

ĐÁNH GIÁ MỨC ĐỘ ẢNH HƯỞNG CỦA TẢI TRỌNG ĐỘNG ĐẾN KHẢ NĂNG LÀM VIỆC CỦA CHI TIẾT MÁY DẠNG TRỤC VÀ XÁC ĐỊNH TẦN SỐ DAO ĐỘNG RIÊNG CỦA CÁC CHI TIẾT NÀY

Phạm Tuấn Long¹

¹ Khoa: Cơ – Điện, Trường: Đại học Mở - Địa chất, Việt Nam, phamtuanlong@humg.edu.vn;

TÓM TẮT

Dựa trên kiến thức về động lực học, tác giả đưa ra 2 dạng tải trọng động là tải trọng va chạm và tải trọng thay đổi theo chu kỳ để từ đó phân tích ảnh hưởng của chúng đối với khả năng làm việc của chi tiết máy dạng trục, so sánh sự khác biệt về mức độ ảnh hưởng khi các chi tiết này chịu tải trọng tĩnh. Đồng thời qua đó bài báo cũng xây dựng sơ đồ tính toán tần số dao động riêng của chi tiết máy dạng trục.

Từ khóa: Tải trọng, dao động, trục, tần số

1. Mở đầu

Trong quá trình làm việc, các trục máy chịu nhiều dạng tải trọng khác nhau như trọng lực, tải trọng va đập, tải trọng gây ra do dao động của các bộ phận khác bên trong máy... Những tác nhân đó ảnh hưởng không nhỏ đến khả năng làm việc của trục máy.

Dựa trên kiến thức về động lực học ảnh hưởng đến kết cấu công trình xây dựng, bài báo đi sâu phân tích ảnh hưởng của những yếu tố này trong cơ khí.

2. Nội dung của bài báo

2.1. Một số khái niệm về tải trọng

Tải trọng tĩnh: Tải trọng tác dụng lên chi tiết không gây quán tính.

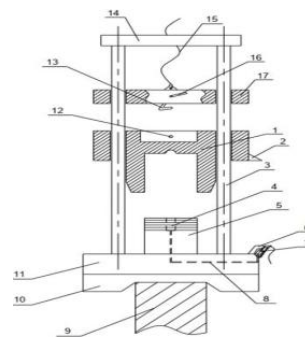
Loại tải trọng này tác dụng lâu dài lên chi tiết chẳng hạn như trọng lực.

Một số loại tải trọng nếu trong quá trình tác dụng lên chi tiết nếu gây gia tốc thay đổi không đáng kể trên chi tiết thì cũng có thể coi là tải trọng tĩnh. Chẳng hạn như lực nén từ máy nén thủy lực.

Tải trọng động: Là loại tải trọng gây quán tính trên vật thể. Loại tải trọng này thường tác dụng trong một khoảng thời gian nhất định hoặc đột ngột.

Một số loại thường gặp:

Tải trọng va chạm: Búa đóng cọc ở công trường.



Hình 1. Sơ đồ cấu tạo búa đóng cọc Diesel

Tải trọng sinh ra do các bánh răng lắp trên trục khi ăn khớp và đập vào nhau.

Tải trọng sinh ra ở cơ cấu cam...

Tải trọng thay đổi theo chu kỳ: Tải trọng sinh ra do khối lượng lệch tâm quay và tác dụng lên trục của động cơ rung.



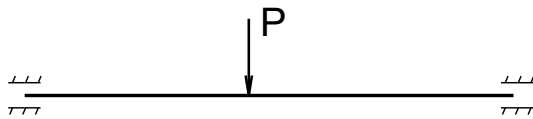
Hình 2. Động cơ rung

Tải trọng tác dụng đột ngột: Tải trọng ô tô chạy qua cầu, tải trọng động đất...

Ta sẽ phân tích ảnh hưởng của tải trọng động thông qua 2 bài toán đó là bài toán va chạm và bài toán dao động.

2.2. Phát triển phương pháp

Giả sử ta có 1 chi tiết dạng trục chịu lực



Hình 3. Sơ đồ tính của chi tiết chịu lực

Ở đây ta xét đến cả 2 trường hợp lực P tác dụng tĩnh và tác dụng động lên chi tiết. Như vậy ta sẽ có 2 mô hình chịu lực tương ứng là tĩnh và động.

Theo lý thuyết động lực học công trình, giữa bài toán tĩnh và bài toán động có quan hệ như sau:

Bài toán động = K_d . Bài toán tĩnh (1)

Nghĩa là:

Nội lực động = K_d . Nội lực tĩnh

Chuyển vị động = K_d . Chuyển vị tĩnh

Ứng suất động = K_d . Ứng suất tĩnh

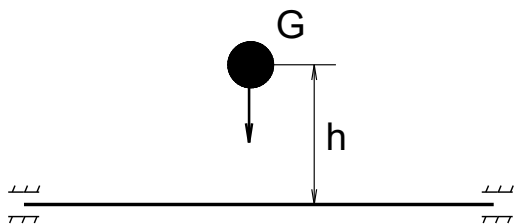
Trong đó K_d được gọi là hệ số động

Như vậy qua đó có thể thấy rằng hệ số K_d thể hiện ảnh hưởng của tải trọng động đến khả năng làm việc của chi tiết. Hệ số động càng lớn thì ảnh hưởng càng nhiều. Từ 2 mô hình bài toán va chạm và dao động, ta sẽ đưa ra cách tính hệ số này.

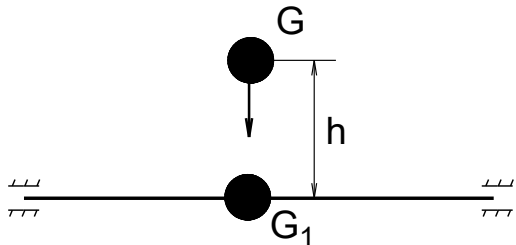
• Bài toán va chạm

Ta xét sơ đồ tính gồm có 1 vật trọng lực G rơi và va chạm vào chi tiết ở hình 4a.

Khi giải bài toán này, khối lượng chi tiết sẽ được thu gọn đến vị trí va chạm tạo thành mô hình 2 vật va chạm với nhau trên hình 4b.



Hình 4a. Vật rơi và va chạm vào chi tiết



Hình 4b. Sơ đồ 2 vật va chạm

Như vậy tải trọng G do vật va chạm gây ra là tải trọng động và sẽ sinh ra hệ số K_d

Theo lý thuyết của sức bền vật liệu, hệ số K_d sẽ được xác định theo công thức như sau:

$$K_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{y_t(1 + \frac{G_1}{G})}} \quad (2)$$

Trong đó

h: Khoảng cách giữa 2 vật va chạm

y_t : Chuyển vị tại chỗ va chạm khi vật G đặt tĩnh lên hệ

Từ (2) ta thấy rằng nếu $h = 0$ thì $K_d = 2$ nghĩa là khi G có va chạm không khoảng cách (đặt đột ngột lên G_1) thì hệ đã chịu tải trọng gấp đôi so với trường hợp G_1 đặt tĩnh. Điều này có thể gặp ở trường hợp các bánh răng khi ăn khớp với nhau mà răng bị gãy đột ngột lúc đó sẽ gây ra va chạm và sẽ sinh tải trọng động tác dụng lên trục. Vì vậy cần bôi trơn và sử dụng vật liệu chịu lực tốt cho bánh răng.

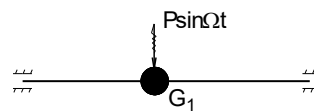
Từ (2) cũng thấy rằng khi h càng lớn thì ảnh hưởng của tải trọng động cũng càng lớn.

Như vậy, để giảm ảnh hưởng của tải trọng động trong trường hợp này thì cần giảm độ cao va chạm.

• Bài toán dao động

Trong quá trình làm việc của một hệ thống máy, có nhiều chi tiết gây dao động chẳng hạn như từ những bộ phận có khối lượng lệch tâm ở các động cơ rung, búa rung... Các dao động này sẽ ảnh hưởng đến các chi tiết khác và có tính lặp lại trong quá trình hoạt động của máy tạo nên tải trọng động thay đổi theo chu kỳ. Người ta thường đưa những tải trọng này về gần đúng dạng hàm tuần hoàn sin hoặc cos. Cũng như hệ chịu tải trọng va chạm ở trên, ở đây người ta cũng đưa ra hệ số K_d để thấy được ảnh hưởng của tải trọng dao động.

Lúc này, chi tiết dạng trục trong hệ sẽ được xây dựng theo sơ đồ hình 5



Hình 5. Chi tiết dạng trục chịu lực thay đổi theo chu kỳ

Khi này có thể coi khối lượng của trục tập trung tại vị trí G_1 và chịu lực gây dao động (lực kích thích) $P(t) = P \sin \Omega t$ với Ω là tần số của lực kích thích. Tần số này có thể xác định bằng thiết bị đo.

$P(t)$ chính là tải trọng động tác dụng lên trục theo chu kỳ.

$P(t)$ sẽ tác động lên trục với các giá trị lặp lại theo thời gian của hàm số $\sin \Omega t$

Theo lý thuyết động lực học công trình, hệ số K_d sẽ được xác định theo công thức:

$$K_d = \frac{1}{1 - \frac{\Omega^2}{\omega^2}} \quad (3)$$

Trong đó

Ω là tần số dao động riêng của trục

Từ (3) ta thấy rằng nếu $\Omega = 0$ thì $K_d = 1$ nghĩa là lúc đó trục không chịu tải trọng động mà chỉ chịu tải trọng tĩnh G_1 .

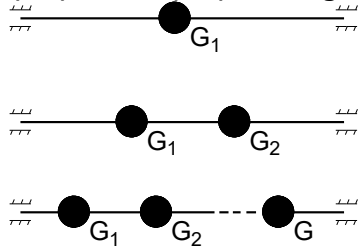
Từ (3) cũng thấy rằng nếu $\Omega \rightarrow \omega$. Tần số của lực kích thích trùng với tần số dao động riêng thì $K_d \rightarrow \infty$. Lúc đó các yếu tố của bài toán động như nội lực, chuyển vị, ứng suất tăng lên đột ngột dẫn đến phá hủy chi tiết. Đây là hiện tượng cộng hưởng.

Chính vì vậy cần đo được tần số Ω của lực kích thích và khi thiết kế chi tiết cần tránh để tần số riêng ω trùng với tần số Ω . Điều này sẽ được đề cập trong phần tiếp theo của bài báo.

2.3. Xác định tần số dao động riêng của chi tiết máy dạng trục

Để xác định tần số riêng của chi tiết dạng trục như đề cập ở trên, trước hết, ta cần lựa chọn sơ đồ tính theo bậc tự do:

Hình 6 là sơ đồ tính lần lượt của hệ 1 bậc tự do, 2 bậc tự do và bậc tự do bằng ∞

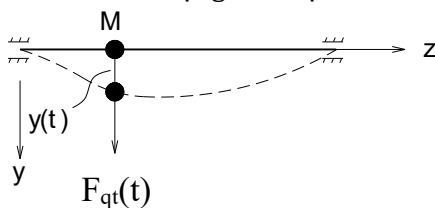


Hình 6. Mô hình các dạng bậc tự do của trục

Trong các mô hình này, khối lượng tập trung sẽ được tập trung tại 1, 2 hay vô số vị trí trên trục, ta sẽ có tương ứng các hệ 1, 2 hay bậc tự do bằng ∞ .

Vì kết cấu trục có dạng khá đơn giản nên khi đề cập đến dao động, người ta thường chọn hệ 1 bậc tự do.

Xét sơ đồ dao động của trục như hình 7



Hình 7. Sơ đồ dao động của trục 1 bậc tự do

Ở đây cần nói thêm rằng dao động tự do của trục là dao động trong môi trường lý tưởng và không có lực cản. Ta cho hệ 1 kích thích ban đầu sau đó để hệ dao động tự do.

Tại 1 thời điểm t nào đó, Khối M đại diện cho hệ có chuyển vị là $y(t)$

Lực quán tính sinh ra: $F_{qt}(t) = -My''(t)$

Khi lực quán tính được sinh ra, dao động của trục $y(t)$ chính là do lực quán tính gây ra

Ta có: $y(t) = \delta_{11}F_{qt}(t)$

$$y(t) = -\delta_{11}My''(t)$$

Trong đó

δ_{11} là chuyển vị tĩnh của khối M do lực $P = 1$ đơn vị đặt tại khối M gây ra

Chuyển vế và chia cho $M\delta_{11}$

$$\text{Và đặt } \omega^2 = \frac{1}{M\delta_{11}} \quad (4)$$

Ta được phương trình vi phân sau:

$$y(t) + \omega^2 y''(t) = 0 \quad (5)$$

Phương trình (5) chính là phương trình vi phân dao động thể hiện tần số dao động riêng của trục với mô hình hệ 1 bậc tự do. Phương trình này cũng giống như dao động của các loại dầm đơn trong xây dựng.

Trong đó

$$\omega = \frac{1}{\sqrt{M\delta_{11}}} \quad (6)$$

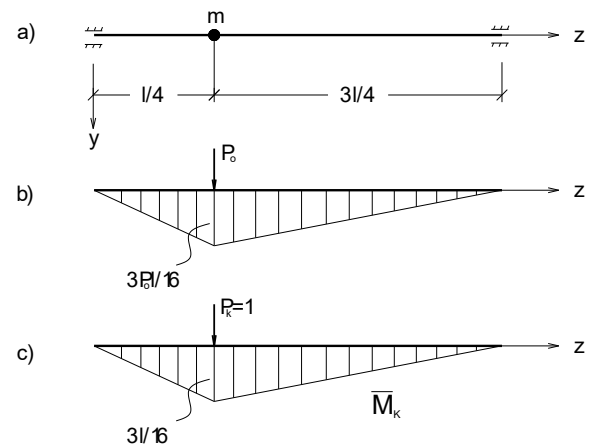
và công thức biến đổi

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{y_t}} \quad (7)$$

Là các công thức xác định tần số dao động riêng của trục với g là gia tốc trọng trường, y_t là độ võng tĩnh do trọng lượng của khối M gây ra

Thí dụ

Xác định tần số dao động riêng của hệ như hình 8. Trong đó $l = 3\text{m}$; $G = 30\text{ kN}$, $EI = 2,1 \cdot 10^4 \cdot 8950\text{ kNm}^2$



Hình 8. Sơ đồ tính toán tần số dao động riêng

Các biểu đồ mômen được xác định theo các hình 8b và 8c

Chuyển vị tĩnh theo sức bền vật liệu

$$y_t = (MG)(\bar{M}k) = \frac{1}{EI} \left[\frac{1}{2} \cdot \frac{3Gl}{16} \cdot \frac{1}{4} \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{3l}{16} + \frac{1}{2} \cdot \frac{3Gl}{16} \cdot \frac{3l}{4} \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{3l}{16} \right] = 0,05 \text{ cm}$$

Tần số dao động riêng

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{y_t}} = \sqrt{\frac{981}{0,05}} = 140,07(1/s)$$

Đối với sơ đồ trục ứng với nhiều bậc tự do (khối lượng tập trung được bố trí ở nhiều vị trí) thì có thể nhiều tần số dao động riêng được sắp xếp theo thứ tự tăng dần $\omega_1 < \omega_2 < \dots < \omega_n$. Trong đó ω_1 được coi là tần số cơ bản.

Khi đó dao động của trục ứng với các tần số sẽ có n hình dạng (dạng chính) khác nhau.

Trong thực tế, để tránh hiện tượng cộng hưởng, người ta chỉ cần tính tần số cơ bản ω_1

2.4. Nội dung và kết quả đạt được

- Bài báo đưa ra được mức độ ảnh hưởng khác nhau khi chi tiết máy dạng trục chịu tải trọng động và tĩnh tương ứng.

- Xây dựng được sơ đồ tính toán tần số dao động riêng ở của những chi tiết này ở một số trường hợp.

3. Kết luận

- Bài báo có thể xem như tài liệu tham khảo trong việc tính toán tải trọng động và nghiên cứu về dao động đối với các chi tiết máy

- Với các công thức đơn giản, người học có thể dễ dàng triển khai trên máy tính

- Nâng cao chất lượng giảng dạy và nghiên cứu khoa học của tác giả

Tài liệu tham khảo

Sách tham khảo

1. Đặng Việt Cương, Nguyễn Nhật Thăng, Như Phương Mai, (2003). Sức bền vật liệu, tập 1, nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội, 180 trang.
2. Nguyễn Văn Phụng, (2005). Động lực học công trình, nhà xuất bản khoa học và kỹ thuật, Hà Nội, 405 trang
3. Bùi Trọng Lựu, Nguyễn Văn Vượng, (2003). Bài tập sức bền vật liệu, nhà xuất bản Giáo dục, Hà nội, 443 trang
4. Nguyễn Trọng Hiệp, (2002). Chi tiết máy tập 1. Nhà xuất bản Giáo dục, Hà Nội, 212 trang.

20. Điều khiển Hybrid kết hợp Fuzzy Logic và PID ổn định mức nước bao hơi - công ty cổ phần nhiệt điện Quảng Ninh	111
21. Thiết kế xây dựng mô hình máy xét nghiệm sinh hóa ứng dụng quang phổ kế.....	119
22. Xây dựng hệ thống thu thập và phân tích dữ liệu động học của con lắc vật lý trong thời gian thực phục vụ giáo dục STEM	127
23. Đề xuất một dòng bộ biến đổi DC-DC mới cho các ứng dụng năng lượng tái tạo	131
24. Khử từ do nhiệt trong động cơ điện IPM: tổng quan nghiên cứu và mô phỏng điện – nhiệt	137
25. Thiết kế, chế tạo mạch đo và giám sát tự động điện trở cách điện mạng điện hỗn hợp mô hình hầm lò	142
26. Công nghệ nén H264 và H265 trong hệ thống thông tin vô tuyến	147
27. Điều khiển phân bổ công suất trong microgrid lai ghép DC/AC có tích hợp BESS	151
28. Nghiên cứu ảnh hưởng của chế độ xử lý từ nhiệt lên tích năng lượng từ cực đại $(BH)_{max}$ của hợp kim từ cứng ALNICUC035TI5NB	161
29. Đánh giá độ chính xác hình học gia công bánh răng trụ răng thẳng bằng phương pháp cắt dây tia lửa điện EDM.....	170
30. Nghiên cứu lựa chọn thông số in và một số giải pháp nâng cao chất lượng sản phẩm trong máy in 3D FDM khổ rộng	175
31. Nghiên cứu các nguyên nhân gây ra rung động trong bơm ly tâm vận tải tro xỉ của nhà máy nhiệt điện và biện pháp khắc phục	180
32. Một số giải pháp cân bằng năng lượng cho tua bin gió có tốc độ gió phù hợp với tốc độ gió thấp tại Việt Nam.....	184
33. Nghiên cứu lực ma sát trong xy lanh khí nén không có cần piston	189
34. Đánh giá mức độ ảnh hưởng của tải trọng động đến khả năng làm việc của chi tiết máy dạng trục và xác định tần số dao động riêng của các chi tiết này.....	192
35. Phương pháp xác định vận tốc dòng khí sau quạt hướng trục.....	196
36. Tính toán, mô phỏng dòng chảy trong phần dẫn dòng máy bơm ly tâm cột nước thấp chạy bằng sức gió, phục vụ bơm nước biển cho sản xuất muối.....	202