạng cần hoặc cần trục dạng cầu có khẩu độ lớn, sức nâng nhỏ, bội suất palăng thấp. Vì vậy nếu bỏ qua biến dạng đàn hồi của cáp nâng sẽ giảm độ chính xác khi tính toán. Mặt khác, mặc dù dao động của palăng nâng tắt rất nhanh do tính giảm chấn của nó, nhưng thực tế nhiều công trình nghiên cứu lí thuyết và thực nghiệm đã chứng tỏ rằng: thời gian tắt dao động của palăng nâng cũng không nhỏ hơn một vài lần chu kì dao

động tự do của kết cấu. Trong khi đó, đối với hệ có một hoặc hai khối lượng, biên độ dao động cực đại thường xuất hiện ở pha dao động đầu tiên. Vì vậy việc xác định tải trọng động và biến dạng của kết cấu theo giả thiết nêu trên chắc chắn sẽ làm giảm độ chính xác của bài toán.

3- Hướng nghiên cứu thứ ba: xác định tải trọng động có tính đến sự làm việc phối hợp của kết cấu thép và cơ cấu nâng.

Trong trường hợp này hệ cần trục-hàng được đề nghị tính theo sơ đồ ba khối lượng (hình 5.4) bao gồm: m_0 là khối lượng của xe con và kết cấu thép của cầu, qui đổi về chuyển vị thẳng đứng của hàng; m_1-khối lượng phần quay của cơ cấu nâng qui đổi về chuyển vị tịnh tiến của hàng và khối lượng hàng m_2. Ba khối lượng này liên kết với nhau bằng hai khâu đàn hồi là cáp nâng và kết cấu thép có độ cứng tương ứng là c và c_0.

Tuy nhiên khi khảo sát dao động của kết cấu và hàng, các tác giả (M.P. Alêchxăngđrôp, C.A. Kazak) chỉ xét hiện tượng động lực đối với cầu trục theo sơ đồ tính toán hình 5.6. Trong sơ đồ này, hệ gồm hai khối lượng: kết cấu m_0 và hàng m_2, mà không xét tới khối lượng của cơ cấu m_1, tức là đã bỏ qua sự đàn hồi của cơ cấu và ảnh hưởng dao động tần số cao của lực căng cáp đến chế độ làm việc của động cơ.

Như vậy hướng nghiên cứu này tuy hoàn thiện hơn hai giải pháp đầu tiên vì đã xét đến độ đàn hồi của cáp nâng và kết cấu thép, nhưng vẫn chưa tính đến ảnh hưởng tốc độ tăng tải đến chế độ làm việc của động cơ.

4- Các hướng nghiên cứu nêu trên đều dựa trên giả thiết: lực chủ động của động cơ trong thời kỳ quá độ hoặc là hằng số, hoặc thay đổi theo một quy luật định trước. Rõ ràng là lực chủ động của động cơ và tương ứng là lực dư bằng hằng số không phải là trường hợp đặc trưng cho hệ truyền động của máy trục-vận chuyển.

Hiện nay nhiều công trình nghiên cứu đã chứng tỏ rằng lực chủ động của động cơ là hàm của tốc độ quay của rôto. Trong rất nhiều hệ truyền động điện dùng biến trở khởi động, mômen của động cơ thay đổi theo quy luật tuyến tính phụ thuộc vào tốc độ của nó.

Trong tất cả các công trình nghiên cứu kể trên, các tác giả đều có xu hướng đưa kết cấu thực về sơ đồ tính toán đơn giản nhất có thể. Trước hết vì việc lập và giải các phương trình chuyển động của hệ nhiều bậc tự do nói chung là phức tạp. Sau đó là với mục đích chỉ cần xác định tải trọng động cực đại trong cơ cấu và kết cấu thép thường xuất hiện ở chu kỳ dao động đầu tiên ứng với tần số cơ bản, vì vậy trong một số trường hợp, mặc dù độ chính xác của kết quả tính toán chưa cao, nhưng đều thiên về an toàn.

Hiện nay, nhờ ứng dụng rộng rãi các chương trình phần mềm chuyên dùng trên máy vi tính, cho phép chúng ta không mấy khó khăn và cũng không tốn nhiều thời gian để giải các hệ phương trình vi phân bậc cao của hệ nhiều khối lượng. Mặt khác, những sơ đồ tính toán nêu trên ngoài những hạn chế như đã nêu ra, chúng vẫn chưa đáp ứng được đầy đủ mục đích nghiên cứu động lực học máy trục theo xu hướng phát triển của nghành chế tạo máy nâng-vận chuyển hiện nay: chế tạo các loại cần trục cùng với thiết bị phụ trợ (như bộ giảm chấn, thiết bị cách rung, thiết bị dập tắt dao động) có các thông số kết cấu hợp lý, thuận tiện khi khai thác, tăng năng suất lao động, giá thành hạ, thời gian sử dụng kéo dài.

Như vậy việc nghiên cứu động lực học máy trục không chỉ giới hạn là bài toán kiểm tra mà phải trở thành nhiệm vụ nhất thiết phải có ở giai đoạn bắt đầu tiến hành thiết kế.

Vì vậy để nghiên cứu một cách đầy đủ và toàn diện động lực học máy trục, chúng ta cần phải lập các sơ đồ tính toán không chỉ giới hạn ở mục đích nâng cao độ chính xác của kết quả kết quả tính toán, mà phải có thể thể hiện được gần nhất sự làm việc thực của kết cấu. Đồng thời trong sơ đồ cho phép đưa vào tính toán để xác định được các đặc tính và hiệu quả của các thiết bị cần thiết mà chúng ta muốn đặt tại vị trí nào đó trên cần trục, ví dụ thiết bị hạn chế sức nâng, thiết bị cách rung, thiết bị dập tắt dao động.

Sau đây chúng ta tiến hành nghiên cứu động lực học của một số loại cần trục kiểu cầu khi cơ cấu nâng làm việc theo hướng nghiên cứu nêu trên.

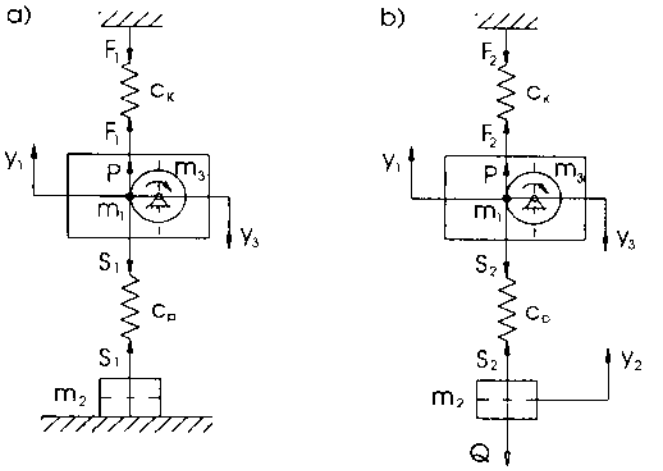
§6.1- ĐỘNG LỰC HỌC CẦU TRỤC KHI CƠ CẤU NÂNG LÀM VIỆC

Chúng ta nghiên cứu động lực học cầu trục khi xe con ở giữa khẩu độ, thực hiện nâng hàng từ nền cứng với tốc độ bằng tốc độ quay định mức của động cơ. Đây là chế độ tải trọng va đập của cần trục.

Để xác định tải trọng động lớn nhất tác dụng lên cáp nâng và kết cấu thép, chúng ta khảo sát hệ động học ở hai giai đoạn trước (h.6.1,a) và sau (h.6.1,b) khi nhấc hàng khỏi nền.

Hệ thống "cần trục-hàng" khi này gồm ba khối lượng nối với nhau bằng hai liên kết đàn hồi, chịu tác dụng của lực chủ động của động cơ là hàm số của tốc độ $\dot{y}_1$ và tải trọng do trọng lượng hàng Q. Như vậy sơ đồ tính toán này có tính đến độ đàn hồi của cơ cấu nâng và kết cấu thép, đồng thời cũng tính đến khối lượng qui đổi của rôto và hệ truyền động, tức là đã tính đến sự liên hệ ngược ở dạng ảnh hưởng của tốc độ tăng tải trọng đến chế độ làm việc của động cơ. Vì vậy sơ đồ tính toán ở hình 6.1 cho phép xác định tải trọng và tương ứng là biến dạng động trong các bộ phận đàn hồi của cơ cấu và kết cấu thép.

Các ký hiệu dùng trong sơ đồ: m_1 - khối lượng phần quay của cơ cấu nâng quiđổi về chuyển vị tịnh tiến y_1, trùng với hướng chuyển vị của hàng y_2; m_3 - khối lượng của xe con và kết cấu thép của cầu qui đổi về biến dạng thẳng đứng của cầu y_3, tính từ vị trí cân bằng tĩnh của cầu khi không có hàng; m_2 - khối lượng của hàng có trọng lượng Q; c_P - độ cứng của palăng nâng; c_K -độ cứng của kết cấu thép ở điểm treo hàng; S_1, S_2 - tổng lực căng trong cáp nâng ở giai đoạn trước và sau khi nhấc hàng khỏi nền; F_1, F_2 -lực tác dụng lên kết cấu thép sinh ra khi nâng hàng ở hai giai đoạn chuyển động tương ứng; t-thời gian tính từ thời điểm thu hết độ chùng cáp.



Hình 6.1 - Sơ đồ tính toán động lực học cầu trục khi nâng hàng từ nền

P - lực chủ động của động cơ, qui đổi về chuyển vị tịnh tiến của hàng được xác định bằng biểu thức:

$$P = \frac{2Mi\eta}{D_t}. \tag{6.1}$$

Trong đó M-mômen khởi động của động cơ cơ cấu nâng; i -tỉ số truyền của cơ cấu nâng; D_t -đường kính tang tính đến tâm cáp; η -hiệu suất của cơ cấu nâng.

Nếu thừa nhận tính tuyến tính của đường đặc tính cơ bậc thấp của động cơ không đồng bộ và cả đường đặc tính cơ bậc cao ở vùng mômen định mức, thì lực chủ động ở giai đoạn này thay đổi theo quan hệ:

$$P = P_0 - \beta.\dot{y}_1, \tag{6.2}$$

Ở đây P_0 - lực khởi động của động cơ khi tốc độ quay bằng không; $\dot{y}_1$ - tốc độ khối lượng qui đổi phần quay của cơ cấu nâng; β - hệ số tỉ lệ phụ thuộc vào độ cứng của đường đặc tính cơ:

$$\beta = \frac{120M_0 i^2\eta}{\pi.n_0 D_t}. \tag{6.3}$$

Trong đó M_0 -mômen quay trên trục động cơ khi tốc độ quay bằng không,

được xác định ở điều kiện tuyến tính của đường đặc tính cơ, phù hợp với tốc độ đồng bộ của nó n_0.

a- Giai đoạn thứ nhất-trước khi nhấc hàng khỏi nền (hình 6.1.a)

Khi này hàng còn nằm trên nền, động cơ bắt đầu phát triển tốc độ $(\dot{y}_1)_0$ tương ứng với tốc độ hành trình không tải:

$$(\dot{y}_1)_0 = \frac{\pi . n_0 D_t}{i}. \tag{6.4}$$

Khi động cơ bắt đầu quay, cáp cuốn vào tang tạo ra lực căng cáp và gây ra biến dạng kết cấu thép. Vì vậy ở giai đoạn thứ nhất, hệ có hai khối lượng chuyển động được mô tả bằng hệ phương trình vi phân:

$$m_1\ddot{y}_1 = P - S_1; \qquad m_3\ddot{y}_3 = S_1 - F_1. \tag{6.5}$$

Trong đó

$$S_1 = c_P(y_1 - y_3); \quad F_1 = c_K y_3 \tag{6.6}$$

Thay các giá trị P, S_1, F_1 vào (6.5), ta tìm được hệ phương trình chuyển động của hệ động học ở giai đoạn trước khi nhấc hàng khỏi nền:

$$m_1\ddot{y}_1 + \beta\dot{y}_1 + c_p(y_1 - y_3) = P_0 \tag{6.7}$$

$$m_3\ddot{y}_3 - c_p(y_1 - y_3) + c_K y_3 = 0$$

Điều kiện ban đầu của giai đoạn khảo sát trong trường hợp nâng hàng từ nền cứng:

$$t_1 = 0, \; y_1 = 0, \; \dot{y}_1 = (\dot{y}_1)_0, \; y_3 = 0, \; \dot{y}_3 = 0. \tag{6.8}$$

Điều kiện chuyển tiếp sang giai đoạn chuyển động tiếp theo của hệ động học là đẳng thức:

$$(S_1)_1 = Q, \tag{6.9}$$

Ở đây $(S_1)_1$ - tổng lực căng trong cáp nâng ở cuối giai đoạn 1.

b- Giai đoạn 2- sau khi nhấc hàng khỏi nền (hình 6.1,b):

Hệ thống "cần trục- hàng" khi này gồm ba khối lượng chuyển động, có ba bậc tự do. Chuyển động của hệ động học ở giai đoạn hai được mô tả bằng hệ phương trình:

$$m_1\ddot{y}_1 = P - S_2; \qquad m_3\ddot{y}_3 = S_2 - F_2; \tag{6.10}$$

$$m_2\ddot{y}_2 = S_2 - Q.$$

Lực tác động lên kết cấu thép và lực căng trong palăng cáp được xác định bằng biểu thức:

$$F_2 = c_K y_3$$

$$S_2 = c_P(y_1 - y_3 - y_2); \tag{6.11}$$

Thay các giá trị P, S_2, F_2 vào (6.10), ta tìm được hệ phương trình vi phân mô tả sự chuyển động của hệ động học ở giai đoạn sau khi nhấc hàng khỏi nền:

$$m_1\ddot{y}_1 + \beta\dot{y}_1 + c_p(y_1 - y_3 - y_2) = P_0;$$

$$m_3\ddot{y}_3 - c_P(y_1 - y_3 - y_2) + c_K y_3 = 0; \tag{6.12}$$

$$m_2\ddot{y}_2 - c_P(y_1 - y_3 - y_2) = -Q$$

Điều kiện đầu của giai đoạn chuyển động thứ hai chính là điều kiện kết thúc của giai đoạn 1:

$$t_2 = 0; \qquad y_1 = (y_1)_1; \qquad y_3 = (y_3)_1; \qquad y_2 = 0;$$

$$\dot{y}_1 = (\dot{y}_1)_1; \qquad \dot{y}_3 = (\dot{y}_3)_1; \qquad \dot{y}_2 = 0,$$

Ở đây $(y_1)_1$, $(y_3)_1$, $(\dot{y}_1)_1$, và $(\dot{y}_3)_1$ - chuyển vị và tốc độ của khối lượng m_1 và m_3 ở cuối giai đoạn 1.

Hệ phương trình vi phân (6.7) và (6.12) được giải theo phương pháp số Runghe-Kuta bậc bốn trên cơ sở các thông số của cầu trục sức nâng 12,5T, khẩu độ 16,5m, tốc độ nâng v=15,3m/p cho phép xác định các thông số động lực cần thiết.

Trên hình 6.2 cho đồ thị biểu diễn sự biến thiên của lực động ở kết cấu thép $F(t)$ và palăng nâng $S(t)$, chuyển vị của hàng $y_2(t)$(h) và tốc độ của động cơ $\dot{y}_1(t)$(v). phụ thuộc vào thời gian t(s).

Phân tích kết quả trên đồ thị hình 6.2, ta thấy:

- Tốc độ quay của động cơ $v(v/p)$ (tương ứng là $\dot{y}_1(t)$) trong thời gian khởi động không phải là hằng số. Lúc bắt đầu mở máy, động cơ phát triển đến tốc độ cực đại gần với tốc độ hành trình không tải, sau đó giảm mạnh trong giai

đoạn phát triển tải trọng, cuối cùng biến thiên nhỏ gần với tốc độ định mức, thể hiện ảnh hưởng dao động của hàng và kết cấu thép đến tốc độ của động cơ.

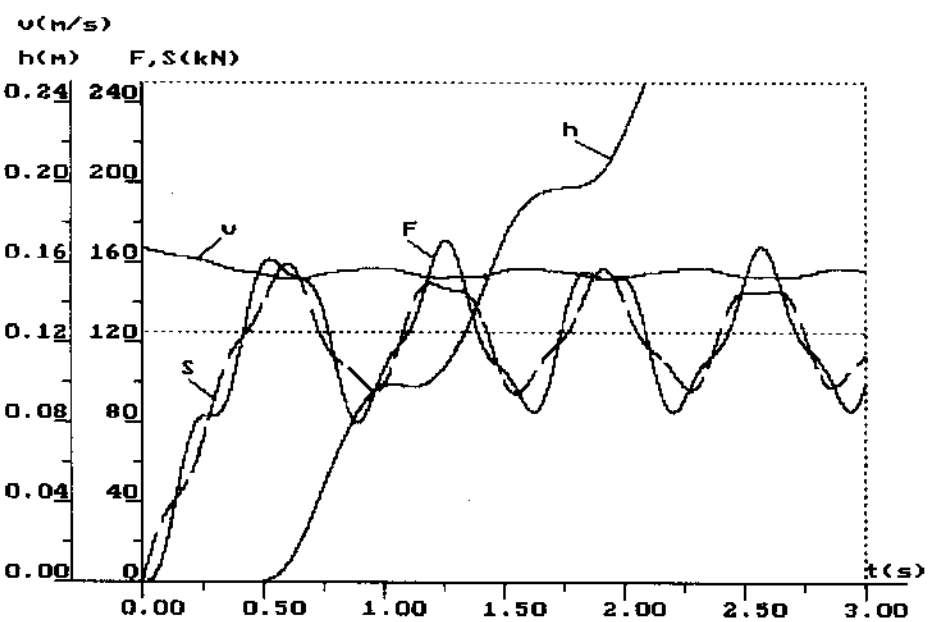
- Thời gian nhấc hàng khỏi nền (thời gian gia tải) $t_1 \approx 0{,}5s$ tương đối ngắn, do đó làm tăng tải trọng động tác dụng lên cơ cấu nâng và kết cấu thép, gây ra dao động của kết cấu, đồng thời dẫn đến chuyển động không đều của hàng (tương ứng là chuyển vị $y_2(t)$).

Do tải trọng va đập khi nhấc hàng khỏi nền gây ra biến dạng đàn hồi của cả kết cấu thép và cơ cấu nâng. Độ cứng của kết cấu thép và cơ cấu nâng khác nhau nên tải trọng động của chúng cũng khác nhau ($F_{max} \neq S_{max}$) và không đạt giá trị cực đại đồng thời.

- Kết cấu thép dao động gần như hàm điều hoà với chu kỳ $\tau = 0{,}66s$.
- Tần số dao động chính: $n_0 = \dfrac{1}{\tau} = 1{,}5.1/s$
- Biến dạng động lớn nhất của kết cấu thép:

$$y_{3max} = 19{,}65mm.$$

Hình 6.2-Đồ thị $F(t)$, $S(t)$, $\dot{y}_1(t)$ và $y_2(t)$ của cầu trục khi nâng hàng



- Biên độ dao động cực đại của kết cấu thép:

$$a_{max} = y_{3max} - y_{3t} = 19,65 - 14,2 = 5,5mm.$$

- Kết cấu thép dao động gần như hàm điều hoà với chu kỳ $\tau = 0,66s$.

- Tần số dao động chính:

$$n_0 = \frac{1}{\tau} = 1,5.1/s$$

- Biến dạng động lớn nhất của kết cấu thép:

$$y_{3max} = 19,65mm.$$

- Biên độ dao động cực đại của kết cấu thép:

$$a_{max} = y_{3max} - y_{3t} = 19,65 - 14,2 = 5,5mm.$$

Lực động lớn nhất tác dụng lên kết cấu thép xuất hiện ở chu kỳ thứ hai:

$F_{max} = 175,15kN$ khi t=1,255s.

Lực động lớn nhất tác dụng lên cơ cấu nâng:

$S_{max} = 163,37kN$ khi t=0,6s.

Hệ số động của kết cấu thép:

$$k_{Fd} = \frac{F_{max}}{F_t} = \frac{175,15}{127,4} = 1,375.$$

Hệ số động của cơ cấu nâng:

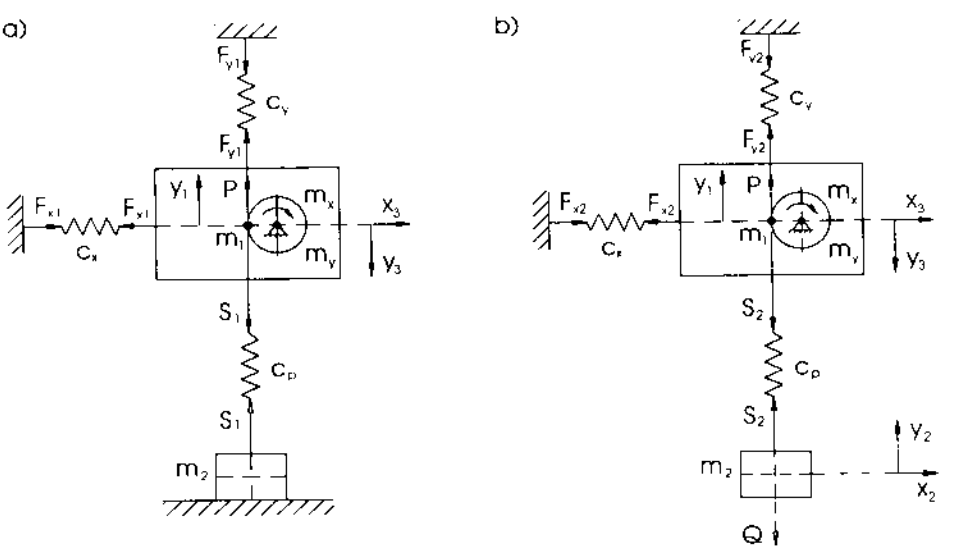
$$k_{Sd} = \frac{S_{max}}{S_t} = \frac{163,37}{127,4} = 1,282.$$

Trong F_t, S_t - Lực tác dụng lên kết cấu thép và ở palăng cáp do tác dụng tĩnh của trọng lượng hàng Q.

§6. 2- ĐỘNG LỰC HỌC CỔNG TRỤC KHI CƠ CẤU NÂNG LÀM VIỆC

Do tính không đối xứng trong sơ đồ chịu tải của cần trục cổng, nên khi cơ cấu nâng làm việc sinh ra không chỉ dao động thẳng đứng, mà còn cả dao động ngang của cầu. Dao động lớn nhất xuất hiện ở kết cấu thép khi nâng hàng "có ngoạm" ở đầu công son chân cứng. Những dao động này xảy ra với tần số thấp, biên độ lớn, thời gian tắt chậm. Sự chậm tắt dao động sau khi loại bỏ lực hoặc mômen cưỡng bức dẫn đến làm tăng số chu kỳ ứng suất làm giảm độ bền mỏi của cơ cấu cũng như kết cấu thép, cản trở điều kiện khai thác bình thường của cần trục, ảnh hưởng có hại cho cơ thể của người điều khiển.

Để xác định tải trọng cũng như biến dạng động xuất hiện ở kết cấu thép theo hướng thẳng đứng và hướng ngang khi nâng hàng từ nền ở đầu công son chân cứng, chúng ta khảo sát hệ động học ở hai giai đoạn trước (h.6.3,a) và sau (h.6.3,b) khi nhấc hàng khỏi nền.



Hình 6.3-Sơ đồ tính toán động lực học cổng trục khi nâng hàng ở đầu công son chân cứng

Các ký hiệu dùng trong sơ đồ: m_y-khối lượng của cầu và xe, con qui đổi về biến dạng thẳng đứng của cầu y_3, tính từ vị trí cân bằng tĩnh của cầu khi không có hàng; m_x-khối lượng của toàn bộ cầu, khối lượng xe con và khối lượng chân đỡ, qui đổi về biến dạng ngang của cầu x_3; m_1- khối lượng phần quay của cơ cấu nâng qui đổi về chuyển vị tịnh tiến y_1, trùng với hướng chuyển vị của hàng y_2; m_2- khối lượng của hàng có trọng lượng Q; c_p- độ cứng của palăng nâng; c_y, c_x-độ cứng của kết cấu thép theo hướng thẳng đứng và hướng ngang tại điểm treo hàng; S_1, S_2- tổng lực căng trong cáp nâng ở giai đoạn trước và sau khi nhấc hàng khỏi nền; F_{y1}, F_{y2}, F_{x1}, F_{x2}-lực tác dụng lên kết cấu thép hướng thẳng đứng và hướng ngang, sinh ra khi nâng hàng ở hai giai đoạn chuyển động tương ứng; t-thời gian tính từ thời điểm thu hết độ chùng cáp; P-lực chủ động của động cơ, qui đổi về chuyển vị tịnh tiến của hàng.

Trong sơ đồ này, kết cấu thép được tính là hệ hai khối lượng m_y, m_x, qui đổi về điểm treo hàng. Khối lượng m_y thực hiện dao động theo phương thẳng đứng, được tính bằng: $m_y = m_{xe} + k_{td} m_c$,

Trong đó m_{xe}- khối lượng xe con; m_c-khối lượng của cầu; k_{td}-hệ số qui đổi .

Khối lượng m_x thực hiện dao động theo phương ngang:

$$m_x = m_{xe} + m_c + \frac{1}{3}\sum m_{ch},$$

Ở đây $\sum m_{ch}$-tổng khối lượng các chân đỡ của cần trục.

a- Giai đoạn thứ nhất-trước khi nhấc hàng khỏi nền (hình 6.3,a)

Hệ thống động lực "cần trục- hàng" khi này gồm ba khối lượng chuyển động, có ba bậc tự do. Chuyển động của hệ động học ở giai đoạn thứ nhất được mô tả bằng hệ phương trình vi phân, xác định từ điều kiện cân bằng động lực học các khối lượng của hệ có tính đến nguyên lý Đalăm be:

$$\begin{aligned} m_1\ddot{y}_1 &= P_0 - \beta.\dot{y}_1 - c_p(y_1 - y_3); \\ y_3 &= \delta_{yy}\left[c_p(y_1 - y_3) - m_1\ddot{y}_3\right] - \delta_{xy} m_x \ddot{x}_3 \\ x_3 &= \delta_{xx}\left[c_p(y_1 - y_3) - m_1\ddot{y}_3\right] - \delta_{xx} m_x \ddot{x}_3 \end{aligned} \qquad (6.13)$$

Ở đây δ_{xx}, δ_{yy}, δ_{xy}, δ_{yx}- chuyển vị theo phương dao động của các khối

lượng m_x, m_y do tác dụng của lực đơn vị gây ra; chỉ số thứ nhất tương ứng với với hướng chuyển vị, chỉ số thứ hai là hướng đặt lực đơn vị; P_0, β - xác định theo biểu thức (6.2) và (6.3).

Điều kiện ban đầu đối với giai đoạn chuyển động thứ nhất của hệ trong trường hợp nâng hàng từ nền cứng:

$$t_1 = 0, \quad y_1 = 0, \quad y_3 = 0, \quad x_3 = 0;$$

$$\dot{y}_1 = (\dot{y}_1)_0, \quad \dot{y}_3 = 0, \quad \dot{x}_3 = 0. \tag{6.14}$$

Khi hàng còn nằm trên nền, $(\dot{y}_1)_0$ - tốc độ của khối lượng m_1 ứng với tốc độ hành trình không tải của động cơ, được xác định theo biểu thức 6.4.

Lực ở kết cấu thép và lực căng trong palăng cáp được xác định bằng biểu thức:

$$F_{y1} = c_y y_3; \quad F_{x1} = c_x x_3; \quad S_1 = c_p(y_1 - y_3); \tag{6.15}$$

Điều kiện chuyển tiếp sang giai đoạn chuyển động tiếp theo của hệ động học là đẳng thức: $(S_1)_1 = Q$, (6.16)

Ở đây $(S_1)_1$ - lực căng trong cáp nâng ở cuối giai đoạn thứ nhất.

b- Giai đoạn 2- sau khi nhấc hàng khỏi nền (hình 6.3,b):

Sau khi nhấc hàng khỏi nền, do biến dạng đàn hồi của kết cấu thép theo cả hai phương nên cáp nâng bị nghiêng so với phương thẳng đứng góc φ được xác định theo biểu thức:

$$tg\varphi = \frac{x_3 - x_2}{l - y_1}, \tag{6.17}$$

trong đó l- chiều dài treo hàng. Vì góc nghiêng φ nhỏ, nên gần đúng có thể tính: $tg\varphi \approx \sin\varphi \approx \varphi$, và $\cos\varphi \approx 1$.

Vì $l >> y_1$ nên $\sin\varphi \approx (x_3 - x_2)/l$.

Như vậy, hệ gồm có bốn khối lượng chuyển động, năm bậc tự do. Các phương trình vi phân mô tả chuyển động của hệ động học ở giai đoạn thứ hai có dạng sau:

$$\begin{aligned} m_1\ddot{y}_1 &= P_0 - \beta\dot{y}_1 - c_p(y_1 - y_3 - y_2); \\ y_3 &= \delta_{11}\left[c_p(y_1 - y_3 - y_2) - m_1\ddot{y}_3\right] - \delta_{11}(m_1\ddot{x}_3 - m_2\ddot{x}_2); \\ x_3 &= \delta_{11}\left[c_p(y_1 - y_3 - y_2) - m_1\ddot{y}_3\right] - \delta_{11}(m_1\ddot{x}_3 + m_2\ddot{x}_2); \end{aligned} \tag{6.18}$$

$$m_2\ddot{x}_2 = -\frac{Q}{l}c_p(x_2 - x_3);$$

Điều kiện ban đầu của giai đoạn chuyển động thứ hai:

$t_2 = 0$, $y_1 = (y_1)_1$, $y_3 = (y_3)_1$, $x_3 = (x_3)_1$, $y_2 = 0$, $x_2 = 0$,

$\dot{y}_1 = (\dot{y}_1)_1$, $\dot{y}_3 = (\dot{y}_3)_1$, $\dot{x}_3 = (\dot{x}_3)_1$, $\dot{y}_2 = 0$, $\dot{x}_2 = 0$.

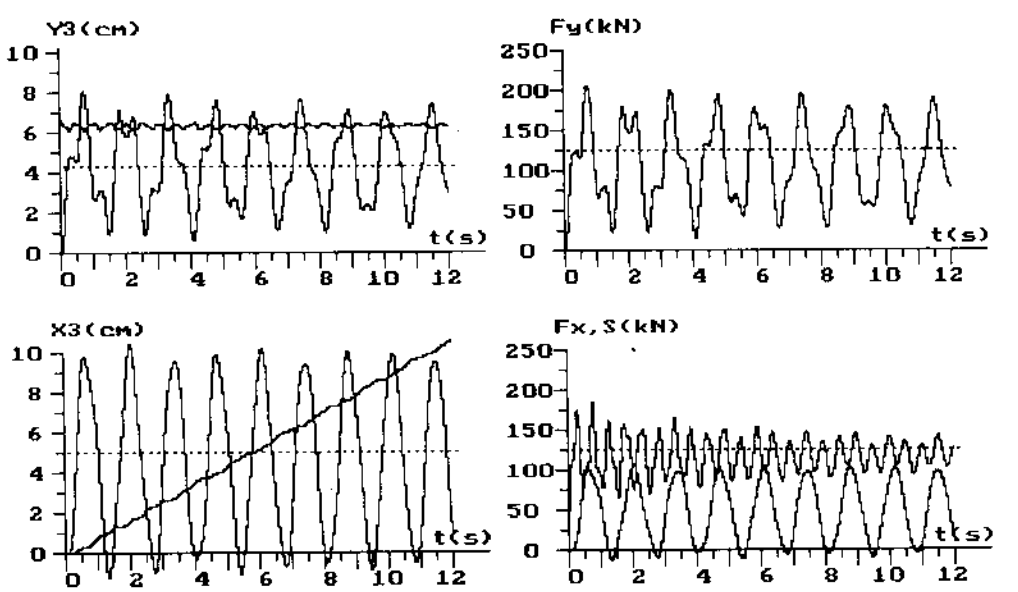
Trong đó $(y_1)_1$; $(y_3)_1$; $(x_3)_1$; $(\dot{y}_1)_1$; $(\dot{y}_3)_1$; $(\dot{x}_3)_1$ - chuyển vị và tốc độ chuyển động của các khối lượng m_1, m_y, m_x ở cuối giai đoạn chuyển động thứ nhất.

Lực động tác dụng lên kết cấu thép theo phương thẳng đứng, phương ngang và lực căng trong palăng cáp ở giai đoạn sau khi hàng nhấc khỏi nền được xác định bằng biểu thức: $F_{y2} = c_y y_3$; $F_{x2} = c_x x_3$;

$$S_2 = c_p(y_1 - y_3 - y_2). \tag{6.19}$$

Nghiệm của hệ phương trình vi phân (6.13) và (6.18) xác định chuyển vị, tương ứng là tải trọng động tác dụng lên cơ cấu nâng và kết cấu thép.

Chúng ta sử dụng sơ đồ tính toán nêu trên để xác định tần số và dạng dao



Hình 6.4- Đồ thị $F_x(t); F_y(t), S(t)$, $x_3(t)$ và $y_3(t)$ $\dot{y}_1(t)$ và $y_2(t)$ của cổng trục $Q = 12{,}5T$ khi nâng hàng

động của cổng trục KKO-12,5, sức nâng 12,5T, khẩu độ 32m, chiều dài côngson 11,4m, tốc độ nâng v=0,512m/s. Trên hình 6.4 cho đồ thị biểu diễn sự biến thiên của lực động ở kết cấu thép $F_x(t); F_y(t)$ và palăng nâng $S(t)$, sự biến dạng của kết cấu thép $x_3(t), y_3(t)$, tốc độ của động cơ $\dot{y}_1(t)$ và chuyển động của hàng $y_2(t)$ phụ thuộc vào thời gian t(s).

Phân tích kết quả trên đồ thị hình 6.4, ta thấy:

- Khi nhấc hàng ở đầu công son chân cứng, lực động và tương ứng là biến dạng động ở kết cấu thép sinh ra ở cả hai phương. Những dao động này là dao động điều hoà xảy ra xung quanh vị trí cân bằng tĩnh với cùng tần số. Do chịu tải trọng va đập khi nhấc hàng khỏi nền nên biên độ dao động trong một vài chu kỳ đầu tiên có trị số khác nhau, sau đó dao động trở nên điều hoà. Tuỳ thuộc vào đặc điểm kết cấu mà biến dạng theo phương ngang có thể lớn hơn theo phương thẳng đứng $x_3 > y_3$.

- Dao động của palăng nâng xảy ra với tần số lớn và tắt rất nhanh (thể hiện qua lực căng cáp $S(t)$.

- Những kết luận về quy luật biến thiên tốc độ động cơ $\dot{y}_1(t)$ và chuyển động không đều của hàng $y_2(t)$ cũng phù hợp với những kết luận đã đưa ra đối với cầu trục.

- Biến dạng động lớn nhất của kết cấu thép:

$y_{3\max} = 8{,}1cm$ khi t = 0,74s, $x_{3\max} = 11{,}27cm$ khi t = 2,045s.

- Biên độ dao động cực đại của kết cấu thép theo phương thẳng đứng và phương ngang:

$$a_{y\max} = y_{3\max} - y_{3t} = 8{,}1 - 4{,}7 = 3{,}4cm.$$

$$a_{x\max} = x_{3\max} - x_{3t} = 11{,}27 - 5{,}1 = 6{,}17cm$$

Lực động lớn nhất tác dụng lên kết cấu thép xuất hiện ở chu kỳ thứ hai:

$F_{y\max} = 211kN$ khi t=0,74s; $F_{x\max} = 110{,}5kN$ khi t=2,045s.

Lực động lớn nhất tác dụng lên cơ cấu nâng: $S_{\max} = 190{,}7kN$ khi t=0,78s.

Thời gian nhấc hàng khỏi nền: $t_1 = 0{,}21s$.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. **Абрамович И.И., Котельников Г.А.** Козловые краны общего назначения. "Машиностроение".М. 1983. 232с.

2. **Александров М.П., Лобов Н. А.** Грузоподъемные машины."Высшая школа". М. 1973. 472с.

3. **Вайсон А.А.** Строительные краны. "Машиностроение".М. 1969. 488с.

4. **Вершинский А.В., Гохберг М.М., Семенов В.П.** Строительная механика и металлические конструкции "Машиностроение".Л. 1984.

5. **Гохберг М.М.** Металлические конструкции подъено-транспортных машин. "Машиностроение".Л. 1976. 454с.

6. **Гохберг М.М.** Справочник по кранам. "Машиностроение". Л. 1988.

7. **Дукельский А.И.** Портовые грузоподъемные машины. "Транспорт". М. 1970. 439с.

8. **Казак С. А.** Динамика мостовых кранов. "Машиностроение". М. 1968.

9. **Комаров.М.С.** Динамика грузоподъемных машин. "Машгиз".М. 1962.

10. **Пановко Я.Г.** Внутреннее трение при колебниях упругих систем. "Физматгиз". М. 1960. 194с.

11. **Пановко Я.Г.** Основы прикладной теории колебний и удара. "Машиностроение". Л. 1976. 320с.

12. **Пановко Я.Г., Губанова И.И.** Устойчивость и колебния упругих систем. "Наука".М. 1967. 420с.

13. **Тондл А.** Нелинейные колебния механических системах. "Мир" М. 1973. 334с.

14. **Чан Ван Тьен.** Способы повышения эффективности гашения колебаний металлоконструкций козловых кранов. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Одесса 1996.

15. **Franz Holzweißbi, Hans Dresig.** Giáo trình động lực học máy. Người dịch: Phan Nguyên Di, Vũ Liêm Chính. Nhà xuất bản Khoa học và kỹ thuật. Hà Nội. 2001.

MỤC LỤC

Trang

CHƯƠNG 4

ĐỘNG LỰC HỌC CÁC CƠ CẤU CỦA CẦN TRỤC

CHƯƠNG 5

ĐỘNG LỰC HỌC KẾT CẤU THÉP CẦN TRỤC

CHƯƠNG 6

TẢI TRỌNG ĐỘNG KHI PHỐI HỢP LÀM VIỆC CỦA CƠ CẤU NÂNG VÀ KẾT CẤU THÉP

ĐỘNG LỰC HỌC MÁY TRỤC

NHÀ XUẤT BẢN HẢI PHÒNG
Số 5, Nguyễn Khuyến, Hải Phòng
Điện thoại: 031.921076 - Fax: 031.921410

Chịu trách nhiệm xuất bản
NGUYỄN THẾ BÌNH
Giám đốc - Tổng biên tập

Biên tập
HÀ MẠNH CƯỜNG

Trình bày
BÙI ĐÌNH TUẤN

Vẽ bìa
VĂN LUẬN

In 730 cuốn, khổ 17x24 cm, Tại Công ty In Thái Nguyên
Số xuất bản: 29-1212/XB-QLXB cấp ngày 27-7-2005.
In xong và nộp lưu chiểu tháng 9 năm 2005.