

TCVN

TIÊU CHUẨN QUỐC GIA

TCVN 7011-8:2013

ISO/TR 230-8:2010

Xuất bản lần 1

**QUI TẮC KIỂM MÁY CÔNG CỤ –
PHẦN 8: RUNG ĐỘNG**

Test code for machine tools –

Part 8: Vibrations

HÀ NỘI - 2013

Lời nói đầu

TCVN 7011-8:2013 hoàn toàn tương đương với ISO/TR 230-8:2010.

TCVN 7011-8:2013 do Ban kỹ thuật tiêu chuẩn quốc gia TCVN/TC 39 Máy công cụ biên soạn, Tổng cục Tiêu chuẩn Đo lường Chất lượng đề nghị, Bộ Khoa học và Công nghệ công bố.

Bộ TCVN 7011 (ISO 230) *Qui tắc kiểm máy công cụ* bao gồm các phần sau:

- TCVN 7011-1:2007 (ISO 230-1:1996) *Phần 1: Độ chính xác hình học của máy khi vận hành trong điều kiện không tải hoặc gia công tinh;*
- TCVN 7011-2:2007 (ISO 230-2:1997) *Phần 2: Xác định độ chính xác và khả năng lặp lại định vị của trục điều khiển số;*
- TCVN 7011-3:2007 (ISO 230-3:2001) *Phần 3: Xác định các ảnh hưởng nhiệt;*
- TCVN 7011-4:2013 (ISO 230-4:2005) *Phần 4: Kiểm độ tròn cho máy công cụ điều khiển số;*
- TCVN 7011-5:2007 (ISO 230-5:2000) *Phần 5: Xác định tiếng ồn do máy phát ra;*
- TCVN 7011-6:2007 (ISO 230-6:2002) *Phần 6: Xác định độ chính xác định vị theo các đường chéo khối và đường chéo bề mặt (Kiểm sự dịch chuyển theo đường chéo);*
- TCVN 7011-7:2013 (ISO 230-7:2006) *Phần 7: Độ chính xác hình học của các trục tâm của chuyển động quay;*
- TCVN 7011-8:2013 (ISO/TR 230-8:2010) *Phần 8: Rung động;*
- TCVN 7011-9:2013 (ISO/TR 230-9:2005) *Phần 9: Ước lượng độ không đảm bảo đo cho các phép kiểm máy công cụ theo bộ TCVN 7011 (ISO 230), công thức cơ bản.*

Bộ ISO 230 *Qui tắc kiểm máy công cụ* còn có các phần sau:

- ISO 230-10:2011 *Part 10: Determination of the measuring performance of probing systems of numerically controlled machine tools;*
- ISO/WD TR 230-11 *Part 11: Measuring instruments and their application to machine tool geometry.*

Lời giới thiệu

Tiêu chuẩn này nhằm mục đích chuẩn hóa các phương pháp kiểm đặc tính của máy công cụ, thường không lắp dụng cụ cắt của máy¹⁾, và không kể tới các dụng cụ máy cầm tay. Tiêu chuẩn này thiết lập các quy trình chung cho việc đánh giá rung của máy công cụ.

Sự cần thiết đối với sự kiểm soát rung được công nhận mục đích để các loại rung tạo ra các tác động không mong muốn được giảm bớt. Các tác động này được nhận biết chủ yếu là:

- Đặc tính gia công không chấp nhận được đối với độ chính xác và gia công tinh bề mặt;
- Sự mài mòn hoặc hư hỏng sớm của các bộ phận máy;
- Tuổi thọ dụng cụ cắt bị giảm;
- Mức độ ồn không chấp nhận được;
- Các tổn thương về thân thể đối với người vận hành máy.

Trong số các tác động này, chỉ có tác động đầu tiên được xem xét thuộc phạm vi của tiêu chuẩn này, mặc dù các tác động khác có thể xuất hiện một cách tình cờ. (Độ ồn được quy định trong TCVN 7011-5 (ISO 230-5), và các tác động của rung đối với người vận hành máy được quy định trong TCVN 6964-1 (ISO 2631-1)). Phần quan trọng nhất, sự cần thiết này giới hạn tiêu chuẩn này tới các vấn đề của rung được sinh ra giữa dụng cụ cắt và chi tiết gia công.

¹⁾ Trong một số trường hợp, các xem xét thực tế đòi hỏi sử dụng các dụng cụ cắt và chi tiết gia công mô hình (giả) (xem 7.1.1, 7.2.1, 7.4 và 8.3)

Qui tắc kiểm máy công cụ –

Phần 8: Rung động

Test code for machine tools –

Part 8: Vibrations

1 Phạm vi áp dụng

Tiêu chuẩn này quy định các loại rung động (sau đây gọi là rung) khác nhau có thể xuất hiện giữa bộ phận kẹp dụng cụ cắt và bộ phận kẹp chi tiết gia công của máy công cụ (để đơn giản, các bộ phận này thường được gọi là “dụng cụ cắt” và “chi tiết gia công”). Đây là các loại rung có thể gây ảnh hưởng xấu đến sản phẩm của cả gia công tinh bề mặt nghiệm thu được và chi tiết gia công chính xác.

Tiêu chuẩn này không hướng chính vào các chuyên gia phân tích rung và những người thường xuyên làm việc phân tích rung trong môi trường nghiên cứu và phát triển. Do đó, tiêu chuẩn này không thay cho các tài liệu sách chuẩn về rung (xem Thư mục tài liệu tham khảo). Tuy nhiên, tiêu chuẩn này hướng cho nhà chế tạo và người sử dụng có kiến thức kỹ thuật chung để tăng sự hiểu biết của họ về các nguyên nhân rung bằng cách đưa ra một tổng quan lý thuyết cơ bản liên quan.

Tiêu chuẩn này cũng đưa ra các qui trình đo cơ bản để đánh giá loại rung nào đó có thể xảy ra ở máy công cụ:

- Rung xuất hiện do mất cân bằng cơ học;
- Rung sinh ra do sự hoạt động của các bộ phận trượt của máy;
- Rung truyền đến máy do các ngoại lực;
- Rung sinh ra do quá trình cắt bao gồm cả các rung tự kích thích (tự rung).

Ngoài ra, tiêu chuẩn này đề cập việc áp dụng kích thích rung nhân tạo với mục đích phân tích kết cấu. Thiết bị đo được mô tả trong Phụ lục F. Tổng quan về cấu trúc và nội dung của tiêu chuẩn này được cho trong Phụ lục A.

CHÚ THÍCH: Các nguồn rung khác (ví dụ, độ không ổn định của các hệ thống dẫn động, việc sử dụng thiết bị phụ hoặc ảnh hưởng của các ổ trục bị mòn) được đề cập một cách ngắn gọn, nhưng không đề cập đến việc phân tích chi tiết cơ chế phát sinh rung của chúng.

TCVN 7011-8:2013

2 Tài liệu viện dẫn

Các tài liệu viện dẫn sau là cần thiết cho việc áp dụng tiêu chuẩn này. Đối với các tài liệu viện dẫn ghi năm công bố thì áp dụng bản được nêu. Đối với các tài liệu viện dẫn không ghi năm công bố thì áp dụng phiên bản mới nhất, bao gồm cả các sửa đổi (nếu có).

TCVN 6372 *Rung cơ học của máy quay và máy chuyển động tịnh tiến – Yêu cầu cho thiết bị đo cường độ rung;*

TCVN 6964-1 (ISO 2631-1) *Rung động và chấn động cơ học – Đánh giá sự tiếp xúc của con người với rung động toàn thân – Phần 1: Yêu cầu chung;*

TCVN 7011-1 (ISO 230-1) *Qui tắc kiểm máy công cụ - Phần 1: Độ chính xác hình học của máy khi vận hành trong điều kiện không tải hoặc gia công tinh;*

TCVN 7011-5 (ISO 230-5) *Qui tắc kiểm máy công cụ - Phần 5: Xác định tiếng ồn do máy phát ra;*

ISO 1925:2001 *Mechanical vibration – Balancing - Vocabulary (Rung cơ học – Cân bằng – Từ vựng);*

ISO 1940-1:2003 *Mechanical vibration – Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state – Part 1: Specification and verification of balance tolerances (Rung cơ học – Yêu cầu chất lượng cân bằng đối với rôto ở trạng thái không đổi (cứng vững) – Phần 1: Yêu cầu kỹ thuật và kiểm tra xác nhận dung sai cân bằng);*

ISO 2041:2009 *Mechanical vibration, shock and condition monitoring – Vocabulary (Rung, chấn động cơ học và sự giám sát trạng thái – Từ vựng);*

ISO 5348:1998 *Mechanical vibration and shock – Mechanical mounting of accelerometers (Rung và chấn động cơ học – Lắp đặt cơ khí các gia tốc kế);*

ISO 6130 *Bonded abrasive products – Permissible unbalances of grinding wheels as delivered – Static testing (Các sản phẩm mài gắn kết – Sự mất cân bằng cho phép của các bánh mài như được cung cấp – Kiểm tĩnh);*

ISO 15641 *Milling cutters for high speed machining – Safety requirements (Dao phay dùng cho gia công ở tốc độ cắt cao – Yêu cầu về an toàn).*

3 Thuật ngữ và định nghĩa

Tiêu chuẩn này áp dụng các thuật ngữ và định nghĩa trong ISO 1925, ISO 2041 và các thuật ngữ, định nghĩa sau.

3.1

Rung tuyệt đối (absolute vibration)

Giá trị rung đo được với một bộ chuyển đổi quán tính tại một điểm đơn.

3.2

Bộ hấp thụ rung (absorber)

Bộ cản rung (bộ giảm chấn) (damper)

Thiết bị dùng để làm giảm độ lớn của chấn động hoặc rung bằng phương pháp tiêu tán năng lượng.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 2.114]

3.3

Sự gia tốc (accelerance)

Rung được định lượng bằng gia tốc của nó trên mỗi đơn vị lực kích thích.

CHÚ THÍCH: Xem Bảng 1 của ISO 2041:1990.

3.4

Sai số lấy mẫu (aliasing error)

Kết quả sai số trong phép phân tích kỹ thuật số của các tín hiệu gây ra tần số lớn nhất của tín hiệu [đo được] lớn hơn một nửa giá trị của tần suất lấy mẫu.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 5.8]

3.5

Lượng mất cân bằng (amount of unbalance)

Tích của khối lượng mất cân bằng và khoảng cách từ tâm của nó đến đường tâm của trục.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 3.3]

CHÚ THÍCH: Đôi khi thuật ngữ này được gọi là "mất cân bằng dư" (ví dụ trong ISO 1940-1). Nó được đo bằng đơn vị khối lượng x chiều dài, ví dụ gam milimét (g.mm).

3.6

Biên độ (amplitude)

Giá trị rung cực đại (peak vibration value)

Giá trị lớn nhất của rung hình sin.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 2.33]

CHÚ THÍCH: Đôi khi thuật ngữ này được gọi là vector biên độ để phân biệt nó với các nghĩa khác của thuật ngữ "biên độ", và đôi khi nó cũng được gọi là biên độ đơn, hoặc biên độ cực đại để phân biệt với biên độ kép, mà, đối với rung điều hòa đơn, giống như lượng lệch khỏi trục tổng hoặc giá trị từ đỉnh đến đỉnh. Việc sử dụng các thuật ngữ "biên độ kép" và "biên độ đơn" không được tán thành.

TCVN 7011-8:2013

3.7

Tần số góc (angular frequency)

Tần số quay (circular frequency)

Tích số của tần số của đại lượng hình sin với hệ số 2π .

[ISO 2041:1990, định nghĩa 2.30]

CHÚ THÍCH 1: Đơn vị của tần số góc tính bằng radian trên giây.

CHÚ THÍCH 2: Tần số góc hoặc vận tốc góc xuất hiện trong trường hợp tại đó bất kỳ tín hiệu rung nào (hoặc phần của một tín hiệu rung) lặp lại dạng của nó. Tần số góc được tính bằng radian trên giây và được ký hiệu là ω .

3.8

Bụng sóng (antinode)

Điểm, đường hoặc bề mặt trong một sóng dừng tại đó một số đặc tính của trường sóng có giá trị lớn nhất.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 2.47]

VÍ DỤ: Một điểm hoặc đường trên bề mặt của máy công cụ có biên độ rung (tại một tần số cụ thể) lớn hơn tại bất kỳ điểm hoặc đường lân cận nào.

3.9

Sự phản cộng hưởng (antiresonance)

Hệ thống dao động cưỡng bức trong đó bất kỳ thay đổi nào về tần số của lực kích thích tại một điểm cho trước, dù nhỏ, sẽ làm tăng đáp ứng tại điểm đó.

CHÚ THÍCH 1: Đặc tính trên xác định một đáp ứng nhỏ nhất, nhưng không nhất thiết là một đáp ứng bằng 0.

CHÚ THÍCH 2: Theo định nghĩa 2.74, ISO 2041:1990.

3.10

Lấy trung bình (averaging)

Phương pháp được chọn để xác định một giá trị đại diện đơn giản cho một bộ dữ liệu.

CHÚ THÍCH : Đối với việc phân tích sóng hình sin, lấy trung bình quy vào mức tín hiệu trung bình số học trong một nửa của sóng hình sin. Đối với việc lấy mẫu dữ liệu, có thể dùng các kỹ thuật khác nhau. Ví dụ, lấy trung bình vectơ, chỉ không tính trung bình của mức tín hiệu nhưng cũng tính đến pha của nó so với một vài tần số tham chiếu (ví dụ, tần số kích thích). Kỹ thuật này đảm bảo rằng bất kỳ thành phần tín hiệu nào không liên quan với tần số quan tâm, và dẫn đến pha không xác định cho mỗi lần lấy mẫu, nhanh chóng được làm giảm đi nhờ hủy bỏ như việc lấy trung bình. Tác dụng này làm tăng tỉ số nhiễu-ồn cũng như cung cấp một công cụ chuẩn đoán hữu ích cho việc nhận biết các nguồn rung.

3.11**Dải tần (bandwidth)**

Dải tần số (thường được tính bằng héc) mà biên độ vượt quá một mức ngưỡng cụ thể hoặc các giới hạn trong đó phổ năng lượng được xem xét.

CHÚ THÍCH : Không được nhầm lẫn thuật ngữ này với cùng thuật ngữ được sử dụng trong lý thuyết truyền thông số đối với việc biểu diễn tốc độ truyền dữ liệu tính bằng bit trên giây.

3.12**Phách (beats)**

Biến thiên tuần hoàn biên độ của một dao động do sự kết hợp của hai dao động có tần số khác nhau không đáng kể.

CHÚ THÍCH 1: Các phách xuất hiện tại tần số sai phân.

CHÚ THÍCH 2: Theo định nghĩa 2.28, ISO 2041:1990.

3.13**Phép đo dải tần rộng (broadband measurement)**

Phương pháp đo mà năng lượng rung tổng được lấy tích phân trên dải tần số quan tâm.

3.14**Khối tâm (centre of mass)**

Điểm cùng với vật thể có tính chất mà một chất điểm tương đương được đặt tại điểm này với khối lượng bằng khối lượng của hệ đã cho có mômen ban đầu đối với bất kỳ mặt phẳng nào bằng với mômen ban đầu tương ứng của hệ.

CHÚ THÍCH: Thuật ngữ này đôi khi được gọi là "tâm quán tính" và trong hầu hết các trường hợp trong thực tế nó cùng nghĩa với "trọng tâm".

[ISO 2041:1990, định nghĩa 1.31]

3.15**Tự rung (chatter)**

Các rung tương đối tái sinh được tự kích thích giữa dụng cụ cắt và chi tiết gia công trong quá trình cắt, do điều kiện gia công không cứng vững.

CHÚ THÍCH: Xem 5.4.

3.16**Hàm kết hợp (coherence function)**

Thành phần của năng lượng tổng trong một tín hiệu đáp ứng được biết với một thành phần nguồn riêng.

TCVN 7011-8:2013

3.17

Kiểu rung ghép (liên kết) (coupled modes)

Các kiểu rung không độc lập với nhau nhưng tác động lẫn nhau do sự truyền năng lượng từ dạng này sang dạng kia.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 2.53]

3.18

Cản rung tới hạn (critical damping)

<hệ thống một bậc tự do> Lượng cản nhớt tương ứng với điều kiện giới hạn giữa trạng thái chuyển tiếp có tính dao động và không có tính dao động của rung tự do.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 2.85]

3.19

Chu trình (cycle)

Dài đầy đủ các trạng thái hoặc các giá trị mà xuyên suốt nó một hiện tượng hoặc hàm số có tính chất chu kỳ kết thúc trước khi lặp lại giống hết nó.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 2.22]

3.20

Cản rung (giảm chấn) (damping)

Sự tiêu hao năng lượng theo thời gian.

CHÚ THÍCH: Theo định nghĩa 2.79, ISO 2041:1990.

3.21

Tỉ số cản rung (damping ratio)

<hệ thống với cản tuyến tính do nhớt> Tỉ số của hệ số cản rung thực với hệ số cản rung tới hạn.

CHÚ THÍCH: Theo định nghĩa 2.86, ISO 2041:1990.

3.22

Bậc tự do (degrees of freedom)

Số bậc tự do của một hệ cơ học bằng số tọa độ suy rộng độc lập nhỏ nhất được yêu cầu để xác định một cách hoàn toàn trạng thái của hệ tại thời điểm bất kỳ.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 1.26]

3.23**Hệ thống phân tán** (distributed system)**Hệ thống liên tục** (continuous system)

Hệ thống có số lượng vô hạn các trạng thái độc lập có thể có.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 1.29]

CHÚ THÍCH: Các máy công cụ thường rơi vào loại này do khối lượng cũng như độ cứng vững không được định vị tại các điểm riêng biệt mà được phân bố trên toàn bộ kết cấu.

3.24**Độ mềm dẻo động lực** (dynamic compliance)

Giá trị nghịch đảo của độ cứng vững động lực.

CHÚ THÍCH: Thuật ngữ này thường được gọi là "độ dẻo". Đơn vị điển hình là micrômét trên niuton.

3.25**Độ cứng vững động lực** (dynamic stiffness)

Tỉ số của lượng thay đổi lực với lượng thay đổi dịch chuyển trong các điều kiện động lực.

CHÚ THÍCH 1: Xem định nghĩa 1.54, ISO 2041:1990.

CHÚ THÍCH 2: Tại các tần số thấp, độ cứng vững động lực gần bằng độ cứng vững tĩnh. Tại các tần số cao, đáp ứng hướng về điểm 0 và độ cứng vững động lực hướng tới vô hạn. Tại các tần số trung gian, khi xuất hiện hiện tượng cộng hưởng, độ cứng vững động lực có thể rơi vào giá trị rất thấp. Đơn vị của độ cứng vững được tính bằng lực trên dịch chuyển, ví dụ niuton trên micrô mét.

3.26**Bộ hấp thụ rung lực** (dynamic vibration absorber)

Thiết bị dùng để giảm rung của một hệ thống chính trên một dải tần số mong muốn bằng cách chuyển năng lượng sang một hệ thống phụ cộng hưởng được điều chỉnh sao cho lực gây ra bởi hệ thống phụ ngược pha với lực tác dụng trên hệ thống chính.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 2.116]

CHÚ THÍCH: Bộ hấp thụ rung lực có thể tắt dần hoặc không tắt dần, nhưng tắt dần không phải là mục đích chính.

3.27**Phép biến đổi Fourier nhanh, FFT** (fast Fourier transform, FFT)

Phương pháp biến đổi mà thời gian tính toán của các phép nhân và phép cộng phức hợp được giảm rất nhiều.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 5.23]

CHÚ THÍCH 1: Chi tiết hơn, xem A.18 đến A.22 của ISO 2041.

TCVN 7011-8:2013

CHÚ THÍCH 2: FFT là một thuật toán cho phép thiết bị phân tích rung thực hiện tại tốc độ cao và do đó cho ra hàm số theo "thời gian thực".

3.28

Rung cưỡng bức (forced vibration)

Rung ổn định gây ra do một kích thích ổn định.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 2.16]

CHÚ THÍCH 1: Các rung chuyển tiếp không được xét đến.

CHÚ THÍCH 2: Rung (đối với các hệ thống tuyến tính) có tần số bằng tần số kích thích.

3.29

Nền móng (foundation)

Kết cấu để đỡ một hệ thống cơ khí và có thể được cố định trong một khung hoặc nó có thể chịu một chuyển động mà chuyển động này gây ra kích thích đối với hệ thống được đỡ.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 1.23]

3.30

Phân tích Fourier (Fourier analysis)

Phương pháp toán học để xác định các hệ số và các góc pha của các thành phần của chuỗi Fourier đối với một dạng sóng đã cho.

3.31

Chuỗi Fourier (Fourier series)

Chuỗi số biểu diễn các giá trị của một hàm số chu kỳ theo thứ tự của các thành phần tần số riêng rẽ có liên hệ điều hòa với nhau.

[ISO 2041:1990, định nghĩa A.18]

CHÚ THÍCH : Xem các CHÚ THÍCH trong A.18, ISO 2041:1990, đối với sự mô tả toán học.

3.32

Rung tự do (free vibration)

Rung diễn ra sau khi loại bỏ sự kích thích hoặc sự ràng buộc.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 2.17]

CHÚ THÍCH: Hệ rung tại tần số riêng của hệ.

3.33

Tần số (frequency)

Giá trị nghịch đảo của chu kỳ cơ bản, là lượng tăng nhỏ nhất của biến độc lập của một đại lượng tuần

hoàn [thời gian] để hàm số lặp lại chính nó.

CHÚ THÍCH 1: Theo định nghĩa 2.23 và 2.24, ISO 2041:1990.

CHÚ THÍCH 2: Tần số là tần suất tại đó tín hiệu rung (hoặc phần của tín hiệu rung) lặp lại dạng của nó và được tính bằng héc (Hz), là số chu trình trên giây.

3.34

Đáp ứng tần số (frequency response)

Tín hiệu ra được biểu diễn là hàm số của tần số của tín hiệu vào.

CHÚ THÍCH 1: Đối với máy công cụ, đáp ứng tần số thường được giới hạn theo biểu diễn tỉ số của dịch chuyển tương đối giữa dụng cụ cắt và chi tiết gia công (tín hiệu ra) với lực kích thích (tín hiệu vào). Xem 4.3 và qui định liên quan. Độ lớn của đáp ứng tần số là tương đương với độ mềm dẻo động lực. Tuy nhiên, đáp ứng tần số là một đại lượng phức và yêu cầu hai số để xác định nó một cách đầy đủ là: hoặc "độ lớn" và "pha", hoặc "phần thực" và "phần ảo". Trong một số tài liệu, thuật ngữ "sự thu nhận" được sử dụng cùng nghĩa với "đáp ứng".

CHÚ THÍCH 2: Đáp ứng tần số thường được đưa ra dạng đồ thị các đường cong thể hiện mối quan hệ của tín hiệu ra, và nếu có, độ lệch pha hoặc góc pha là một hàm số của tần số.

CHÚ THÍCH 3: Theo định nghĩa B.13, ISO 2041:1990.

3.35

Tần số cơ bản (fundamental frequency)

<đại lượng tuần hoàn> đại lượng nghịch đảo của chu kỳ cơ bản.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 2.25]

3.36

Điều hòa (harmonic)

<đại lượng tuần hoàn> Dạng hình sin, có tần số bằng bội số nguyên của tần số cơ bản.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 2.26]

CHÚ THÍCH 1: Thuật ngữ "sóng hài bậc cao" thường được sử dụng thay cho "điều hòa", điều hòa thứ n được gọi là sóng hài bậc cao thứ $(n-1)$.

CHÚ THÍCH 2: Ở nước Anh, sóng hài bậc cao đầu tiên và điều hòa thứ hai bằng hai lần tần số cơ bản. Ở Pháp, không có sự phân biệt giữa điều hòa và sóng hài bậc cao, và điều hòa thứ hai bằng hai lần tần số cơ bản. Thuật ngữ "sóng hài bậc cao" hiện nay không được tán thành để làm giảm sự không rõ ràng trong việc đánh số các thành phần của một đại lượng tuần hoàn.

3.37

Méo điều hòa (harmonic distortion)

<sóng tuần hoàn> lượng năng lượng rung tồn tại ở các tần số điều hòa thứ hai và tiếp theo so với năng lượng rung tổng đang có.

TCVN 7011-8:2013

3.38

Phần ảo (imaginary part)

Phần của đáp ứng tần số dịch chuyển mà pha vuông góc (lệch pha 90°) với kích thích.

CHÚ THÍCH: Đối với một hệ thống rung đơn giản, phần ảo đạt được lớn nhất tại tần số riêng không tắt dần.

3.39

Xung lực (impulse)

Tích phân theo thời gian của lực được lấy trong khoảng thời gian lực tác dụng, đối với lực không đổi, là tích của lực với thời gian lực tác dụng.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 3.6]

CHÚ THÍCH : Xung lực có thể tác động trong thời gian rất ngắn và thay đổi nhanh trong sự kiện, thường đạt được một giá trị tức thời cao. Ví dụ điển hình là va đập búa hoặc bộ phận trượt của máy được gia tốc nhanh. Xung lực được đo bằng đơn vị lực nhân với thời gian, ví dụ niuton x giây.

3.40

Giao tiếp chéo do quán tính (inertial cross-talk)

Các dịch chuyển vuông góc với phương chuyển động mong muốn, do lệch ngang giữa lực dẫn động và khối tâm, dẫn đến làm nghiêng các chuyển động khi tăng tốc và khi giảm tốc.

3.41

Dụng cụ thử dạng búa (instrumented hammer)

Búa kết hợp với một bộ chuyển đổi lực mà có khả năng truyền một đáp ứng tần số dải tần rộng của va đập khi dùng búa gõ vào kết cấu.

3.42

Hệ tuyến tính (linear system)

Hệ trong đó đáp ứng tỉ lệ với độ lớn của kích thích.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 1.21]

3.43

Độ lệch khối (mass eccentricity)

Khoảng cách giữa khối tâm của phần quay (rôto) cứng vững và đường tâm trục.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 2.11]

3.44

Độ linh động (mobility)

Tỉ số phức của vận tốc, được lấy tại một điểm trong hệ thống cơ học, với lực được lấy tại cùng điểm đó

hoặc tại điểm khác trong hệ thống, trong quá trình dao động điều hòa đơn.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 1.50]

3.45

Khối lượng modal (modal mass)

Khối lượng tương đương trong một hệ thống một bậc tự do đối với một kiểu cụ thể.

3.46

Kiểu rung (mode of vibration)

<hệ thống chịu rung> kiểu rung định rõ dạng đặc tính của các nút và bụng sóng được giả thiết bởi hệ thống trong đó chuyển động của phần tử bất kỳ, đối với một tần số cụ thể, là chuyển động điều hòa đơn (đối với các hệ thống tuyến tính) hoặc có dạng suy giảm tương ứng.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 2.48]

CHÚ THÍCH: Đối với máy công cụ, các kiểu rung riêng được mô tả bằng các chuyển động tương đối khác nhau của các bộ phận kết cấu cơ bản. Đối với một tần số cụ thể tại một thời điểm bất kỳ, khuynh hướng tức thời của các bộ phận này sẽ xác định dạng đặc tính cho tần số đó.

3.47

Sự biến điệu, biên độ và tần số (modulation, amplitude and frequency)

Sóng tuần hoàn mà biên độ và/hoặc tần số thay đổi như kết quả của tín hiệu đặt vào.

CHÚ THÍCH: Các tín hiệu được biến điệu được mô tả bằng sự hiện diện của các tần số ở dải biên.

3.48

Hệ nhiều bậc tự do (multi-degree-of-freedom system)

Hệ yêu cầu có hai hoặc nhiều hơn hai tọa độ để xác định một cách hoàn toàn trạng thái của hệ tại thời điểm bất kỳ.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 1.28]

3.49

Phép đo dải tần hẹp (narrow-band measurement)

Qui trình đo mà năng lượng rung trên một dải tần hẹp các tần số được đo.

3.50

Tần số riêng (natural frequency)

Tần số của rung tự do của hệ tuyến tính tắt dần.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 2.81]

VÍ DỤ: Tần số tại đó một kết cấu sẽ rung tự do khi tất cả các rung cưỡng bức được loại bỏ, trong thực tế nó là

TCVN 7011-8:2013

tần số riêng tắt dần. (Tần số riêng không tắt dần xuất hiện khi độ lệch pha là 90°).

3.51

Nút sóng (node)

Điểm, đường hoặc bề mặt trong một sóng dừng, ở đó một số đặc tính của trường sóng về cơ bản có biên độ bằng không.

VÍ DỤ: Một điểm hoặc đường của chuyển động nhỏ hoặc rất nhỏ giữa hai bộ phận của máy, tại thời điểm bất kỳ đã cho, điểm hoặc đường đó đang dịch chuyển theo chiều ngược lại.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 2.46]

3.52

Phi tuyến tính (non-linearity)

Tính chất của một hệ trong đó đáp ứng không tỉ lệ một cách cụ thể với độ lớn của kích thích.

CHÚ THÍCH: Các hệ thống với độ cứng vững phi tuyến tính thường được nhận biết như "sự làm cứng" hoặc "sự làm mềm".

3.53

Dao động (oscillation)

Sự biến thiên, thường theo thời gian, của độ lớn của một đại lượng theo một chuẩn qui định khi độ lớn luân phiên lớn hơn và nhỏ hơn giá trị trung bình nào đó.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 1.8]

3.54

Giá trị rung đỉnh tới đỉnh (peak-to-peak vibration value)

Hiệu đại số của các giá trị biên của rung.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 2.35]

VÍ DỤ: Dịch chuyển tổng của rung.

CHÚ THÍCH: Giá trị này bằng hai lần biên độ và đôi khi cũng được gọi là "biên độ kép". Thuật ngữ này ít dùng và làm mất đi mối liên quan của nó đối với vận tốc và gia tốc của các tín hiệu rung.

3.55

Chu kỳ (period)

Chu kỳ cơ bản (fundamental period)

Lượng tăng nhỏ nhất của biến độc lập của một đại lượng tuần hoàn mà với lượng tăng đó hàm lặp lại chính nó.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 2.23]

3.56**Lực tuần hoàn** (periodic force)**Chuyển động tuần hoàn** (periodic motion)

Đại lượng tuần hoàn, các giá trị của nó lặp lại theo các lượng tăng bằng nhau của biến độc lập (thời gian)

[ISO 2041:1990, định nghĩa 2.2]

VÍ DỤ: Lực kích thích hoặc chuyển động kích thích lặp lại dạng sóng của nó tại một tốc độ đều đặn.

CHÚ THÍCH: Dạng sóng không nhất thiết phải có dạng hình sin; lực hoặc chuyển động được mô tả bằng các thành phần tần số của nó.

3.57**Pha** (phase)**Góc pha** (phase angle)

Phần phân số của một chu kỳ qua đó một rung hình sin vượt qua như được đo từ một giá trị của biến độc lập như một chuẩn.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 2.31]

VÍ DỤ: Độ trễ góc giữa hai tín hiệu rung tương tự khác nhau.

CHÚ THÍCH: Độ trễ này có thể tính bằng độ trong giới hạn của chu kỳ rung (được tính tổng là 360°) hoặc bằng radian. Do đó, hai rung dịch chuyển theo hai chiều ngược nhau tại cùng một thời điểm lệch pha nhau là 180° hoặc π radian.

3.58**Phổ năng lượng** (power spectrum)

Phổ của các giá trị mật độ phổ bình phương trung bình.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 5.2]

3.59**Hệ số, Q** (Q factor)

Đại lượng đo độ nét của cộng hưởng của hệ dao động cộng hưởng có một bậc tự do.

CHÚ THÍCH 1: Hệ số Q đôi khi được gọi là hệ số khuếch đại. nó bằng một nửa giá trị nghịch đảo của tỉ số cản rung. Xem 4.3.3 và công thức (19).

CHÚ THÍCH 2: Theo định nghĩa 2.89, ISO 2041:1990.

TCVN 7011-8:2013

3.60

Phần thực (real part)

Phần của đáp ứng tần số dịch chuyển cùng pha với sự kích thích.

CHÚ THÍCH: Đối với một hệ rung đơn giản, phần thực chỉ đạt tới một giá trị dương lớn nhất trước khi cộng hưởng và một giá trị âm lớn nhất sau khi cộng hưởng. Tại tần số riêng không tắt dần, nó bằng không. Đối với một số kiểu máy, độ lớn của giá trị âm lớn nhất cung cấp một giá trị đo của độ không ổn định tiềm ẩn của máy tại tần số đó.

3.61

Rung tái sinh (regenerative vibration)

Rung được duy trì liên tục nhờ cộng hưởng và lấy năng lượng của nó nhờ sự hồi tiếp từ một quá trình đang diễn ra.

VÍ DỤ: Tự rung của máy công cụ.

3.62

Rung tương đối (relative vibration)

Giá trị rung được đo giữa hai vị trí (ví dụ, dụng cụ cắt và chi tiết gia công) bằng cách sử dụng một bộ chuyển đổi thích hợp gắn qua một bộ phận có thể chuyển động được tới cả hai vị trí đó.

3.63

Cộng hưởng (resonance)

<hệ trong dao động cưỡng bức> Bất kỳ thay đổi nào, dù là nhỏ, của tần số cưỡng bức dẫn đến sự tăng đáp ứng của hệ.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 2.72]

CHÚ THÍCH: Điều kiện để cộng hưởng xảy ra là tần số của rung cưỡng bức gần bằng với tần số riêng của kết cấu.

3.64

Tần số cộng hưởng (resonance frequency)

Tần số tại đó xảy ra cộng hưởng.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 2.73]

CHÚ THÍCH 1: Để có thêm thông tin, xem 4.3; đối với các định nghĩa mở rộng, xem 2.73, các CHÚ THÍCH 2 và 3, và Bảng 2 của ISO 2041:1990.

CHÚ THÍCH 2: Thuật ngữ "resonant frequency" được sử dụng phổ biến nhưng về mặt cú pháp không chính xác bằng "resonance frequency".

3.65**Giá trị rms** (rms value)**Giá trị quân phương** (root-mean-square value)

<hàm đơn trị> Căn bậc hai của giá trị trung bình của các giá trị bình phương của hàm trên một khoảng (đã cho).

[ISO 2041:1990, định nghĩa A.37]

CHÚ THÍCH: Đây là một cách lấy trung bình toán học năng lượng của một tín hiệu rung và thường được sử dụng khi dạng sóng của tín hiệu lệch khỏi dạng sóng hình sin. Xem Phụ lục B.

3.66**Lấy mẫu** (sampling)

Việc nhận được các giá trị của một hàm đối với các giá trị riêng biệt cách đều nhau hoặc không cách đều nhau từ miền xác định của nó.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 5.14]

3.67**Tần suất lấy mẫu** (sampling frequency)

Số lượng mẫu được lấy trong một giây.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 5.15]

3.68**Khoảng lấy mẫu** (sampling interval)

Khoảng thời gian giữa hai lần lấy mẫu.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 5.16]

3.69**Tín hiệu** (signal)**Tín hiệu rung** (vibration signal)

Sự biến thiên nhiều động của một đại lượng vật lý được sử dụng để truyền thông tin.

[ISO 2041:1990, định nghĩa B.1]

VÍ DỤ: Một thay đổi của điện áp thu được như là một sự tương tự của rung cơ học bằng bộ chuyển đổi. Điện áp có thể tỉ lệ với dịch chuyển, vận tốc hoặc gia tốc của rung cơ học hoặc mức lực tức thời, theo kiểu của bộ chuyển đổi được sử dụng và bất kỳ quy trình tiếp theo nào.

TCVN 7011-8:2013

3.70

Rung điều hòa đơn, rung hình sin (simple harmonic vibration, sinusoidal vibration)

Rung tuần hoàn có dạng một hàm số sin theo biến độc lập.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 2.3]

CHÚ THÍCH: Một rung tuần hoàn bao gồm tổng của nhiều hơn một hàm sin, mỗi hàm có một tần số bằng bội số của tần số cơ bản, thường được gọi là rung phức tạp hoặc rung đa hình sin.

3.71

Hệ một bậc tự do (single-degree-of-freedom system)

Hệ yêu cầu có một tọa độ để xác định một cách hoàn toàn trạng thái của hệ tại thời điểm bất kỳ.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 1.27]

VÍ DỤ: Một hệ dao động cơ bản lý tưởng gồm có một khối lượng đơn, lò xo và bộ cản rung.

CHÚ THÍCH: Một biểu diễn của hệ này được thể hiện trên Hình 2 và đặc tính đáp ứng của nó được thể hiện trên Hình 4.

3.72

Phổ (spectrum)

Sự mô tả một đại lượng như một hàm của tần số hoặc chiều dài bước sóng.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 1.56]

3.73

Sóng dừng (standing wave)

Sóng tuần hoàn có sự phân bố biên độ cố định trong không gian, nghĩa là, kết quả của sự giao thoa của các sóng lan truyền cùng loại và cùng tần số.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 2.66]

CHÚ THÍCH 1: Sóng dừng có thể được xem là kết quả của sự chồng chất của các sóng lan truyền đối nhau cùng loại và cùng tần số.

CHÚ THÍCH 2: Sóng dừng được mô tả bằng các nút và các bụng sóng có vị trí cố định.

3.74

Rung ổn định (steady-state vibration)

Rung ổn định tồn tại nếu rung là một rung tuần hoàn tiếp diễn.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 2.14]

3.75**Bộ chuyển đổi** (transducer)

Thiết bị được thiết kế để nhận năng lượng từ một hệ và cung cấp năng lượng, cùng loại hoặc khác loại, cho hệ khác theo cách mà các đặc tính mong muốn của năng lượng đầu vào xuất hiện tại đầu ra.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 4.1]

CHÚ THÍCH : Bộ chuyển đổi tạo ra tín hiệu điện tương tự với đặc tính dịch chuyển, vận tốc hoặc gia tốc của rung được đo.

3.76**Hàm truyền** (transfer function)

Hệ thức toán học giữa đầu ra (hoặc đáp ứng) và đầu vào (hoặc kích thích) của hệ.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 1.37]

CHÚ THÍCH : Nó thường được cho dưới dạng hàm của tần số và thường là một hàm phức.

3.77**Rung chuyển tiếp** (transient vibration)

Chuyển động rung của hệ khác với giai đoạn ổn định hoặc ngẫu nhiên.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 2.15]

3.78**Khả năng truyền** (transmissibility)

Tỉ số không có thứ nguyên của biên độ đáp ứng của một hệ rung cưỡng bức ổn định với biên độ kích thích. Tỉ số này có thể là tỉ số của các lực, các dịch chuyển, các vận tốc hoặc các gia tốc.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 1.18]

3.79**Sự mất cân bằng** (unbalance)

Trạng thái tồn tại ở phần quay (rô to) khi lực rung hoặc chuyển động rung truyền đến các ổ trục của nó như một kết quả của các lực li tâm.

[ISO 1925:2001, định nghĩa 3.1]

CHÚ THÍCH 1: Trạng thái hình học của chi tiết quay xuất hiện khi khối tâm lệch khỏi tâm quay. Điều này sinh ra rung cưỡng bức tỉ lệ với lượng mất cân bằng và bình phương của vận tốc quay.

CHÚ THÍCH 2: Xem ISO 1940-1.

TCVN 7011-8:2013

3.80

Khối lượng mất cân bằng (unbalance mass)

Khối lượng mà tâm của nó ở một khoảng cách so với tâm trục.

[ISO 1925:2001, định nghĩa 3.2]

3.81

Rung (vibration)

Thay đổi độ lớn của một đại lượng theo thời gian, nó là sự miêu tả của chuyển động hoặc vị trí của một hệ cơ học, khi độ lớn luân phiên lớn hơn và nhỏ hơn giá trị trung bình hoặc giá trị chuẩn nào đó.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 2.1]

VÍ DỤ: Chuyển động tuần hoàn tương đối giữa dụng cụ cắt và chi tiết gia công là nguyên nhân dẫn đến nhiễu loạn cơ học. Tại thời điểm bất kỳ chuyển động này có thể được xác định bằng các phép đo dịch chuyển, vận tốc hoặc gia tốc. Độ lớn ổn định của rung có thể được định nghĩa bằng giá trị lớn nhất hoặc giá trị rms của các đại lượng này. Nó có thể được mô tả thêm bằng tần số của nó.

CHÚ THÍCH 1: Trong thuật ngữ rung, thuật ngữ "mức", nghĩa là mức rung, đôi khi có thể được sử dụng để biểu thị biên độ, giá trị trung bình, giá trị rms, hoặc tỉ số của các giá trị này. Các cách sử dụng này không được tán thành.

CHÚ THÍCH 2: Để sử dụng chính xác thuật ngữ "mức" trong nghĩa lôgarit, xem 1.57, ISO 2041:1990.

CHÚ THÍCH 3: Xem Bảng A.1.

3.82

Cản nhớt (viscous damping)

Cản nhớt tuyến tính (linear viscous damping)

Sự tiêu hao năng lượng, xảy ra khi một phần tử hoặc bộ phận của hệ rung bị cản bởi một lực mà độ lớn của nó tỉ lệ với vận tốc của phần tử đó và có chiều ngược với chiều của vận tốc.

[ISO 2041:1990, định nghĩa 2.81]

3.83

Dạng sóng (waveform)

Dạng đặc tính của một chu kỳ của tín hiệu rung.

CHÚ THÍCH : Một rung hình sin (giống một sóng hình sin) được mô tả bởi một tần số đơn. Tất cả các dạng sóng lặp lại khác chứa hỗn hợp của các điều hòa hoặc bội số nguyên của tần số "cơ bản" hoặc cơ sở.

4 Cơ sở lý thuyết cho thuộc tính động lực của máy công cụ

Điều này trình bày các qui tắc cơ bản của lý thuyết rung liên quan đến động lực học máy công cụ. Không dành cho các chuyên gia, một bản mô tả đơn giản hóa được đưa ra trong đó nhiều khái niệm

được giải thích chỉ dựa vào một chút toán học. Mục đích là để trang bị cho kỹ sư trong thực tế đủ thông tin để có khả năng hiểu và đánh giá các vấn đề rung, và để thực hiện các phép kiểm cơ bản được mô tả ở Điều 7 và 8. Trong đó cần thiết khảo sát nhiều hơn các khía cạnh khó về mặt kỹ thuật của đối tượng này, bao gồm công thức toán học, tài liệu liên quan được trình bày trong một loạt các "Khung kỹ thuật" riêng biệt. Các khung này có thể được bỏ qua một cách thận trọng bởi người sử dụng chỉ yêu cầu một khái quát chung. Trong một số trường hợp, nó có khả năng đề cập tới chủ đề nào đó một cách khá ngắn gọn. Người sử dụng quan tâm nên tiếp tục xem thêm các chủ đề đó qua các tài liệu tham khảo trong Thư mục tài liệu tham khảo.

CHÚ THÍCH: Phụ lục C trình bày bản tóm tắt ngắn gọn nội dung chính của Điều này.

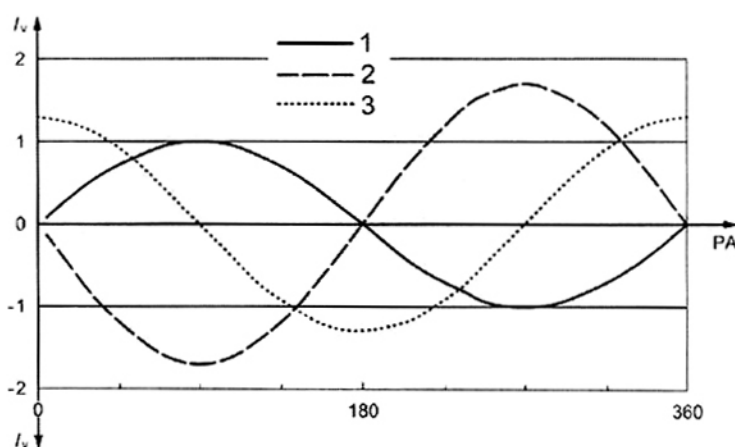
4.1 Bản chất của rung: các khái niệm cơ bản

Rung là một dao động vật lý của kết cấu máy gây ra bởi lực kích thích động, tác động đối với các tính chất vật lý của máy là khối lượng, độ cứng vững và độ cản rung (xem 3.81).

4.1.1 Dịch chuyển, vận tốc và gia tốc của chuyển động điều hòa đơn (SHM)

Đơn giản nhất, dao động có dạng một sóng hình sin thay đổi theo thời gian, cũng được gọi là chuyển động điều hòa đơn (SHM). Chuyển động được đặc trưng hóa bởi các giá trị tức thời thay đổi liên tục về dịch chuyển, vận tốc và gia tốc, mỗi đại lượng này có dạng sóng hình sin – xem Hình 1. Rung điều hòa có thể được đánh giá bằng đại lượng căn bậc hai trung bình lớn nhất (rms)²⁾, hoặc các giá trị tức thời của bất kỳ các đại lượng này. Nếu không có qui định khác, một giá trị cho dịch chuyển, vận tốc hoặc gia tốc thường được lấy trung bình giá trị lớn nhất (hoặc biên độ) trong một chu kỳ hoặc giá trị ổn định (tĩnh).

²⁾ Không nên nhầm lẫn giá trị rms với giá trị trung bình, giá trị trung bình về cơ bản bằng 0 trong cả một chu kỳ.

**CHÚ DẪN:**

PA Độ trễ thời gian được biểu diễn là góc pha, tính bằng độ

I_v Giá trị tức thời của các dạng sóng (đơn vị bất kỳ)

1 Dịch chuyển

2 Gia tốc

3 Vận tốc

Hình 1 – Các góc pha tương đối của dịch chuyển, vận tốc và gia tốc của chuyển động điều hòa đơn

Trục hoành của Hình 1 thể hiện độ trễ thời gian, t_{del} , dưới dạng phân số của chu kỳ hoặc thời gian chu trình, T . Ở đây nó được thể hiện là một góc pha, tính bằng độ, để nhấn mạnh đến nguồn gốc lượng giác của hàm sóng, với 360° thể hiện một vòng hoặc chu trình đầy đủ và góc pha bằng $360 \times t_{del}/T$. Điều này là quan trọng để hiểu được mối quan hệ giữa độ trễ thời gian và pha tương đối tồn tại giữa các sóng thể hiện gia tốc, vận tốc và dịch chuyển. Từ Hình 1 có thể thấy rằng vận tốc “sớm hơn” dịch chuyển một phần tư chu kỳ hoặc 90° , và gia tốc sớm hơn một phần tư chu kỳ, tức là với “góc pha” 180° so với dịch chuyển.

Các biên độ tương đối của các đại lượng này có liên quan với nhau về mặt toán học, nhưng không cần thiết phải thể hiện như trên Hình 1 vì mối quan hệ đó phụ thuộc vào tần số rung cụ thể.

4.1.2 Tần số

Tần số, f , là giá trị nghịch đảo của chu kỳ, T , của dạng sóng, tương ứng với một góc pha 360° trên Hình 1. Tần số, được biểu thị bằng s^{-1} , được tính bằng Hz, trong đó $1 \text{ Hz} = 1 \text{ chu trình/giây}$, mặc dù trong nhiều công thức, thuận tiện hơn nếu thay thế tần số tính bằng Hz bằng tần số góc (hoặc “pulsatance”³⁾) tính bằng rad/s. [Chú ý rằng f thường được sử dụng cho tần số tính bằng Hz, và ω cho

³⁾ Thuật ngữ ít dùng

tần số góc tính bằng rad/s, trong đó $f = \omega / 2\pi$ rad/s] Đối với biên độ dịch chuyển không đổi, vận tốc tăng cùng với tần số, và gia tốc tăng theo bình phương của tần số - xem các công thức (1), (2) và (3). (Cũng xem Phụ lục B để có thêm thông tin về chủ đề này).

Dịch chuyển, vận tốc và gia tốc tức thời của SHM liên hệ với nhau như sau:

$$\text{Dịch chuyển} = x = x_0 \times \sin \omega t \quad (1)$$

$$\text{Vận tốc} = \dot{x} = \frac{dx}{dt} = x_0 \omega \times \cos \omega t \quad (2)$$

$$\text{Gia tốc} = \ddot{x} = \frac{d^2x}{dt^2} = -x_0 \omega^2 \times \sin \omega t \quad (3)$$

Trong đó

x_0 là biên độ dịch chuyển ban đầu (lớn nhất);

ω là tần số góc;

t là thời gian.

Khung kỹ thuật 1 – Công thức cho các giá trị tuyệt đối của dịch chuyển, vận tốc và gia tốc của chuyển động điều hòa đơn

4.1.3 Kích thích; các hàm truyền

Sự kích thích của rung có thể phát sinh một cách động học từ các cơ cấu cơ bản được yêu cầu để thực hiện chức năng của máy, hoặc được sinh ra do quá trình cắt (sự tương tác giữa dụng cụ cắt và chi tiết gia công), hoặc được truyền qua nền từ một số nguồn bên ngoài. Hơn nữa, đối với mục đích cụ thể của việc kiểm máy, kích thích có thể được tạo ra nhờ một bộ kích thích nhân tạo. Các loại nguồn rung khác nhau có thể gặp đối với máy công cụ được đề cập trong Điều 5, còn kích thích nhân tạo được nêu trong Điều 8. Trong từng trường hợp, rung được khởi đầu thông qua lực dao động, F . Tuy nhiên, dạng sóng của lực này sẽ không nhất thiết phù hợp với chuyển động điều hòa đơn lý tưởng được mô tả trong 4.1.1 và thể hiện trên Hình 1. Nó có thể có dạng của một "xung", một "hàm bậc thang (hàm bước nhảy)" hoặc một sự kết hợp phức tạp của các dạng này – và, trong trường hợp đặc biệt, thậm chí nó có thể là một lực không thay đổi (nghĩa là "tĩnh").

Mối quan hệ giữa kết quả rung (biên độ dịch chuyển, x) và lực đặt vào, F , (về tần số) thường được gọi là hàm truyền của hệ, và thường được biểu thị bằng ký hiệu G , trong đó $G = x / F$. Có thể có nhiều hàm truyền riêng biệt được xác định bằng cách so sánh các đầu vào và đầu ra.

4.1.4 Năng lượng và động lượng

Bất kỳ hệ cơ học rung nào sẽ kết hợp cả năng lượng và động lượng, sự bảo toàn của chúng là các định luật cơ bản của cơ học.

"Bảo toàn động lượng" có nghĩa là một hệ rung luôn luôn có động lượng bằng và ngược với động lượng của bề mặt mà nó đang đặt trên, hoặc khung mà nó được gắn vào: hệ không thể rung ở trạng thái cô lập. Một khối nhỏ (ví dụ một máy) rung với một biên độ dịch chuyển lớn (và do đó vận tốc lớn) có thể đặt trên một khối lớn (ví dụ nền) với dịch chuyển nhỏ (và do đó vận tốc nhỏ). Tuy nhiên, hai

TCVN 7011-8:2013

động lượng phải luôn luôn cân bằng: chúng luôn luôn bằng và ngược nhau. Động lượng bằng tích của khối lượng với vận tốc, nên đối với các hệ rung, động lượng tỉ lệ với tích của khối lượng nhân với dịch chuyển nhân với tần số.

Bảo toàn năng lượng cũng có hàm ý tương tự, mặc dù năng lượng có thể được chuyển thành các dạng khác nhau. Trong mỗi chu trình, động năng (lớn nhất tại vị trí giữa hành trình) liên tục được biến đổi thành thế năng (lớn nhất tại các biên của hành trình) và ngược lại. Một hệ rung tự do sẽ tắt dần (do ma sát) bởi tiêu hao một cách từ từ động năng của nó thành nhiệt (nghĩa là chuyển động của các phân tử). Trong trường hợp rung cưỡng bức, năng lượng bị tiêu hao liên tục được bù lại và do đó nó thích hợp hơn để tính toán năng lượng của hệ rung, nghĩa là tỉ lệ tại đó năng lượng đang được cung cấp.

4.2 Các hệ một bậc tự do

Việc nghiên cứu động lực học máy công cụ đòi hỏi sự hiểu biết về một vài khái niệm cơ bản, nó có thể được minh họa tốt nhất bằng việc xem xét một hệ một bậc tự do.

4.2.1 Mô hình một bậc tự do

Một hệ như vậy được thể hiện trên Hình 2 và gồm có một khối lượng (m) được đỡ bằng một lò xo (k) và bộ cản rung (c). Hệ được gọi là hệ một bậc tự do vì chỉ có thể rung theo một đường (nghĩa là lên và xuống như trên hình vẽ) và bởi vì, về mặt toán học, hệ chỉ có một biến độc lập: độ dịch chuyển (x) của khối lượng. [Vận tốc (\dot{x}) và gia tốc (\ddot{x}) là bắt nguồn từ dịch chuyển này (xem khung kỹ thuật 1) và do đó không phải là các biến độc lập].

Trên Hình 2, một lực kích thích (xem 4.1.3) được thể hiện đang tác dụng vào mô hình này ở phía trên (nghĩa là qua khối lượng). Đáp ứng của hệ đối với lực kích thích này (F) là độ dịch chuyển (x) của khối lượng.

Các đặc tính sau được gán cho các thành phần "được lý tưởng hóa" của mô hình này.

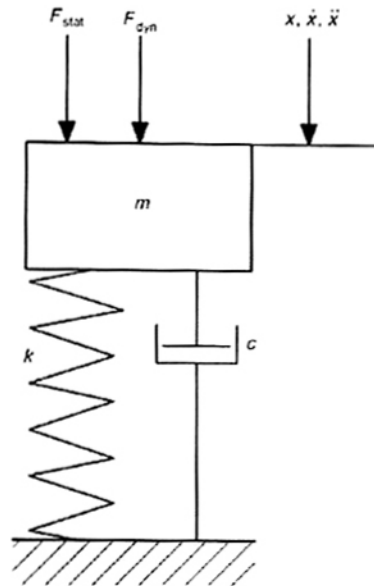
Lò xo "không có khối lượng" chỉ chịu biến dạng kéo hoặc nén, và chống lại lực tác dụng bởi độ cứng của nó (k). Khi lò xo tại biến dạng lớn nhất⁴⁾ hướng xuống (nghĩa là nén lớn nhất), nó tác động lại một lực, $K = -kx$, hướng lên – xem Công thức (7). Vì biến dạng của lò xo tỉ lệ thuận với lực tác dụng, điều này đảm bảo rằng mô hình này phù hợp với một hệ tuyến tính.

Khối lượng (m), chỉ kháng lại sự gia tốc và chống lại lực tác dụng bởi quán tính của nó – xem Công thức (5). Gia tốc lớn nhất hướng lên xảy ra tại vị trí thấp nhất của hành trình (xem Hình 2), khi đó gia tốc tác động lại với lực quán tính lớn nhất của nó (M) hướng xuống. Gia tốc, và do đó lực quán tính (M), sẽ tăng từ giá trị bằng 0 theo bình phương của tần số. Xem Công thức (3).

Bộ cản rung, với hệ số cản (c), có tính cản nhớt và chỉ kháng lại vận tốc; nó chống lại lực tác dụng bởi vận tốc của nó. Vận tốc lớn nhất xuất hiện tại vị trí giữa của hành trình tại đó bộ cản rung tác động lại với lực cản lớn nhất của nó (C) – xem Công thức (6). Do đó lực này sẽ sớm pha hơn dịch chuyển lớn

⁴⁾ Trong tiêu chuẩn này, thuật ngữ "lớn nhất" định nghĩa giá trị lớn nhất trong một chu kỳ tại một tần số góc, nghĩa là "biên độ dịch chuyển" của nó.

nhất 90° và tăng tỉ lệ thuận với tần số. (Một bộ cản rung nhớt được sử dụng trong mô hình này vì nó đơn giản nhất cho mục đích này. Nó cũng cấu thành vào hệ tuyến tính này vì phản lực của nó tỉ lệ thuận với vận tốc). Các loại cản khác được đề cập trong 4.7.4



CHÚ DẪN:

- F_{dyn} Lực kích thích
 F_{stat} Lực tĩnh tác dụng trước
 x Đáp ứng
 m Khối lượng
 k Lò xo
 c Bộ cản rung

Hình 2 – Hệ một bậc tự do cơ bản

Đối với kích thích điều hòa đơn giản, giá trị tức thời, F , của lực kích thích được cho bởi

$$F = F_0 \sin \omega t \quad (4)$$

Trong đó F_0 là biên độ lực động tác dụng, và ω là tần số góc tính bằng rad/s.

Các phản lực được phát triển bởi các thành phần của mô hình một bậc tự do là:

$$\text{Lực quán tính } M = -m\ddot{x} \quad (5)$$

$$\text{Lực cản rung } C = -c\dot{x} \quad (6)$$

$$\text{Lực lò xo } K = -kx \quad (7)$$

Khung kỹ thuật 2 – Công thức cho các lực kích thích và phản lực

TCVN 7011-8:2013

Đầu tiên xem xét trường hợp tác dụng của lực tĩnh (F_0). Dịch chuyển (x) của khối lượng cùng chiều với lực tác dụng và được cân bằng bởi lực lò xo (kx). Do đó, không có vận tốc hoặc gia tốc. Hàm truyền của hệ tĩnh này đơn giản là "độ mềm tĩnh" (x/F) của lò xo, giá trị này là nghịch đảo của "độ cứng tĩnh" của nó.

Bây giờ xem xét trường hợp tác dụng của lực kích thích điều hòa đơn giản (F) với tần số điều khiển được được đặt vào khối lượng như đã thể hiện. Sau khi nhiễu loạn ban đầu được ổn định (xem 4.5.5), hệ sẽ đạt trạng thái rung ổn định khi đó nó sinh ra phản lực bằng và ngược với lực kích thích được đặt vào – xem Công thức (4). Điều này mở đầu cho khái niệm độ cứng vững động lực.

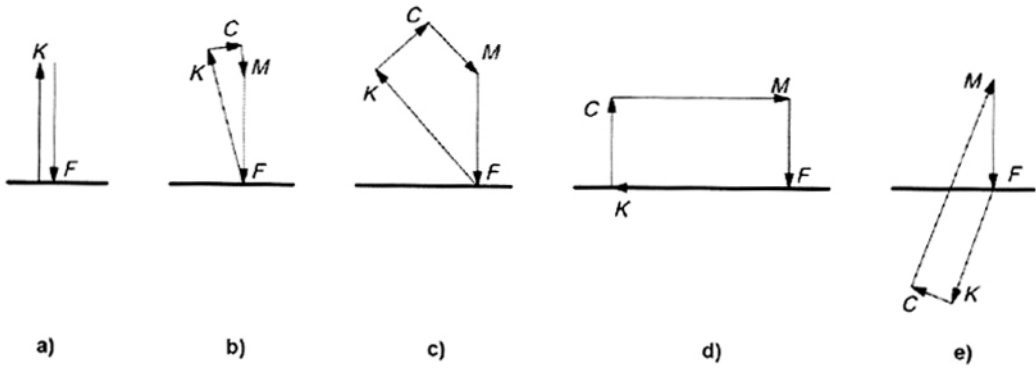
4.2.2 Độ cứng vững động lực

Độ cứng vững tĩnh của một kết cấu được định nghĩa là tỉ số của lực tác dụng (tĩnh), F_0 , với dịch chuyển do lực gây ra. Tương tự, độ cứng vững động lực có thể được định nghĩa là tỉ số của biên độ lực kích thích, F , với biên độ dịch chuyển rung (x). Độ cứng vững động lực thay đổi theo tần số: tại các tần số thấp, nó gần bằng với độ cứng vững tĩnh với một lượng dịch chuyển tương tự; tại các tần số rất cao, độ cứng vững động lực cũng rất lớn nhưng với dịch chuyển rất nhỏ vì khối lượng đơn giản không thể theo kịp dao động của lực. Nằm giữa hai giới hạn biên này, độ cứng vững động lực có thể đạt tới các giá trị tối thiểu khá thấp và cho phép các biên độ dịch chuyển lớn không chấp nhận được tích lũy lại. Các giá trị độ cứng vững tối thiểu như vậy được biết đến như là "các cộng hưởng" và sẽ được khảo sát một cách ngắn gọn. Thay đổi tổng thể của độ cứng vững động lực⁵⁾ theo tần số có thể được trình bày theo một số cách, sau đây một số cách sẽ được nghiên cứu.

4.2.3 Biểu diễn vectơ và sự giải thích theo vật lý học

Hiện thị của dạng sóng được thể hiện trên Hình 1 được gọi là một hiện thị "miền thời gian" (vì trục nằm ngang biểu diễn thời gian). Tuy nhiên, hiện thị này không giúp nhiều trong việc giải thích hệ vận hành như thế nào tại các tần số khác nhau. Một cách thực hiện việc này là khảo sát các vectơ lực được sinh ra trên mô hình thể hiện trên Hình 2. Với lực kích thích được giữ không đổi, biên độ dịch chuyển tổng hợp là số chỉ của độ mềm dẻo động lực, tức là nghịch đảo của độ cứng vững động lực. (Ngược lại, nếu độ lớn của lực kích thích được điều chỉnh liên tục để giữ biên độ dịch chuyển không đổi, thì mức độ lực tác dụng sẽ là số chỉ của độ cứng vững động lực).

⁵⁾ Việc sử dụng thuật ngữ "độ cứng vững động lực" không có tần số nói rõ thường được lấy theo nghĩa là độ cứng vững động lực nhỏ nhất, nghĩa là tại cộng hưởng.



Hình 3 – Hợp đồ vectơ cho các lực quán tính, lực lò xo và lực cản rung trong không gian pha liên quan tới lực dẫn động

Trong một loạt các hợp đồ vectơ, Hình 3 thể hiện các phản lực của quán tính (M), tính đàn hồi (K) và tính cản rung phát triển theo tần số tăng dần của lực kích thích (F). Lực kích thích có độ lớn không đổi và luôn luôn cân bằng với vectơ phản lực tổng hợp bằng việc tạo thành đầy đủ đa giác lực. Trong mỗi hợp đồ này, F được thể hiện chỉ hướng xuống. Đây là một cách biểu diễn qui ước tùy ý chỉ tại một thời điểm cụ thể trong chu kỳ. (Tất cả các vectơ nên được dự tính quay với tốc độ ω rad/s sao cho sau một nửa chu kỳ, vectơ này sẽ hướng lên).

Do đó các vectơ lực M , K , C và F biểu diễn các giá trị lớn nhất (tức là “biên độ”) mà mối quan hệ về pha của chúng theo thời gian được biểu diễn bằng góc hình học giữa chúng được thể hiện trên các hợp đồ. Cần hiểu một cách rõ ràng rằng các vectơ này là các biểu diễn trong “không gian pha” và không được hiểu là tồn tại trong “không gian hình học” thông thường. Các lực thực, ngược với các vectơ, không chỉ theo một chiều: chúng là hai chiều, nén hoặc kéo.

Hình 3a) thể hiện trạng thái chịu lực tĩnh (xem 4.2.1) với vectơ lực lò xo, K (hướng lên), cân bằng với vectơ lực tác dụng, F (hướng xuống). Đây cũng là trạng thái chung đối với các tần số thấp, khi đó độ mềm dẻo động lực gần như giống với độ mềm dẻo tĩnh. Biên độ dịch chuyển rung tỉ lệ với lực kích thích, và vì vậy khối lượng chuyển động qua lại cùng pha với lực. Cần nhớ rằng, trong mỗi trường hợp, dịch chuyển (x) của khối lượng luôn luôn theo chiều ngược với vectơ lực lò xo, K .

Hình 3 b) thể hiện rằng, với tần số tăng lên một chút, các vectơ K và M bắt đầu tăng lên nhưng tác động theo các chiều ngược nhau, chúng hướng tới triệt tiêu nhau theo chiều ngược với vectơ lực tác dụng, F . Lực cản rung tăng dần, tạo với lực lò xo 90° , tạo ra một chênh lệch về góc pha giữa các vectơ của lực lò xo, K , và lực tác dụng, F .

Hình 3 c) thể hiện rằng, khi tần số tăng, các vectơ thành phần sẽ tăng thêm nữa, phù hợp với sự tăng của M và C . Chú ý rằng, do C tăng, bởi vậy góc pha giữa K và F (theo chiều kim đồng hồ), cho biết độ trễ thời gian đang tăng lên giữa lực kích thích, F , và dịch chuyển (tổng hợp). Cũng chú ý rằng các góc pha tương đối giữa M , K và C là không thay đổi.

TCVN 7011-8:2013

Hình 3 d) thể hiện thời điểm đạt được tại đó lực quán tính, M , là đủ lớn để triệt tiêu hoàn toàn lực lò xo, K . Lúc này, lực F chỉ bị cản bởi lực cản rung, C , và, khi lực này nhỏ, biên độ dịch chuyển có thể đạt tới giá trị rất lớn⁶⁾. Nếu không có lực cản rung, sẽ không yêu cầu lực F nữa và do đó độ cứng vững động lực sẽ bằng không. Khi bị làm nhiễu loạn, về lý thuyết hệ này tự nó sẽ tiếp tục dao động một cách bất định. Tần số tại đó điều này xảy ra là một khái niệm chính của lý thuyết rung và được biết đến là tần số riêng (đúng ra là tần số riêng không tắt dần). Tần số này chỉ phụ thuộc vào tỉ số của hằng số đàn hồi và khối lượng – xem Công thức (10). Thuật ngữ cộng hưởng đúng ra là chỉ tần số của độ mềm dẻo lớn nhất, nó nhỏ hơn rất nhiều so với tần số riêng (xem 4.3.3). Trong thực tế, cản rung có thể không bao giờ thực sự bằng không.

Đối với các kết cấu máy công cụ, cản rung thường hơi nhỏ, độ mềm dẻo động lực khi cộng hưởng có thể lớn hơn nhiều lần độ mềm dẻo tĩnh và có thể dẫn đến làm tăng các biên độ rung đến giá trị nguy hại.

Hình 3e) thể hiện trạng thái vượt quá cộng hưởng tại đó tần số cao của vectơ lực tác dụng, F , là nguyên nhân gây ra các vectơ lực khác quay lại (trong mặt phẳng pha). Do tần số vẫn tăng, nên góc pha bắt đầu đạt tới 180° . Vì lý do này, nên lúc này lực F chủ yếu bị cản bởi lực M với kết quả là biên độ dịch chuyển giảm và, dẫn đến giảm các lực M , K và C . Cuối cùng, tại các tần số rất cao, gần như tất cả chuyển động dừng lại, với K và C giảm xuống gần như bằng 0, và M cân bằng với F tại 180° .

CHÚ THÍCH: Với cản rung bằng 0, K sẽ luôn luôn hướng thẳng lên đối với các Hình 3 a) đến 3 c) và hướng thẳng xuống đối với Hình 3 e). Đối với Hình 3 d), không xác định được K .

Thuộc tính đáp ứng có thể được tóm tắt khá đơn giản. Đối với các tần số nhỏ hơn tần số cộng hưởng, chuyển động được điều khiển bởi độ cứng vững của hệ. Xung quanh cộng hưởng, chuyển động được giới hạn bởi sự cản rung, và trên tần số cộng hưởng, chuyển động được giới hạn bởi quán tính của khối lượng.

Do đó độ lớn và chiều của vectơ lực lò xo, K , thể hiện độ mềm dẻo động lực⁷⁾ của hệ thay đổi theo sự thay đổi của tần số. Sự biểu diễn bằng hình vẽ của các vectơ cho trên Hình 3 có thể được phát triển hơn nữa thành biểu diễn bằng đồ thị hình học trong mặt phẳng pha, như được thể hiện ở 4.4.4.

4.3 Các xem xét về toán học

4.3.1 Phương trình chuyển động; các đại lượng không thứ nguyên

Các công thức mô tả chuyển động của hệ được trình bày trong các Khung kỹ thuật 3 và 4. Khung kỹ thuật 3 minh họa trường hợp riêng khi không có rung cưỡng bức, nhưng khi đó khối lượng được kích thích ban đầu tại thời điểm "gốc 0" và sau đó được thả ra. Từ đó nhận được công thức đối với các tần số riêng, cho cả tắt dần và không tắt dần.

⁶⁾ Một cách chặt chẽ, khi có cản, giá trị lớn nhất không trùng với tần số riêng.

⁷⁾ Thuật ngữ "độ linh động" thường được sử dụng cùng nghĩa với "độ mềm dẻo".

Phương trình chuyển động cho hệ một bậc tự do thể hiện trên Hình 2 không có kích thích cưỡng bức được cho bởi:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (8)$$

Với khối lượng, m , hệ số cản rung, c , và độ cứng, k . Nghiệm của phương trình này được cho bởi:

$$\omega_d = \sqrt{\frac{k}{m} - \left(\frac{c}{2m}\right)^2} \quad \text{là tần số riêng tắt dần của hệ} \quad (9)$$

Đối với cản rung bằng 0, công thức này rút gọn thành:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \text{là tần số riêng (không tắt dần)} \quad (10)$$

Thực chất của cản rung được yêu cầu chỉ là để cản dao động được cho bởi c_c , cản rung tới hạn, do "tỉ số cản rung" (tức là cản rung thực/cản rung tới hạn), nó được tìm ra là một đơn vị rất thuận tiện trong đó để biểu diễn các nghiệm của phương trình chuyển động.

$$c_c = 2\sqrt{mk}$$

$$\therefore c = 2m\omega_n$$

$$\zeta = \frac{c}{c_c} = \frac{c}{2m\omega_n} \quad \text{là tỉ số cản rung} \quad (11)$$

$$\therefore \omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} \quad \text{là tần số riêng tắt dần của hệ tự do} \quad (12)$$

Khung kỹ thuật 3 – Công thức cho các rung riêng

Phương trình chuyển động của hệ nhận được bằng cách viết phương trình lực kích thích với các phần lực của các thành phần được thể hiện trong Khung kỹ thuật 2. Phương trình và các nghiệm của nó được thể hiện trong Khung kỹ thuật 4. Hàm truyền đối với hệ một bậc tự do cưỡng bức được thể hiện trong các công thức (14), (15) và (16).

Việc phân tích rung và, trong trường hợp đặc biệt, sự biểu diễn đồ thị của nó được thực hiện thuận tiện bằng cách sử dụng "các đại lượng không thứ nguyên" hoặc các tỉ số. Các đại lượng này luôn luôn là đại lượng độc lập của các đơn vị đo vật lý được sử dụng. Một đại lượng không thứ nguyên được sử dụng một cách đặc biệt hữu ích là tỉ số cản rung, ζ (zeta). Đại lượng này biểu diễn tỉ số của lượng cản rung thực với cản rung tới hạn, nó là lượng cản rung được yêu cầu chỉ để cản rung tự do. Tỉ số cản rung được xác định trong Công thức (11). Các tỉ số cản rung đối với kết cấu máy công cụ điển hình nằm trong khoảng từ 0,01 đến 0,1.

Tương tự, độ mềm dẻo động lực riêng (được thể hiện bằng đơn vị dịch chuyển/lực, mm/N) có thể được thay thế tiện lợi bằng đại lượng không thứ nguyên "độ khuếch đại động lực" (hoặc "tỉ số biên độ") về mặt đáp ứng tĩnh. Do đó độ khuếch đại động lực có thể so sánh biên độ dịch chuyển tại bất kỳ tần số nào với dịch chuyển tĩnh. Tương tự, nó thường tiện lợi hơn để sử dụng cho trục hoành theo tỉ lệ

TCVN 7011-8:2013

với tỉ số tần số, η , dưới dạng tần số riêng, ω_n , hoặc để biểu diễn đại lượng khác về mặt lý thuyết nhận được từ các tần số dưới dạng ω_n , như trong công thức (12). Chú ý rằng tỉ số độ khuếch đại động lực xuất hiện tại cộng hưởng đôi khi được biểu diễn là hệ số không thứ nguyên Q (hoặc đơn giản là "Q" trong đó $Q = 1/2\zeta$) hoặc độ tăng cường động lực (dynamic gain) – xem Khung kỹ thuật 4.

Phương trình chuyển động cho hệ một bậc tự do cưỡng bức điều hòa là:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \sin \omega t \quad (13)$$

Với biên độ của lực kích thích, F_0 , và tần số góc cưỡng bức, ω , tính bằng rad/s. Các phản lực của hệ của hệ ở về trái cân bằng với lực kích thích ở về phải.

Đây là một phương trình vi phân cấp hai "cổ điển" nghiệm của nó được cho bởi tổng của "hàm bù" biểu diễn sự chuyển tiếp ban đầu và "tích phân từng phần (riêng)" biểu diễn nghiệm ổn định. Nghiệm thứ nhất được biểu diễn là:

$$x = e^{-\zeta\omega_n t} A(\sin \omega_n t - \varphi) \quad \text{là đáp ứng chuyển tiếp} \quad (14)$$

Và nghiệm thứ hai biểu diễn độ khuếch đại động lực và góc pha là một hàm của tần số

$$\left| \frac{X}{X_0} \right| = \frac{1}{\sqrt{(1-\eta^2)^2 + (2\zeta\eta)^2}} \quad \text{là tỉ số độ khuếch đại động lực} \quad (15)$$

$$\varphi = \tan^{-1} \left(\frac{2\zeta\eta}{1-\eta^2} \right) \quad \text{là góc pha} \quad (16)$$

Trong đó

$$\eta = \frac{\omega}{\omega_n} \quad \text{là tỉ số tần số} \quad (17)$$

Công thức (15) và (16) thể hiện "hàm truyền" của hệ.

Đối với công thức chuyển tiếp, A = hệ số biên độ bất kỳ và φ = góc pha. Các giá trị này phụ thuộc vào pha ban đầu của sự kích thích cưỡng bức tại $t = 0$.

Đối với rung cưỡng bức, tần số này trở thành tần số cộng hưởng, ω_r :

$$\omega_r = \omega_n \sqrt{1-2\zeta^2} \quad (18)$$

Và tỉ số độ khuếch đại động lực lớn nhất của biên độ dịch chuyển tại cộng hưởng được cho bởi:

$$X_{res} = \frac{1}{2\zeta\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (19)$$

Với tỉ số cản rung có giá trị nhỏ, hệ số nhân động lực tại cộng hưởng, Q, rút gọn thành:

$$Q = \frac{1}{2\zeta} \quad (20)$$

**Khung kỹ thuật 4 – Phương trình dịch chuyển của chuyển động
đối với hệ một bậc tự do cấp hai cưỡng bức**

4.3.2 Các xem xét về năng lượng

Phương pháp toán học tương phản (đối lập) để nghiên cứu thuộc tính của các mô hình rung là một cách sử dụng cân bằng năng lượng (cũng xem 4.1.4). Ví dụ, công thức tần số (10) có thể nhận được cách khác bằng cách lập phương trình cân bằng động năng lớn nhất tại độ giãn dài bằng 0 với thế năng lớn nhất tại độ giãn dài lớn nhất.

4.3.3 Các tần số riêng và sự cộng hưởng

Cần phân biệt rõ ràng giữa các thuật ngữ “tần số riêng không tắt dần”, “tần số riêng tắt dần” và “tần số cộng hưởng”. Với cản rung bằng 0, tất cả các tần số này trùng nhau và xảy ra tại điểm pha 90° . Khi có cản rung (luôn trong trường hợp này), tần số riêng tắt dần [công thức (9) và (12)] là tần số tại đó hệ sẽ dao động tự do, tức là không có sự kích thích từ bên ngoài. Giá trị này luôn hơi nhỏ hơn tần số riêng (không tắt dần) – xem Công thức (10). Tần số cộng hưởng [xem Công thức (17)] là đáp ứng lớn nhất (hoặc độ mềm dẻo động lực) đối với kích thích cưỡng bức và hơi nhỏ hơn tần số riêng tắt dần. Hai tần số này phụ thuộc vào độ lớn của cản rung. Đối với kết cấu máy công cụ, ở đó tỉ số cản rung thường nhỏ hơn 0,1, sự khác nhau giữa ba tần số này chỉ là về lý thuyết và thường không cần thiết phân biệt về mặt định lượng. Xem các Khung kỹ thuật 3 và 4.

Với các tần số ω_u và ω_l lớn hơn và nhỏ hơn tần số cộng hưởng ω_n , khi đó đáp ứng rơi vào $1/\sqrt{2}$:

$$\text{Cho } \eta = \frac{\omega}{\omega_n} \quad [\text{từ (17)}]$$

$$\Delta_\eta = \eta_u - \eta_l \quad \text{dải tần cho đáp ứng } 1/\sqrt{2}$$

$$\zeta = \Delta_\eta / 2 \quad (21)$$

Các mũi tên được vẽ trên đáp ứng trên Hình 4 minh họa khái niệm này, với độ cao của các mũi tên đặt tại $1/\sqrt{2}$ của đỉnh và chiều rộng đo được giữa chúng xác định Δ_ω .

Khung kỹ thuật 5 – Tính toán thực tiễn của tỉ số cản rung

Như được đề cập trong 4.3.1, tỉ số khuếch đại động lực xảy ra tại cộng hưởng có thể được biểu diễn là Q, độ tăng cường động lực – xem Công thức (20). Mặc dù tỉ số cản rung có thể nhận được theo lý thuyết từ Q bằng việc tính toán các biên độ dịch chuyển động lực và tĩnh, phương pháp này không thích hợp đối với các hệ phức tạp.

Một phương pháp lựa chọn khác có thể áp dụng được cho các điều kiện cản rung thấp. Hai tần số (nằm ở hai bên của cộng hưởng), tại đó đáp ứng bằng $1/\sqrt{2}$ lần giá trị đáp ứng tại cộng hưởng, phải được đo (có thể bằng đồ thị), và các giá trị được thay thế trong công thức (21) trong Khung kỹ thuật 5 cho một ước lượng có thể chấp nhận được của tỉ số cản rung.

TCVN 7011-8:2013

Các nghiệm cho Công thức (15) và (16) cho phép sử dụng một cách hiệu quả các biểu diễn đồ thị của hệ động lực được tạo để cung cấp sự hiểu biết rõ ràng hơn về đặc tính của nó tại các tần số khác nhau.

4.4 Biểu diễn đồ thị

4.4.1 Các biểu đồ đáp ứng tần số: độ khuếch đại động lực

Đồ thị của độ khuếch đại động lực được thể hiện trên Hình 4. Đồ thị này là sự biểu thị của các công thức của chuyển động trong miền tần số và thể hiện đường cong đáp ứng tần số, tức là Công thức (15). Nó cũng là đồ thị của độ lớn của vectơ K khi nó thay đổi theo tần số như trên Hình 3. Trong trường hợp cụ thể này, các trục biểu diễn các đại lượng không thứ nguyên. Trục thẳng đứng thể hiện tỉ số độ khuếch đại động lực và trục nằm ngang thể hiện tỉ số tần số theo tần số riêng. Biểu đồ đáp ứng tần số kiểu này được sử dụng rộng rãi để minh họa thuộc tính rung và không giới hạn cho các hệ một bậc tự do. Các ví dụ khác sẽ được thấy trên các Hình 6, 10, 11, 14, 15, 16, 19, 30, và ở các mục khác.

Trên Hình 4, hai đáp ứng tần số của hệ được vẽ: (1) với cản rung thấp ($\zeta = 0,075$) và (2) với cản rung cao ($\zeta = 0,25$). ζ biểu thị tỉ số cản rung (xem 4.3.1). Giá trị 0,075 là khá điển hình đối với máy công cụ. Tuy nhiên, giá trị cao 0,25 biểu diễn nhiều hơn các phần tử cản rung được cô lập, và có thể thấy từ đồ thị này cản rung lớn quan trọng như thế nào trong việc giảm độ khuếch đại động lực tại cộng hưởng. Trên Hình 4, cộng hưởng xảy ra gần với tần số riêng, tại đó tỉ số khuếch đại (hoặc hệ số Q) bằng khoảng 6,7 đối với (1), và 2,1 đối với (2). Vì vậy, độ cứng vững động lực nhỏ hơn 6,7 lần độ cứng vững tĩnh. Nó cho thấy rằng tần số của đáp ứng lớn nhất (tức là "tần số cộng hưởng", không phải "tần số riêng") hơi tăng lên so với sự tăng của cản rung.

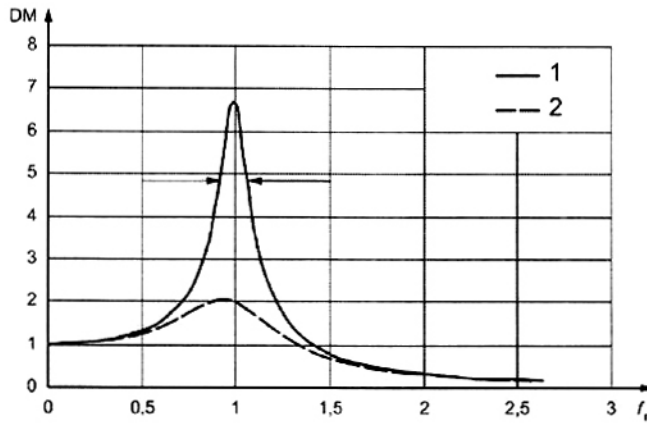
4.4.2 Các biểu đồ đáp ứng tần số: pha

Rõ ràng là từ họa đồ vectơ ở Hình 3 và Công thức (16) đáp ứng không được mô tả một cách đầy đủ bằng đồ thị độ khuếch đại động lực. Trên dải tần số được bao phủ cho mô hình, độ trễ pha giữa lực kích thích và dịch chuyển được thấy chuyển từ 0 đến gần sát 180° và ở gần chính xác 90° tại tần số riêng. Chú ý rằng do vận tốc luôn sớm 90° so với dịch chuyển, nên pha giữa vận tốc và lực kích thích sẽ có dải từ 90° đến 270° . Tương tự, pha của gia tốc so với lực kích thích sẽ có dải từ 180° đến 360° . (Tuy nhiên, nếu không có qui định khác, pha thường được lấy theo pha giữa dịch chuyển và lực kích thích).

Trong miền tần số, biểu đồ đáp ứng pha tương ứng được thể hiện trên Hình 5. Hơn nữa, Hình 4 cùng với Hình 5, cung cấp sự mô tả đầy đủ cần thiết của đáp ứng.

Góc pha thể hiện trên Hình 5 là biểu diễn của góc của vectơ lực, F , theo b) đến e) của Hình 3. Các đường 1 và 2 tương ứng với hai giá trị giống nhau của tỉ số cản rung được thể hiện trên Hình 4. Đường thứ 3 được thể hiện trên Hình 5 là đáp ứng không tắt dần (hầu hết). Chú ý rằng tất cả các đường cong đi qua tần số riêng, tại đó góc pha luôn bằng 90° và không phụ thuộc vào cản rung.

Cách biểu diễn “thông tin” pha khác là sử dụng hai đường cong đáp ứng tần số biểu diễn phần thực và phần ảo của độ khuếch đại động lực.



CHÚ DẪN:

f_r Tần số

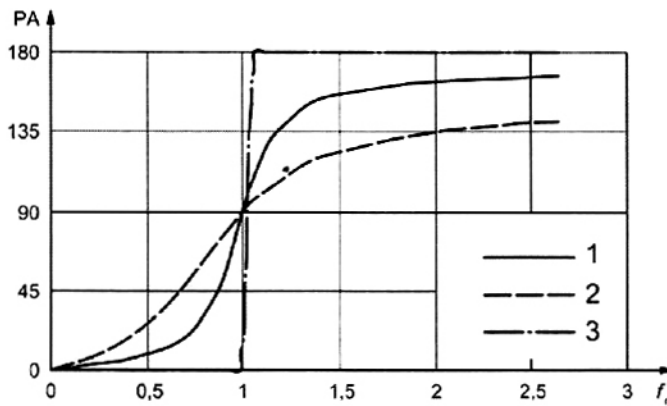
DM Độ khuếch đại động lực

1 Tỉ số cản rung, $\zeta = 0,075$

2 Tỉ số cản rung, $\zeta = 0,25$

Ý nghĩa của các mũi tên được nêu trong Khung kỹ thuật 5

**Hình 4 – Đáp ứng dịch chuyển của hệ một bậc tự do điển hình
đối với hai giá trị của tỉ số cản rung**



CHÚ DẪN:

f_r Tần số

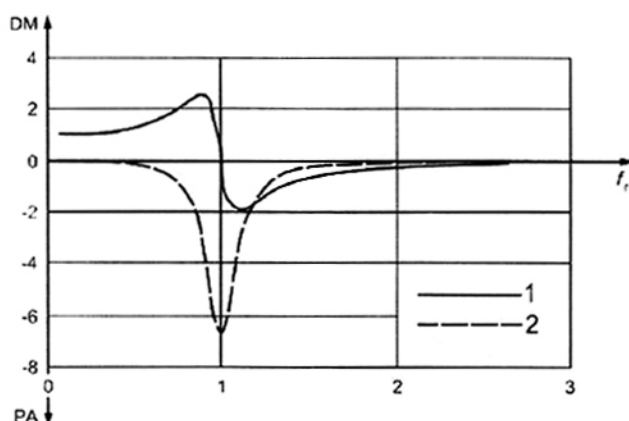
PA Góc pha, tính bằng độ

1 Tỉ số cản rung, $\zeta = 0,075$

2 Tỉ số cản rung, $\zeta = 0,25$

3 Tỉ số cản rung, $\zeta = 0$

Hình 5 – Đáp ứng pha của hệ một bậc tự do

**CHÚ DẪN:** f_r Tần số

DM Độ lớn của đáp ứng thành phần

1 Phần thực

2 Phần ảo (j)

Hình 6 – Phần thực và phần ảo của đáp ứng dịch chuyển phức tạp đối với $\zeta = 0,075$ **4.4.3 Phần thực và ảo của đáp ứng**

Trong mỗi họa đồ trên Hình 3, vectơ F có thể được phân tích thành hai thành phần: một thành phần “cùng pha” song song với K và một thành phần “pha vuông góc” song song với C . Các thành phần này thứ tự được gọi là các phần “thực” và “ảo”. (Với nghĩa rộng “huyền bí” của chúng, các tên gọi không thích hợp này góp phần nhỏ vào việc hướng tới sự đầy mạnh của sự hiểu biết rõ ràng). Hình 6 thể hiện hai “đáp ứng thành phần” của độ khuếch đại động lực trong miền tần số. Có thể thấy rằng, tại tần số riêng, thành phần thực bằng 0. Hai đồ thị tương ứng với đồ thị tỉ số cản rung thấp đơn trên Hình 4, 5 và 6 ($\zeta = 0,075$), và một lần nữa cung cấp một “sự mô tả đầy đủ” của đáp ứng – lần này trong một đồ thị (nhưng chú ý rằng pha có thể nhận được chỉ như một hàm số của hai đồ thị, và không thể được thể hiện một cách rõ ràng). Đối với máy công cụ, giá trị và tần số của “phần thực âm lớn nhất” thường là nhân tố quan trọng trong việc xác định tần số và cường độ có thể có của rung được thấy cùng với sự bắt đầu của tự rung.

Một cách nữa kết hợp pha và độ khuếch đại động lực vào một đồ thị đơn là sử dụng biểu đồ “quỹ tích vectơ đáp ứng”.

4.4.4 Biểu đồ quỹ tích vectơ đáp ứng

Biểu đồ này được thể hiện trên Hình 7, cho đồ thị của tỉ số cản rung thấp từ các Hình 4, 5 và 6 ($\zeta = 0,075$), và về bản chất là sự thể hiện lại của loạt các họa đồ vectơ được thể hiện trên Hình 3. Nó là một đồ thị trong mặt phẳng phức, được vay mượn từ lý thuyết điều khiển (do tên khác của nó là “đồ thị Nyquist”). Ở đây, phần thực được vẽ trên trục hoành còn phần ảo được vẽ trên trục tung, với tần số là

một thông số đường cong di chuyển theo chiều kim đồng hồ vòng quanh quỹ tích từ điểm bắt đầu của nó tại $(+1; j 0)$, tại đó tần số bằng 0, hướng về giới hạn của nó tại cực mà ở đó về mặt lý thuyết tần số trở thành vô cùng.

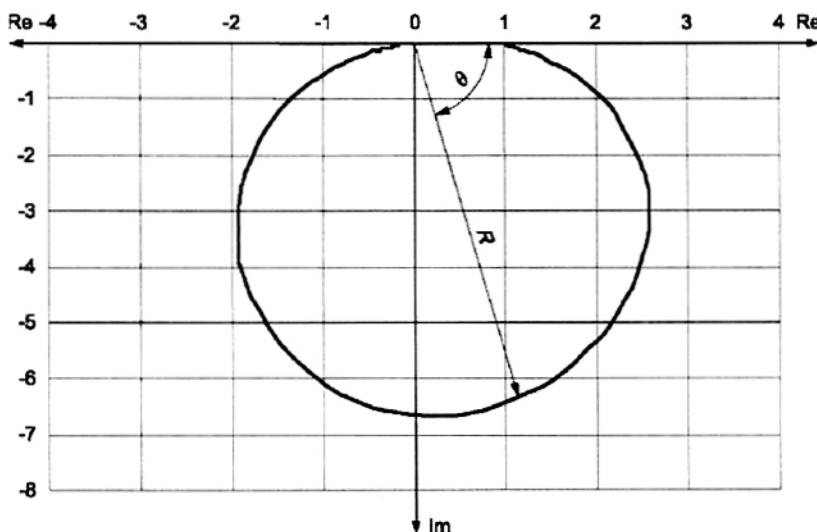
Hình 7 cũng có thể được giải thích là một đồ thị cực. Bán kính của đường cong đáp ứng từ cực tới điểm bất kỳ và góc của nó (R, θ) , tức là các tọa độ cực của nó, lần lượt cho độ khuếch đại động lực và góc pha. Mặt khác, biểu đồ này cung cấp một "sự mô tả đầy đủ" của đáp ứng – trừ các giá trị tần số cần được đánh dấu dọc theo đường cong, đạt được gần nhau hơn do tần số tăng.

Đối với hệ một bậc tự do, tần số riêng không tắt dần xảy ra tại giao điểm của vòng quỹ tích với trục ảo (Im) trong khi tần số cộng hưởng xảy ra trên quỹ tích tại đó R lớn nhất. Từ biểu đồ này, có thể dễ dàng tìm được tần số cộng hưởng, tức là giá trị lớn nhất của R , chỉ xảy ra trước tần số riêng.

Đối với hệ phức tạp hơn với đa cộng hưởng, nó có khả năng cho nhiều vòng quỹ tích xuất hiện (cần được đánh giá riêng lẻ). Khi sự kích thích và đại lượng đo tại các vị trí hoặc theo các hướng khác nhau, đáp ứng pha có thể vượt quá 180° và rơi vào vùng ảo dương (xem các Hình 31 và 32).

Tiêu chuẩn Nyquist cho độ ổn định tự động có thể thường được áp dụng để khảo sát tự rung. Một cách ngắn gọn, điều này thể hiện rằng nếu đường cong bao quanh điểm $(-1, j0)$, khi đó độ mất ổn định (tự rung) có thể xảy ra. Điều này có thể được nhận biết với "phần thực âm lớn nhất" được đề cập liên quan đến Hình 6.

Hình 8 thể hiện mối quan hệ giữa các vectơ lực được thể hiện trên Hình 3 với biểu đồ quỹ tích vectơ đáp ứng của Hình 7 tại bốn tần số lựa chọn.



CHÚ DẪN:

- Re Phần thực
- Im Phần ảo
- R Vectơ đáp ứng động lực
- θ Góc pha

Hình 7 – Quỹ tích vectơ đáp ứng dịch chuyển cho hệ một bậc tự do

4.5 Các kiểu kích thích và đáp ứng điều hòa khác nhau

Trong mô hình một bậc tự do, chỉ có một kiểu kích thích và đáp ứng được xem xét: đáp ứng dịch chuyển theo kích thích điều hòa được đặt vào “đỉnh” của hệ, tức là qua khối lượng. Hình 9 thể hiện các phương án khác nhau đối với mô hình này có liên quan đến động lực máy công cụ. Trong mỗi mô hình này, hệ được giả thiết đứng trên một bề mặt trượt rất nặng hoặc “nền” mà không tham gia vào rung⁸⁾.

4.5.1 Kích thích điều hòa qua khối lượng: đáp ứng gia tốc

Hình 9a) thể hiện hệ đã được đề cập ở trên mà đáp ứng dịch chuyển tuyệt đối của nó đã được thể hiện trên Hình 4. Tuy nhiên, trong trường hợp này đáp ứng gia tốc được khảo sát. Giá trị này bắt đầu từ 0 và tăng theo bình phương của dịch chuyển (Khung kỹ thuật 2). Xung quanh cộng hưởng, nó tương tự với đáp ứng dịch chuyển, nhưng, tại các tần số cao, nó đạt đến phần tử đơn vị hơn là 0. Điều này được mong đợi do, tại các tần số rất thấp, thì gia tốc nhỏ trong khi đó, tại các tần số cao, thì vận tốc lớn nhưng điều này được bù lại bằng dịch chuyển nhỏ. Hiệu ứng toàn phần là gia tốc đơn vị. Đáp ứng được thể hiện trên Hình 10, ở đó, tung độ thể hiện độ khuếch đại động lực của gia tốc và phương trình độ khuếch đại động lực được cho bởi Công thức (22). Đáp ứng như vậy sẽ được tạo ra khi đầu ra của gia tốc kế được đo trực tiếp.

4.5.2 Kích thích mất cân bằng qua khối lượng: đáp ứng dịch chuyển tuyệt đối

Trên Hình 9b), hệ được kích thích bởi một vectơ lực mất cân bằng quay (tức là lực “ly tâm”). Thành phần của lực này, tác dụng kích thích hệ cơ học, là một vectơ lực hình sin với biên độ tỉ lệ với bình phương của vận tốc góc (hoặc tần số góc). Do đó gia tốc cũng tỉ lệ với bình phương vận tốc, nó đi theo sao cho đường cong này có dạng giống như đường cong đáp ứng đã được xem xét trong 4.5.1 ở trên (xem Hình 10), nhưng ở đây, “tỉ số khuếch đại” biểu diễn dịch chuyển. Mô hình này có liên quan tới sự kích thích do các động cơ và các trục chính mất cân bằng⁹⁾. Xem Công thức (22).

4.5.3 Kích thích điều hòa qua nền: dịch chuyển tương đối

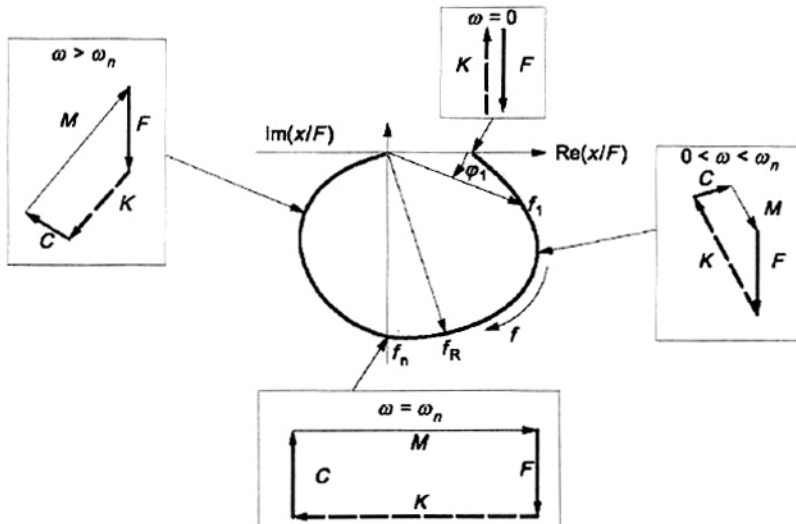
Hình 9c) thể hiện hệ bên trong một khung hoặc “hộp” đang được kích thích qua nền của khung thông qua một biên độ dịch chuyển tuyệt đối cố định, y . Trong mô hình này, biên độ dịch chuyển tổng hợp, x , của khối lượng so với nền, là đại lượng quan tâm chính. Đường cong đáp ứng cũng được thể hiện trên Hình 10, ở đó lúc này tỉ số khuếch đại biểu diễn tỉ số biên độ dịch chuyển. Tại các tần số rất thấp, khối lượng theo sự chuyển động của nền và biểu lộ sự chuyển động tương đối rất nhỏ. Tại các tần số cao (trên tần số riêng), khối lượng có thể không chuyển động theo nền nữa và trở thành gần như tĩnh tại “trong không gian”. Đây là lý do tại sao chuyển động tương đối của khối lượng trở thành bằng và ngược với chuyển động của nền.

⁸⁾ Không bao giờ đúng hoàn toàn. Hệ quả của sự bảo toàn động lượng đó là “nền” phải luôn rung với động lượng tương tự; xem 4.1.4.

⁹⁾ Sự sinh ra của các lực mất cân bằng được giải thích đầy đủ hơn trong 5.1.2.

Mô hình này có liên quan tới việc áp dụng các bộ chuyển đổi kiểu gia tốc kế, nó vận hành tốt dưới sự cộng hưởng riêng của nó. Cần chú ý rằng tiêu chí biên độ dịch chuyển cố định chỉ có giá trị khi bộ chuyển đổi có khối lượng nhỏ và độ cứng vững cao so với máy công cụ.

Xem Công thức (22) đối với sự biểu diễn toán học của độ khuếch đại động lực.



CHÚ DẪN:

- Im Phần ảo
- Re Phần thực
- f Tần số
- f_n Tần số riêng
- f_R Tần số cộng hưởng
- F Lực
- K Lực lò xo
- C Lực cản rung
- M Lực quán tính

CHÚ THÍCH: Vectơ lực kích thích, F, chỉ có phần thực và thường được định hướng theo phương của trục hoành. Tuy nhiên, để phù hợp với Hình 3, trong Hình này các biểu đồ vectơ được xoay 90° .

Hình 8 – Vectơ lực liên quan tới biểu đồ đáp ứng vectơ

TCVN 7011-8:2013

các vị trí và/hoặc các hướng kích thích thường được tham khảo theo các phép kiểm đáp ứng chéo – xem 8.6). Kết quả là biên độ của dịch chuyển rung phụ thuộc vào tần số của kích thích và vị trí của nó. Với các kiểu đơn giản được đề cập ở trên, đối với kích thích dạng sin, đáp ứng rung ổn định sẽ luôn luôn tại tần số bằng tần số kích thích. Lấy chung lại, các biên độ dịch chuyển khác nhau (và các pha) của rung tại các điểm riêng biệt trên kết cấu sẽ chứng tỏ "hình dạng" mô hình đặc tính của máy đối với tần số đó.

Các kiểu có thể xuất hiện theo cả ba chiều kích thước và đôi khi chúng có thể là "được ghép gần nhau", nghĩa là năng lượng rung có thể "di chuyển" qua lại giữa hai kiểu¹². [Hai con lắc được điều chỉnh gần như cùng tần số và được treo trên cùng một khung biểu thị tính chất này: đầu tiên một con lắc dao động, sau đó đến con lắc thứ hai. Do sự bảo toàn động lượng (xem 4.1.4), khung tự nó có thể không bao giờ tĩnh tại hoàn toàn và điều này cho phương pháp truyền động lượng]. Sự tồn tại của các kiểu được ghép với nhau đôi khi có thể là một yếu tố cơ bản quan trọng trong sự phát triển của tự rung.

Hình 17 minh họa hai hình chiếu của một máy công cụ đứng cơ bản với hai vị trí giá dao (cao và thấp). Sơ đồ a) và b) lần lượt thể hiện các hình chiếu cạnh và hình chiếu đứng của máy ở trạng thái tĩnh. Chú ý rằng độ cao của giá dao có ảnh hưởng quan trọng đối với độ cứng vững của mô hình (xem 4.6.5). Hình 18 biểu thị hai kiểu rung có thể xảy ra đối với cùng một máy công cụ, mỗi kiểu được thể hiện bằng hình chiếu minh họa nó tốt nhất.

Mỗi kiểu sẽ có sự cộng hưởng riêng của nó, khi đó đáp ứng thể hiện giá trị lớn nhất. Giống như hệ hai bậc tự do (xem Hình 15), các kiểu tại các tần số nhỏ nhất là khá đơn giản với "các khối" lớn của máy di chuyển nhanh hơn hoặc chậm hơn cùng với pha. Một kiểu rất phổ biến cho kiểu máy công cụ này được biết đến là kiểu "khung C"¹³ và nó được minh họa trên Hình 18a). Hình này thể hiện trụ máy đang uốn so với băng máy và dẫn tới giá đỡ trực chính xoay hướng vào và hướng xuống trong mặt phẳng thẳng đứng. Kiểu này kéo theo nhiều khối lượng dịch chuyển: giá mang trực chính và phần trên của trụ máy. Giá dao được thể hiện ở phần trên của nó, tại đó nó sẽ sinh ra kiểu yếu nhất (nghĩa là tần số thấp nhất) của kiểu này.

Do tần số tăng, mẫu mô hình đơn giản này bị phá vỡ do nhiều chi tiết trợ của máy bắt đầu bị trễ lại phía sau. Hình 18b) thể hiện kiểu khác mà giá mang trực chính đang xoắn trên trụ máy. Trong nhiều loại trung tâm gia công đứng, kiểu này thường kéo theo ít khối lượng và cứng vững hơn, và đây là trường hợp, kiểu này gần như xuất hiện tại một tần số hơi cao hơn tần số của kiểu "khung C", và cũng ít bị ảnh hưởng hơn bởi độ cao của giá mang trực chính.

Trong thực tế, có nhiều hơn các kiểu được trình bày ở đây, như giá mang trực chính uốn từ mặt đối mặt trên trụ máy (theo phương nằm ngang) và trụ máy xoắn quanh băng máy. Theo quy tắc chung, sẽ tìm ra được tất cả các bộ phận của máy công cụ có khả năng thể hiện một số rung trong tất cả các kiểu.

¹²) Các kiểu này là "gần" trong khái niệm các tần số của chúng gần bằng nhau.

¹³) Loại kết cấu này thường được biết đến là một "khung C" vì nó có dạng tương tự chữ C. Nó là hình dạng chữ C đã chịu biến dạng.

Vẫn tại các tần số lớn hơn, các kiểu trở nên phức tạp hơn với nhiều bộ phận riêng biệt chuyển động theo các phương khác nhau. Các tần số cao hơn cần nhiều năng lượng hơn để kích thích chúng và dẫn đến kết quả là các biên độ dịch chuyển nhỏ hơn. Phải thừa nhận là, trong khi nhiều kiểu nào đó thường được kết hợp với các tần số riêng cụ thể [và phân tích mô hình (xem 8.5) được hướng trực tiếp tới việc đánh giá các đặc tính của các kiểu này], thậm chí là có sự chuyển tiếp dần dần do các hình dạng mô hình riêng biệt trên toàn bộ dải tần số. Tại các tần số nằm giữa vùng cộng hưởng, sẽ xảy ra các kiểu hỗn hợp, mặc dù các kiểu này là ít quan tâm hơn đối với người thực hiện kiểm vì biên độ dịch chuyển là rất nhỏ.

Các kiểu được biểu thị bởi một máy công cụ phụ thuộc vào vị trí và hướng của lực kích thích. Cả hai kiểu được minh họa trên Hình 18 bao gồm chuyển động tương đối giữa dụng cụ cắt và chi tiết gia công, và do đó có thể bị kích thích bởi quá trình cắt, hoặc thậm chí bằng một bộ kích thích nhân tạo được đặt giữa dụng cụ cắt và chi tiết gia công, được sắp xếp sao cho lực kích thích có cùng hướng với lực cắt¹⁴. Do đó, đối với một máy công cụ, đây sẽ thường là điểm thích hợp nhất cho sự kích thích, nhưng nó có nghĩa là bất kỳ kiểu nào có một điểm nút tại điểm này không được kích thích. Nhiều kiểu có thể biểu thị một hoặc nhiều điểm nút. Đây là các điểm hoặc các đường trên bề mặt ở đó gần như không có sự chuyển động, nhưng ở các điểm trên phía có các chuyển động lệch pha nhau 180°. Ví dụ, các đầu dò được đặt tại đỉnh và đáy của giá dao trên Hình 18b) (tại các vị trí và các hướng được biểu thị bằng "1" và "2") sẽ tại bất kỳ các bộ ghi tức thời các pha ngược nhau. Tại một số điểm giữa các điểm này, sẽ có một điểm nút. Một bộ kích thích được đặt tại điểm nút không thể kích thích cho kiểu này vì không có sự chuyển động và do đó kết cấu xuất hiện là vững chắc vô hạn. Tương tự, việc đặt một bộ kích thích tại vị trí vuông góc với hướng của chuyển động mô hình sẽ không có tác dụng.

Các kiểu này có thể vẫn được kích thích từ các vị trí khác và có thể cần được khảo sát nếu có sự rắc rối – xem 5.5.

4.6.5 Máy công cụ: ảnh hưởng của các vị trí của bộ phận trượt

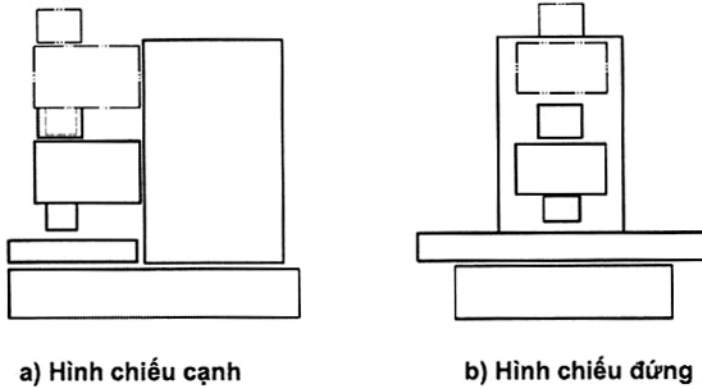
Đối với bất kỳ kiểu cụ thể nào, các vị trí của các bộ phận trượt có thể chuyển động tịnh tiến trong khu vực gia công (và do đó là các vị trí của các phần tử kết cấu kết hợp) sẽ ảnh hưởng đến khối lượng modal cũng như độ cứng vững tĩnh. Nếu giá mang trục chính có vị trí tại đầu trên của trụ máy, điều này sẽ tạo ra một hệ động lực yếu hơn nếu nó được định vị ở vị trí thấp hơn (so sánh hai vị trí được thể hiện trên Hình 17). Một hệ động lực yếu hơn nghĩa là các tần số riêng nhỏ hơn và biên độ dịch chuyển lớn hơn. Do đó cần thiết nhất là phải ghi lại các vị trí theo chiều trục của tất cả các bộ phận trượt trước khi tiến hành bất kỳ phép kiểm rung nào.

Cần tránh các cộng hưởng chính (lớn) trong máy công cụ, nhưng điều này ít khi có thể đạt được. Tiếp đó là giảm đến mức tối thiểu giá trị độ khuếch đại động lực tại các cộng hưởng chính này. Hai hệ số cần được ghi nhớ: tần số và độ cản rung. Các tần số cao cần nhiều năng lượng hơn để kích thích so với các tần số thấp hơn; chúng cũng tắt dần nhanh hơn rất nhiều khi bỏ kích thích. Do đó đặc tính động

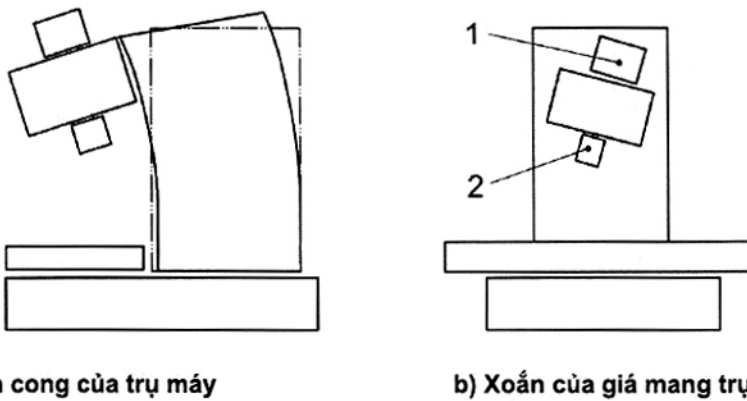
¹⁴) Vì lực này dễ nhận biết đối với máy công cụ thực, có thể sử dụng các phương pháp toán học để kết hợp các quỹ tích của kích thích nhân tạo được đưa vào các chiều x, y, z.

TCVN 7011-8:2013

lực được cải thiện có thể đạt được bằng cách tăng các tần số riêng, đây là biện pháp thực sự có hiệu quả trong việc làm tăng độ cứng vững tĩnh và/hoặc giảm khối lượng modal của các bộ phận của máy. Đương nhiên là vận hành với giá dao ở vị trí thấp nhất có thể thực hiện được (như trên Hình 17).



Hình 17 – Hai hình chiếu của máy công cụ cơ bản thể hiện hai vị trí của giá mang trục chính



Hình 18 – Hai kiểu rung có thể có của máy công cụ đã được thể hiện trên Hình 17 (“1” và “2” thể hiện các vị trí của đầu dò đã nêu trong 4.6.4)

4.7 Các kiểu hỗn hợp khác của kích thích và đáp ứng của máy công cụ

Kích thích và đáp ứng cơ bản của các hệ đơn giản đã được đề cập trong 4.5. Ở đây xem xét các trường hợp phức tạp hơn.

4.7.1 Kích thích phức tạp: Phân tích Fourier

Dạng sóng của lực kích thích phụ thuộc vào phương pháp tạo ra nó (xem Điều 5). Lúc này, kích thích được giả thiết là cả dạng tuần hoàn và điều hòa. Điều này nghĩa là một đáp ứng điều hòa tương ứng (dạng hình sin) của cùng tần số và dạng sóng dẫn tới trên toàn bộ kết cấu, cho dù biên độ và pha

thường thay đổi theo từng điểm. Tuy nhiên, điều này không xảy ra khi dạng sóng của lực kích thích không còn là dạng hình sin nữa.

Tất cả các dạng sóng có tính lặp lại (nghĩa là tuần hoàn) có thể được phân tích bằng phép phân tích Fourier, thành một chuỗi điều hòa. Chúng là các sóng dạng sin với các tần số bằng các bội số nguyên của tần số cơ bản. Mỗi điều hòa có biên độ và pha riêng, chúng được cố định theo sóng cơ bản. Phân tích các sóng phức tạp¹⁵ thành các hàm điều hòa thường là một chức năng tự động của thiết bị phân tích tần số. Vì một phép biến đổi Fourier hoàn chỉnh yêu cầu một thời gian xử lý dài, nên phép biến đổi Fourier nhanh, hoặc thuật toán FFT được sử dụng thay là phương pháp tốt trong thực tiễn. (Nếu sóng phức tạp có thể được biểu diễn bằng công thức toán học, khi đó phân tích Fourier cũng có thể được tiến hành theo toán học).

Đáp ứng của máy đối với một dạng sóng phức tạp sẽ là tổng hợp của các đáp ứng của nó đối với từng thành phần điều hòa riêng biệt. Do đó, đáp ứng đối với các điều hòa gần với sự cộng hưởng sẽ lớn hơn rất nhiều so với các đáp ứng đối với các điều hòa khác xa cộng hưởng. Điều này có nghĩa là các độ lớn (và các pha) tỉ đối của các điều hòa trong đáp ứng sẽ khác so với các giá trị trong tín hiệu kích thích, được làm tăng thêm bởi các tần số gần với các cộng hưởng. "Hỗn hợp" điều hòa mới này cho các "thành phần" đối với một dạng sóng mới xuất hiện trong đáp ứng. Hơn nữa, dạng sóng được thay đổi này sẽ biến thiên trên kết cấu, phản ánh cách (phương pháp) mà độ cứng vững động lực cũng biến thiên trên kết cấu.

Do đó, đối với một kích thích phức tạp bao gồm nhiều thành phần điều hòa, đáp ứng của kết cấu sẽ khuếch đại không tỉ lệ với đáp ứng mà gần cộng hưởng. Do đó dạng sóng đáp ứng trở thành trội hơn bởi các cộng hưởng này.

Cần phải hiểu rằng máy chỉ có khả năng rung tại các tần số là các thành phần của tín hiệu kích thích. Tuy nhiên, một tần số với tỉ lệ nhỏ có thể được khuếch đại nhiều lần hơn tần số khác với tỉ lệ vừa phải. Do đó, khi máy bị kích thích bởi một tín hiệu phức tạp, nó sẽ đáp ứng chủ yếu ở các tần số mà độ cứng vững động lực của máy là nhỏ nhất, nghĩa là gần bằng (nhưng không phải lúc nào cũng chính xác) các tần số riêng của nó.

Trong một số trường hợp, kích thích thậm chí có thể không phải dạng tuần hoàn.

4.7.2 Kích thích không theo chu kỳ

Thực tế có nhiều tín hiệu không theo chu kỳ. Các xung lực và các bước (từ các bộ phận trượt gia tốc hoặc các búa được sử dụng làm thiết bị thử, các máy phát ồn ngẫu nhiên hoặc đáp ứng do các quá trình cắt không ổn định, tất cả sinh ra các dạng sóng rất phức tạp không theo chu kỳ cơ bản, và thậm chí đôi khi với các gián đoạn. Cách các xung lực đơn có thể sinh ra các đáp ứng chuyển tiếp tại tần số riêng được nêu trong 4.5.5. Các gián đoạn của kích thích có ảnh hưởng như nhau. Phép phân tích Fourier của các bước, các xung lực và các tín hiệu tương tự biểu thị các tín hiệu giàu tính điều hòa, với hầu hết tất cả các tần số hiện có. Vì vậy, ảnh hưởng như nhau được tạo ra bằng kiểu kích thích này

¹⁵ Một cách chặt chẽ, một "dạng sóng đa hình sin".

giống như kết quả của việc kích thích cùng lúc tất cả các tần số có thể có trên một dải rộng. Nói cách khác, đáp ứng tổng hợp có ảnh hưởng giống như đáp ứng tần số nhận được bằng cách lấy tổng tất cả các kết quả của kích thích sóng hình sin tác động và quét từ từ qua tất cả các tần số: Nó dẫn tới kết quả trội hơn trong đáp ứng bởi các tần số riêng.

Tính chất này được sử dụng khi thực hiện phép đo đáp ứng tần số (xem 8.4). Sử dụng các tín hiệu kích thích kết hợp cho phép đáp ứng tần số được thực hiện nhanh hơn nhiều có thể đạt được bằng cách kiểm tra từng tần số riêng với kích thích sóng dạng sin. Để thực hiện kỹ thuật này cần phải biết phổ của tín hiệu kích thích cũng như của đáp ứng, sao cho mối quan hệ giữa đáp ứng và kích thích (tức hàm truyền) có thể được đánh giá thông qua dải tần số đó.

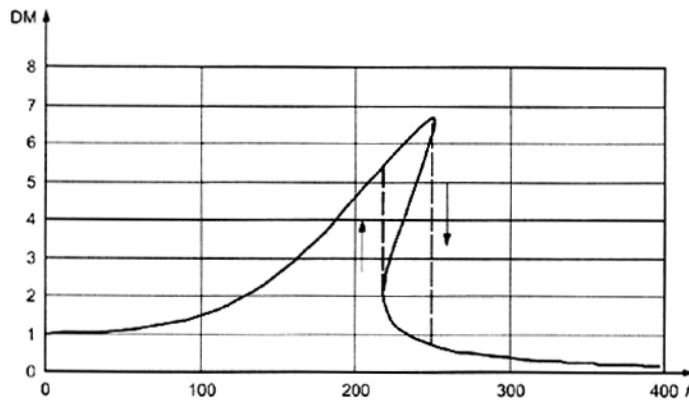
4.7.3 Độ cứng vững phi tuyến tính

Có thể có một số kiểu máy biểu thị phi tuyến tính. Phi tuyến tính nghĩa là các hệ số độ cứng, k , và hệ số cản rung, c , không phải là hằng số trên toàn bộ dải biến dạng nhưng tăng hoặc giảm nhiều hơn hoặc ít hơn so với yêu cầu đối với tính tỉ lệ chính xác với độ giãn dài. Phi tuyến tính có thể áp dụng cho cả độ cứng vững và độ cản rung, nhưng trong bối cảnh hiện nay, thường chỉ quan tâm đến phi tuyến tính của độ cứng vững. Điều này thường thấy nhất trong hệ gọi là "hệ tăng cứng", trong đó độ cứng vững tăng theo dịch chuyển, và có thể trải qua khi kiểm máy với trục chính mất cân bằng bằng cách cho trục chính lúc đầu tăng tốc rồi sau đó giảm tốc. Hình 19 thể hiện đáp ứng tần số của một hệ như vậy, với đường liên tục thể hiện quỹ tích "toán học" theo lý thuyết của hàm độ cứng vững¹⁶. Thực tế, đáp ứng không thể được "đảo ngược" và do đó xuất hiện các bước nhảy không liên tục. Khi tốc độ được tăng một cách từ từ tới đúng điểm vượt quá điểm cộng hưởng – ở đó đường cong quay ngược lại – biên độ dịch chuyển giảm đột ngột, theo đường nét đứt thẳng đứng theo chiều kim đồng hồ và sau đó đóng quỹ tích đáp ứng xuống dưới. Tương tự như vậy, nếu tốc độ bắt đầu lớn hơn cộng hưởng và giảm từ từ tới cộng hưởng, đáp ứng sẽ nhảy lên đường nét đứt ngược chiều kim đồng hồ với đáp ứng xuất hiện lại một cách đột ngột, nhưng tại một tốc độ và biên độ nhỏ hơn so với khi tăng tốc. Các tác động ngược nhau xảy ra trong "hệ mềm hóa" ít phổ biến hơn nhiều, khi đó đường cong đáp ứng về cơ bản là hình phản chiếu của Hình 19. Trong đó, sự cộng hưởng xảy ra một cách đột ngột khi tăng tốc, và tại tốc độ nhỏ hơn khi giảm tốc).

Nếu tốc độ trục chính gần tới cộng hưởng, nhưng biến động nhỏ, hiện tượng này có thể dẫn đến sự biến mất và sự xuất hiện lại của rung (thường kèm theo thay đổi các biên độ dịch chuyển) một cách ngẫu nhiên. Trong trường hợp này, trạng thái "hỗn loạn" có thể chiếm ưu thế, với một đáp ứng không xác định chiếm ưu thế trong vùng giữa các đường nét đứt.

Phi tuyến tính của loại này hướng tới là một hàm của các mức lực lớn và thường không tồn tại ở các mức được sử dụng cho phép kiểm đáp ứng tần số. Do điều này xảy ra như là kết quả của việc tăng (hoặc giảm) một cách từ từ tần số của kích thích điều hòa, nó không thích hợp để được nhận biết bằng sử dụng các kỹ thuật kích thích ngẫu nhiên.

¹⁶⁾ Để thuận tiện, trong đồ thị tần số này, thang đo tần số dưới dạng các đơn vị "thực" dùng nhiều hơn là các hệ số kích thước. Việc lựa chọn thang đo phụ thuộc vào việc sử dụng.



CHÚ DẪN:

f Tần số, tính bằng Hz

DM Độ khuếch đại động lực

Hình 19 – Đáp ứng tần số điển hình của một hệ tăng cứng phi tuyến tính thể hiện tỉ số biên độ theo tần số tuyệt đối tính bằng Héc

Phi tuyến tính là một vấn đề phức tạp bao hàm một số vấn đề toán học cao cấp. Tuy nhiên, nó là một hiện tượng có thể xảy ra đối với các máy công cụ, khi đó nó có thể là nguyên nhân của việc khó xử lý và các kết quả kiểm không giải thích được. Phi tuyến tính được giới thiệu ở đây nhằm mục đích cho người thực hiện kiểm biết sự tồn tại của nó.

4.7.4 Cản rung trong thực tế

4.7.4.1 Tổng quan

Cản rung là lực mà nó giới hạn sự tăng lên (tích lũy) của biên độ dịch chuyển tại cộng hưởng bằng cách lấy đi một cách hiệu quả năng lượng¹⁷ từ hệ rung. Nó biểu hiện ở nhiều cấp độ khác nhau thuộc bản chất của tất cả các loại vật liệu: "vòng" khi được gõ có cản rung nhỏ hơn khi không được tạo vòng; ví dụ, gang có cản rung lớn hơn thép, đó là lý do tại sao nó không thích hợp để làm chuông. Tuy nhiên, với máy công cụ, nhiều cản rung thực tế là do ma sát giữa các bề mặt tiếp xúc của các chi tiết kết cấu (như ổ trục, chốt hàn, các mối nối bằng bu lông) nhiều hơn là do bản chất của chính vật liệu. Ma sát thực tế có mặt tại các bề mặt tiếp xúc này sẽ thay đổi theo lượng chất bôi trơn và mức độ mòn hiện tại, và cũng thay đổi theo các vị trí tương đối của các nắp trượt và các bộ phận trượt di động.

CHÚ THÍCH: Trong tất cả các loại cản do ma sát, yêu cầu có một số chuyển động giữa các chi tiết thuộc kết cấu, có thể bao gồm sai số độ chính xác. Điều này nhấn mạnh lợi thế thực của việc sử dụng bộ hấp thụ rung có cản rung, do khi đó chuyển động diễn ra ở vòng phụ.

¹⁷⁾ Và biến đổi nó thành năng lượng nguyên tử, tức là nhiệt năng.

TCVN 7011-8:2013

Cần rung cũng tác động đến cách thức các rung tắt đi khi kích thích được loại bỏ (chi tiết hơn xem 4.5.5).

Cần rung thường thay đổi theo kiểu và điều này có ảnh hưởng đối với hình dạng của đáp ứng tần số. Cần rung nhỏ tạo ra các đỉnh nhọn với các dải tần hẹp; cần rung lớn tạo ra các đỉnh tròn với các dải tần rộng hơn nhiều. Điều này có thể thấy từ hai đường cong ở Hình 4, và cũng có thể nhận được từ Phương trình (21). (Chú ý rằng trong khi cần rung bằng 0 về mặt lý thuyết dẫn đến biên độ dịch chuyển lớn vô hạn tại tần số riêng, dù vẫn có một đáp ứng hữu hạn tại tất cả các tần số không hoàn toàn bằng tần số riêng). Đưa cần rung vào thêm nữa có thể đạt được bằng việc lắp đặt các bộ cần rung ma sát hoặc "các bộ hấp thụ rung được điều chỉnh" được thiết kế theo yêu cầu của khách hàng – xem 4.6.2.

4.7.4.2 Cần nhót và cần không nhót

Cần nhót (đã được đề cập ở trên) là một khái niệm kỹ thuật toán học lý tưởng hóa. Đặc tính của nó chỉ là sinh ra một phản lực tỉ lệ thuận với vận tốc (và ngược chiều với vận tốc) và do đó hoàn toàn tuyến tính. Thực tế, cần hiếm khi như vậy, nhưng tuy nhiên khái niệm này là gần đủ cho thực tế làm việc rung của máy công cụ ở đó mức độ tắt dần thường khá nhỏ. Việc đánh giá tỉ số cần rung (cần), ζ , trong 4.3.1 và Khung kỹ thuật 3 là chỉ hợp lệ giống như cần nhót thực sự, nhưng nó vẫn được sử dụng khá thông thường vì sự tiện lợi của nó. Sự thực hiện sát thực tế nhất của cần nhót là bộ cần rung thủy lực. Các kiểu cần khác có thể gặp là "cần bằng từ", "cần do trễ" và "cần Coulomb". Cần Coulomb sẽ được đề cập dưới đây.

4.7.4.3 Cần Coulomb

Cần Coulomb (hoặc cần do ma sát khô) là thường gặp đối với máy công cụ và hơi khác so với cần nhót. Cần nhót tỉ lệ thuận và ngược chiều với vận tốc của chuyển động. Ma sát Coulomb xuất hiện giữa các bộ phận được giữ với nhau bởi một mức độ nào đó của lực kẹp. Nếu lực kẹp nhỏ, hai bộ phận có thể chuyển động tương đối với nhau với cần nhỏ. Nếu lực kẹp lớn, hai bộ phận chuyển động như một, và không có cần. Nhưng với mức lực kẹp nằm khoảng trung gian đó, có thể xảy ra trượt tương đối giữa các bộ phận, nó hấp thụ năng lượng của hệ thống qua ma sát. Các bộ hấp thụ rung của máy công cụ (ví dụ, đối với máy phay và máy khoan) được sử dụng rất tốt trong nhiều năm dựa trên nguyên lý này. Cần Coulomb có thể là một nguồn của phi tuyến tính.

4.7.4.4 Cần nghịch

Đôi khi ma sát khô có khả năng đẩy mạnh sự cản nghịch. Cơ chế đối với hiện tượng này liên quan tới hiện tượng bám-trượt (chuyển động tích thoát) ở đó ma sát tăng theo sự giảm của vận tốc, và khi đó ma sát tĩnh lớn hơn ma sát động. Bằng việc khử gần như hoàn toàn cản "tự nhiên", điều này cho phép xuất hiện các biên độ dịch chuyển rất lớn ở cộng hưởng. Hành động của người chơi Violông trên dây đàn thuộc loại này. Đối với các máy công cụ, tác động tương tự có thể xuất hiện giữa lưỡi cắt và vật liệu chi tiết gia công, do đó nó có thể khởi đầu tự rung. Việc làm cùn nhẹ lưỡi cắt cùng với mài mòn thường là giải pháp xử lý điều kiện/trạng thái này.

4.8 Phổ, đáp ứng và dải tần

4.8.1 Phân tích phổ và đáp ứng tần số

Các đồ thị đáp ứng tần số khác nhau được nêu trong điều này chỉ trên cơ sở các xem xét về mặt lý thuyết. Thực tế tạo ra các đồ thị như vậy bằng phép đo được nêu trong Điều 8. Cần hiểu rằng việc đo bất kỳ dữ liệu rung liên quan đến tần số của loại này đòi hỏi một số hình thức phân tích phổ. Đơn giản nhất, điều này có nghĩa là năng lượng rung được đánh giá theo một dãy các dải tần đã xác định trước trên dải quan tâm đến. Kết quả của việc này về bề ngoài thường tương tự với một phép kiểm đáp ứng tần số, nhưng chú ý rằng, để tạo được một đồ thị đáp ứng tần số hoàn chỉnh, cần thiết phải tiến hành hai phép phân tích phổ một cách đồng thời, một đối với tín hiệu kích thích và một đối với đáp ứng, và giữ dấu vết của các pha tương đối của chúng. Điều này cho phép cả các biên độ và các pha của hai sóng được so sánh trong mỗi "dải tần".

4.8.2 Dải tần và năng lượng

Dải tần là một khái niệm quan trọng trong việc đo các phổ rung, và nó áp dụng cho cả tín hiệu được đo và cho đáp ứng của thiết bị được sử dụng cho phép đo. Đối với tín hiệu, "dải tần" đơn giản là dải tần số, trong dải tần số này biên độ của tín hiệu vượt quá một ngưỡng cụ thể. Ví dụ, trong việc ước lượng tỉ số cản rung cho trong Khung kỹ thuật 5, mức ngưỡng là $1/\sqrt{2}$ giá trị đỉnh (lớn nhất) và dải tần được xác định về phía các tần số nhỏ hơn hoặc lớn hơn của đỉnh tương ứng với mức này. Đối với đáp ứng của thiết bị đo, dải tần liên quan tới giới hạn của dải đo do thiết bị đo thường được trang bị các bộ lọc giới hạn sắc nét tại các tần số giới hạn. Ví dụ, người phân tích thiết lập để có một dải tần 2 Hz, lượng tăng của nó sẽ đồng đều đến mức có thể trên 2 Hz, nhưng giảm xuống một cách rất dốc bên ngoài các giới hạn này.

Một tín hiệu rung không có gì ngoài một tần số đơn sẽ có dải tần bằng 0 (zero) và sẽ biểu thị cùng mức năng lượng cho dù nó được đo với thiết bị có dải tần hẹp hay rộng miễn là dải tần được chọn thực tế bao quát tín hiệu. Bất kể dải tần nào được chọn, chỉ có một dải tần sẽ chứa toàn bộ tín hiệu và các dải khác sẽ trống không. Trong trường hợp này, biên độ rung độc lập với dải tần. Một "âm thuần (pure tone)" như vậy có thể được sinh ra bằng kỹ thuật điện tử và sẽ mang lại một đáp ứng tần số bao gồm một đường thẳng đứng đơn.

Hầu hết các tín hiệu rung "trong thực tế" là dải tần rộng. Nói riêng, các tín hiệu đáp ứng tần số là thuộc kiểu này vì kích thích được sử dụng để sinh ra chúng là dải tần rộng thuộc bản chất (nội tại) (ngẫu nhiên) hoặc là dải tần rộng tổng hợp (hàm sin quét). Trong trường hợp khác, nó là năng lượng trung bình trên dải tần được xem xét. Giá trị đo được khi đó sẽ thấy giảm do dải tần được làm hẹp hơn vì năng lượng bị chia ra giữa các "lát" càng ngày càng nhỏ hơn.

Mặc dù một phép phân tích phổ sẽ biểu thị sự giảm các biên độ đối với các dải tần nhỏ hơn (trừ khi có các âm thuần), đây không phải là trường hợp cho một đáp ứng tần số như ở đây cùng một dải tần được sử dụng cho cả tín hiệu vào và ra và nó chỉ là tỉ số của hai loại tín hiệu này được hiển thị.

5 Các kiểu rung và nguyên nhân

5.1 Rung xảy ra do mất cân bằng

5.1.1 Tổng quan

Khi gia công bằng máy công cụ, thông thường có ít nhất một thành phần quay, là dụng cụ cắt hoặc chi tiết gia công¹⁸. Điều này đề cập đến rung tương đối được đưa vào giữa dụng cụ cắt và chi tiết gia công được truyền bởi sự mất cân bằng của các thành phần quay như vậy. Chủ yếu nhấn mạnh đối với các bộ truyền động trục chính do chúng thường là các nguồn nổi trội nhất gây ra rung do mất cân bằng trong máy công cụ. Tuy nhiên, các nguyên lý được thảo luận là khá phổ biến và có thể áp dụng như nhau cho các nguồn mất cân bằng khác.

Rung có thể được sinh ra bởi "mất cân bằng dư" của trục chính, động cơ hoặc các bộ phận truyền động quay khác. Từng lượng mất cân bằng của các bộ phận này có thể được xác định theo ISO 1940-1, và trong các điều kiện như vậy, tốc độ rung (và tần số) sẽ được thấy tăng tỉ lệ với tốc độ của các bộ phận quay mất cân bằng. Tuy nhiên, rung được đo trên máy công cụ sẽ được điều chỉnh bởi độ cứng vững động lực của máy (xem 4.2.2), và nó sẽ thay đổi đáng kể so với tốc độ quay, lớn hơn hoặc nhỏ hơn khi được đo riêng biệt.

Trong Điều này, đó là ảnh hưởng của một hoặc nhiều chi tiết quay trong máy hoàn chỉnh. Cũng xem 4.5.2 và Hình 10.

5.1.2 Kích thích do mất cân bằng

Hình 20 thể hiện một khối quay đồng đều, M , có dạng đĩa, với một khối lượng mất cân bằng bổ sung, m , được đặt tại bán kính r kể từ tâm hình học. Việc đưa vào khối lượng mất cân bằng này dẫn tới khối tâm dịch chuyển từ tâm hình học tới "khối tâm mới" tại bán kính e . Với tâm kết hợp của độ lệch tâm khối với tâm quay, tồn tại trạng thái mất cân bằng đối với khối quay. Lượng mất cân bằng là một "mômen khối lượng" và bằng tích của khối lượng, M , với độ lệch tâm khối, e . Để hiệu chỉnh sự mất cân bằng, một giá trị mất cân bằng tương đương có thể được coi như một khối lượng m đặt tại bán kính r sao cho $Me = mr$ (thể hiện trên Hình 20).

Nếu không có các ràng buộc (hạn chế) của vỏ máy của nó, khối quay như vậy sẽ quay quanh "khối tâm mới" và biểu thị một độ đảo hướng kính cố định của biên độ bằng độ lệch tâm khối, e (hoặc "mất cân bằng riêng"). Khi khối quay bị ràng buộc quay trong một vỏ máy cố định (nghĩa là quay quanh "tâm hình học" của nó), một phần lực ly tâm, F_u , được sinh ra tỉ lệ với tích của mất cân bằng dư với bình phương của tốc độ quay, ω , tính bằng rad/s:

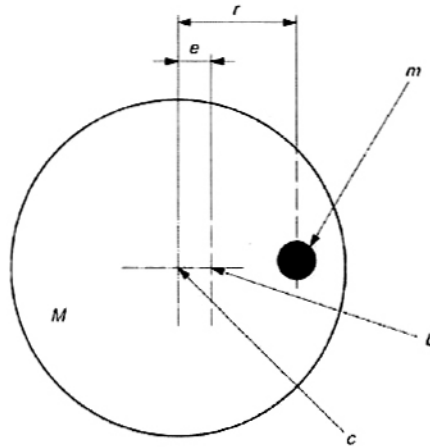
$$F_u = mr\omega^2 = Me\omega^2$$

Do đó lực kích thích tỉ lệ với bình phương của vận tốc góc quay.

¹⁸⁾ Trừ các loại máy bào, tạo hình và chuốt.

Trong thực tế, có thể xuất hiện nhiều khối lượng mất cân bằng tại các bán kính khác nhau, nhưng Me vẫn tương đương với mô men tổng hợp của chúng.

CHÚ THÍCH: Điều này chỉ áp dụng cho các trục và khối quay cứng (xem ISO 1940-1).



CHÚ DẪN:

M Khối lượng khối quay

m Khối lượng mất cân bằng

b Tâm mới của khối

c Tâm hình học

e Độ lệch tâm khối

r Độ lệch tâm của khối lượng mất cân bằng

Hình 20 – Cơ chế của sự mất cân bằng tĩnh

5.1.3 Sự cân bằng động cơ

Số lượng chuyển động được truyền tới máy công cụ bởi một nguồn mất cân bằng như một động cơ dẫn động phụ thuộc vào các khối lượng tương đối của động cơ và của máy; xem 4.1.4. Cần hiểu rằng việc đo lường mất cân bằng của từng bộ phận riêng (như động cơ của trục chính) không thể liên quan một cách đơn giản tới mức rung được biểu thị bằng máy trong đó bộ phận này được lắp đặt.

Số lượng chuyển động trong một động cơ treo tự do ít hơn trong một khối quay (rôto) di động. Mômen động lượng sẽ được bảo toàn, do vậy một động cơ với khối lượng M_m bao gồm một "rô to cứng vô hạn", M , được thể hiện trên Hình 20, sẽ biểu thị một biên độ dịch chuyển rung, x_m , không phụ thuộc vào tốc độ, trong đó:

$$x_m = \frac{M}{M_m} e$$

Do đó động cơ có thể được cân bằng tại bất kỳ tốc độ nào, nhưng, rõ ràng là, cần lựa chọn một tốc độ thích hợp cho độ nhạy của thiết bị cân bằng. Đối với máy công cụ, điều cần thiết là tốc độ kiểm bao gồm tất cả các cộng hưởng chính.

Cách lắp đặt động cơ trên máy công cụ có thể có ý nghĩa quan trọng. Một động cơ được lắp đặt một cách rất cứng vững thực sự trở thành một phần của máy, do vậy khối lượng M_m , trong công thức trên về bản chất là của máy mà lực dao động, F_u , đặt vào. Trong một số trường hợp, động cơ, do tính linh hoạt trong việc lắp đặt nó, có thể phát triển "kiểu" của riêng nó bằng cách hấp thụ một số chuyển động.

CHÚ THÍCH: Mất cân bằng động cơ làm thay đổi nhiệt độ vận hành. Các động cơ dẫn động có thể bị kém chất lượng do việc dịch chuyển các khối tâm của nó do sự giãn nở nhiệt của các cuộn dây cảm ứng. Điều này dẫn đến là với động cơ nóng có trạng thái cân bằng khác với động cơ nguội. Sự khác biệt như vậy có thể xuất hiện đối với máy công cụ mà có lắp động cơ.

Việc cân bằng các động cơ điện nằm ngoài phạm vi của tiêu chuẩn này và là trách nhiệm của việc chế tạo động cơ. Tuy nhiên, điều này là hữu ích cho các kỹ sư máy công cụ có kiến thức về các vấn đề có thể xảy ra đối với khía cạnh này.

5.1.4 Sự cân bằng động lực

5.1.4.1 Tổng quan

Hầu hết các bộ phận truyền động đều phức tạp hơn so với khối quay (rôto) đơn giản được thể hiện trên Hình 20, ở đó sự mất cân bằng được giới hạn trong một mặt đơn. Một trục chính của máy công cụ có thể có hai vị trí mất cân bằng đối nhau như được thể hiện trên Hình 21.

Hình này thể hiện hai khối lượng mất cân bằng, m_1 và m_2 , tại các vị trí bán kính r_1 và r_2 và cách nhau một khoảng L theo chiều trục. Trục chính sẽ đạt trạng thái cân bằng tĩnh khi hai mômen khối lượng cân bằng nhau, tức là:

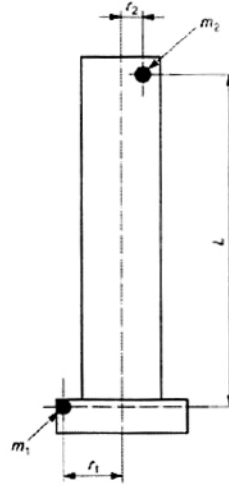
$$m_1 r_1 = m_2 r_2$$

Tuy nhiên, trạng thái "cân bằng tĩnh" này không ngăn cản được một ngẫu lực mất cân bằng phát sinh khi trục chính quay. Do tồn tại chiều dài cánh tay đòn liên kết giữa hai mặt phẳng cân bằng, một ngẫu lực mất cân bằng sẽ dẫn tới phần trên và phần dưới của trục chính di chuyển theo các chiều ngược nhau (nghiêng xoay). Yêu cầu thực hiện "cân bằng động lực" với sự cân bằng trong hai mặt phẳng để hiệu chỉnh việc này (tham khảo ISO 1940-1).

5.1.4.2 Các bộ phận truyền động

Các chi tiết quay phụ (bổ sung) trong hệ thống (xích) truyền động cũng có thể làm tăng các ảnh hưởng mất cân bằng. Với các trục trung gian quay tại các tốc độ khác nhau, cơ hội phát sinh đối với kích thích của nhiều cộng hưởng khác nhau một cách đồng thời. Với các tỉ lệ một-một, sự cân bằng sẽ bị ảnh

hường bởi kiểu truyền động. Các đai dẫn động có răng (và các bánh răng) cho các mối tương quan về pha cố định, và sự cân bằng tổng hợp có thể phụ thuộc tốt vào điều này. Tuy nhiên, đôi khi có thể được sử dụng sao cho, bằng việc điều chỉnh các vị trí răng tương đối, có khả năng làm tối ưu sự cân bằng tổng hợp. Đối với các dẫn động không dương, như các đai hình thang hoặc đai dẹt, tỉ số tốc độ sẽ chắc chắn biến động nhỏ vì sự trượt của đai, và điều này có thể dẫn đến kết quả là các phách do các lực mất cân bằng truyền vào và ra khỏi pha.



CHÚ DẪN:

m_1 Khối lượng mất cân bằng 1 tại bán kính r_1

m_2 Khối lượng mất cân bằng 2 tại bán kính r_2

CHÚ THÍCH: Đối với cân bằng tĩnh, $m_1 \cdot r_1 = m_2 \cdot r_2$

Hình 21 – Trục chính với sự mất cân bằng động

5.1.5 Sự truyền các lực mất cân bằng; các đơn vị đo sự mất cân bằng

Như đã trình bày trong 5.1.2, lực kích thích tỉ lệ với bình phương của tốc độ quay. Nó là đáp ứng của máy đối với lực kích thích này, mà làm tăng rung được quan sát.

Lực mất cân bằng là một vectơ quay và do đó có thể kích thích các kiểu (mode) theo phương bất kỳ trong mặt phẳng quay của nó. Do vậy, sự mất cân bằng của trục chính được thể hiện trên Hình 26 (xem 7.1.2) có thể kích thích kiểu này theo cả hai phương X và Y, với độ lệch pha là 90° .

Các đơn vị được sử dụng để đo hoặc xác định giá trị mất cân bằng đôi khi làm tăng sự nhầm lẫn. Để chỉnh sửa lại việc này, trong đoạn dưới đây, sự truyền rung động trong máy công cụ từ một khối quay (rôto) mất cân bằng được nhắc lại theo các đơn vị hệ SI thể hiện trong các dấu ngoặc đơn.

Ban đầu, sự mất cân bằng là một đại lượng mômen-khối lượng, được xác định bằng tích của khối lượng và khoảng cách (kg.mm). Đôi khi đại lượng này được biểu diễn bằng một chiều dài thuần túy (mm), là độ lệch tâm của khối quay gây ra sự mất cân bằng (hoặc "mất cân bằng riêng"). ("khối lượng"

TCVN 7011-8:2013

thiếu giả định là tổng khối lượng của rôto). Một khối quay di động một cách tự do sẽ biểu thị một độ đảo biên độ dịch chuyển bằng với độ lệch tâm khối của nó (mm). Cường bức khối quay này quay trong các ổ trục cố định, biến đổi biên độ dịch chuyển này thành một lực (N), gây ra do khối lượng và vận tốc quay của rôto. Lực tổng hợp ("ly tâm") được truyền đi làm cho máy bị rung tùy theo độ cứng vững động lực của máy tại một tần số thích hợp (khớp) với tốc độ quay. Do vậy, mặc dù rung của máy (tức là đáp ứng dịch chuyển của máy) có thể được tính bằng milimét, không có sự kết nối trực tiếp giữa đại lượng đo theo milimét này với mất cân bằng riêng, cũng được tính bằng milimét.

CHÚ THÍCH: Biên độ dịch chuyển rung hoặc độ đảo của một động cơ được đỡ tự do là hằng số và không thay đổi theo tốc độ quay. Tuy nhiên, lực tương đương mà nó gây ra tỉ lệ với bình phương tốc độ quay, và khi đó biên độ dịch chuyển của máy theo đáp ứng như thể hiện trên Hình 10.

5.2 Rung xảy ra do sự vận hành của các bộ phận trượt tịnh tiến

5.2.1 Tổng quan

Điều này đề cập về tác động mà việc tăng tốc hoặc giảm tốc nhanh các bộ phận trượt chuyển động chạy dao có thể có đối với tính năng gia công, đặc biệt là sự hoàn thiện bề mặt. Sự tăng tốc nhanh của bộ phận trượt lớn có thể sinh ra một xung phản lực theo phương bất kỳ trong kết cấu, thường kích thích các kiểu rung thấp. Có thể xảy ra cả rung tịnh tiến và rung quay (chủ yếu là các chuyển động lật nghiêng). Các rung này có thể vẫn tiếp tục tồn tại trong nhiều giây bởi vì tốc độ suy giảm tự nhiên chậm của chúng. Nếu điều này xảy ra trong quá trình gia công, sẽ dẫn đến sự suy giảm chất lượng bề mặt hoàn thiện do rung tương đối giữa dụng cụ cắt và chi tiết gia công. (Tác động này có thể xảy ra theo phương khác với phương gây ra bởi xung lực do các hiệu ứng "đáp ứng chéo").

Hiện tượng này có thể quan sát được bằng cách thực hiện các phép kiểm độ thẳng "động lực" bổ sung giữa cạnh dao và cạnh chi tiết gia công của máy. Cách khác, có thể thực hiện các phép đo tương đối theo phương vuông góc với phương chuyển động, giữa cạnh dao và cạnh chi tiết gia công của máy. Các phép kiểm thích hợp cho các đại lượng này được mô tả trong 7.2.

5.2.2 Các vấn đề với các kiểu tần số thấp

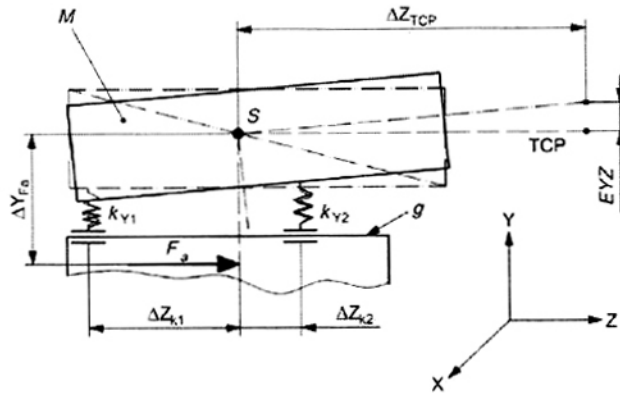
Mặc dù các tác động của rung như vậy được biểu thị trong chuyển động tương đối giữa dụng cụ cắt và chi tiết gia công, nó có thể xuất hiện mà kiểu đặc biệt được kích thích có thể được bỏ qua bằng một phép kiểm đáp ứng tần số được thực hiện tại vị trí này. Tác động xung lực của sự tăng tốc bộ phận trượt của máy sẽ kích thích các kiểu thấp nhất vì các kiểu này là yếu nhất (không ổn định). Nhưng các tần số thấp này cũng có thời gian suy giảm dài, khi đó chúng có thể gây ra một số rắc rối. Điều này có nghĩa là khá nhiều chuyển động tương đối nhỏ giữa dụng cụ cắt và chi tiết gia công có thể vẫn tiếp tục xảy ra trong nhiều giây, đủ để tạo ra vết có thể nhìn thấy được trên chi tiết gia công. Các kiểu như vậy có thể thiếu trong phép kiểm đáp ứng tần số bởi vì, tại vị trí kích thích thông thường, chúng có các độ cứng vững động lực tương đối lớn và do đó các biên độ dịch chuyển tổng hợp là khá nhỏ. Vị trí của xung lực do sự tăng tốc bộ phận trượt không nhất thiết ở giữa dụng cụ cắt và chi tiết gia công, tuy

nhien, có thể xảy ra tại bất cứ vị trí nào mà độ cứng vững động lực nhỏ hơn nhiều. Thông thường, điều này ám chỉ rằng rung như vậy sẽ có một chút ảnh hưởng tại điểm dụng cụ cắt, nhưng, vì tần số thấp (và do đó cản rung nhỏ), nó có thể trở nên rắc rối bởi sự tiếp tục tồn tại của nó sau khi ngừng xung gây nhiễu loạn.

5.2.3 Giao tiếp chéo do quán tính

Một tác động có hệ thống có thể quan sát được bất cứ khi nào tồn tại một lượng dịch tâm đáng kể giữa khối tâm của chi tiết máy bị dẫn động (như bàn máy chuyển động) và lực dẫn động tiến dao. Các chuyển động lật nghiêng trong quá trình tăng tốc và giảm tốc dẫn tới các dịch chuyển của điểm tâm dụng cụ cắt (TCP) vuông góc với phương của chuyển động danh nghĩa. Các yếu tố ảnh hưởng tới các dịch chuyển ngang này là lực gia tốc, lượng dịch tâm giữa khối tâm và lực dẫn động, độ cứng vững quay của rãnh trượt mang bàn máy và khoảng cách chiều trục giữa khối tâm với TCP.

Hình 22 thể hiện tác động này, được gọi là giao tiếp chéo do quán tính. Lực dẫn động lệch tâm gây ra một mômen, mômen này gây ra một dịch chuyển quay phụ thuộc vào độ mềm dẻo quay của hệ thống rãnh trượt phía dưới, g . Chuyển động quay này biến đổi về mặt hình học thành lượng dịch chuyển ngang của TCP tỉ lệ với lượng dịch tâm chiều trục của TCP theo khối tâm, M . Điều này được thể hiện trong Công thức (26).



CHÚ DẪN:

M Khối lượng chuyển động của bộ phận trượt

g Hệ thống rãnh trượt

TCP Điểm tâm dụng cụ cắt

Hình 22 – Giao tiếp chéo do quán tính

Trong Hình 22, EYZ là sai lệch độ thẳng do các lực quán tính; F_a là lực quán tính (khối lượng chuyển động x gia tốc, $M \times a$); ΔY_{Fa} là lượng dịch tâm giữa khối tâm và lực dẫn động; ΔZ_{TCP} là khoảng cách giữa khối tâm S và TCP; và k_{y1} và k_{y2} là các độ cứng vững đại diện theo phương y được xác định trên phương z tại ΔZ_{k1} và ΔZ_{k2} .

$$EYZ = \frac{F_a \Delta Y_{Fa} \Delta Z_{TCP}}{k_{rot,i}} = \frac{Ma \Delta Y_{Fa} \Delta Z_{TCP}}{\sum_i k_{y,i} \Delta z_i^2 + \sum_j k_{A,j}} \quad (26)$$

CHÚ THÍCH: $k_{rot,A}$ là độ cứng vững xoay của kết cấu phía dưới (ví dụ rãnh trượt) được cho bởi các độ cứng vững riêng rẽ theo phương y, k_y , tính toán tới các vị trí của chúng theo phương z và các độ cứng vững quay, k_A , xung quanh trục X.

Khung kỹ thuật 9 – Các tác động của giao tiếp chéo do quán tính

Đối với việc đánh giá các tác động của giao tiếp chéo do quán tính trên máy công cụ, ảnh hưởng của một thay đổi có giới hạn của sự gia tốc theo thời gian (sự giật mạnh/chấn động) là dễ nhận thấy. Tại các lượng chạy dao thấp, giá trị gia tốc danh nghĩa xảy ra tại các lượng chạy dao cao là không đạt được và do đó các giá trị lớn nhất của các tác động của giao tiếp chéo do quán tính đo được bị giảm.

Do thuộc tính vượt thấp của máy công cụ, các tác động này được giảm khi thời gian gia tốc ngắn.

5.3 Rung xảy ra do bên ngoài tác động vào máy

5.3.1 Lưu ý chung

Các lưu ý này chỉ áp dụng cho các máy đã được lắp đặt.

Bề mặt đỡ trên đó máy được lắp đặt có thể có chuyển động gây ra trong nó là kết quả của các ngoại lực từ các máy móc khác trong khu vực xung quanh. Chuyển động này có thể là dạng chu kỳ, xung hoặc hỗn hợp của cả hai. Sự truyền chuyển động như vậy tới máy có thể có một tác động làm suy giảm độ chính xác và tính năng của máy.

Các rung sinh ra từ nguồn bên ngoài thường vượt ngoài sự kiểm soát của nhà sản xuất (ngoài nhiệm vụ cung cấp hướng dẫn về các nền móng thích hợp). Điều cần thiết cho một phép kiểm để đánh giá các tác động của các rung bất nguồn từ ngoài trên một máy đã lắp đặt có thể được đưa vào bởi một số lượng các yêu cầu khá khác nhau, như:

- Việc xác định của rung toàn bộ theo môi trường;
- Sự phân tích, nhận biết và khử nguồn gây nhiễu rung từ bên ngoài;
- Sự loại bỏ các tín hiệu nhiễu tạp từ bên ngoài từ các phép phân tích kết cấu.

Cũng xem "khả năng truyền" trong 4.5.4 và đối với vị trí máy trong 6.9.

5.3.2 Các nguồn ngoài

Các nguồn gây rung từ bên ngoài có thể là các máy công cụ khác trong cùng xưởng máy hoặc trong xưởng máy bên cạnh. Chúng cũng có thể ở vị trí xa hơn nữa, ví dụ:

- Trang thiết bị ở xưởng máy như máy nén khí công suất lớn. Chúng được biết đến đối với thiết lập các sóng dừng trong nền, trong trường hợp này việc định vị trí cẩn thận của máy công cụ tại điểm nút có thể loại bỏ gần như hoàn toàn tác động này. Các sóng lan truyền (travelling wave) rõ ràng là khó giải quyết hơn;
- Gần giao thông đường sắt. Điều này có thể là rắc rối một cách đặc biệt vì phách tần số thấp đều đặn liên tục, đặc biệt là khi có các khe đường ray;
- Đi qua giao thông đường bộ (thường không là vấn đề);
- Sự xô sóng biển vào bờ biển ở gần. Điều này được biết đến là nguyên nhân của các vấn đề rung máy công cụ và được dự đoán bằng việc chú ý tới sự thay đổi mô hình theo số lần thủy triều.

Các máy mài có thể đặc biệt nhạy với các rung tần số thấp từ bên ngoài.

5.4 Rung bắt đầu do quá trình gia công: rung cưỡng bức và tự rung

5.4.1 Các giới hạn đặc tính của máy

Quá trình gia công sinh ra số lượng đáng kể rung, nó được phản ánh trong việc bề mặt gia công tinh kém hoàn thiện hơn. Vì tốc độ cắt bỏ kim loại tăng và lực cắt tăng, rung và sự giảm chất lượng bề mặt được gia công cũng tăng tương ứng. Độ nhám bề mặt có thể tăng vượt quá cấp (mức) có thể chấp nhận được trước khi đạt được công suất danh định lớn nhất của máy công cụ. Trong trường hợp này, đặc tính của máy được coi là được giới hạn bởi giá trị của rung cưỡng bức xảy ra do quá trình gia công. Ví dụ như, trong nguyên công phay, rung thường xuất hiện theo tần số va đập lưỡi răng cắt vào chi tiết gia công, nó tác động trở lại kích thích máy. Điều này đặc biệt có hại khi tần số va đập tương đương với một tần số riêng của máy hoặc tương ứng với một trong các tần số của hàm điều hòa của nó.

5.4.2 Các rung tự kích thích

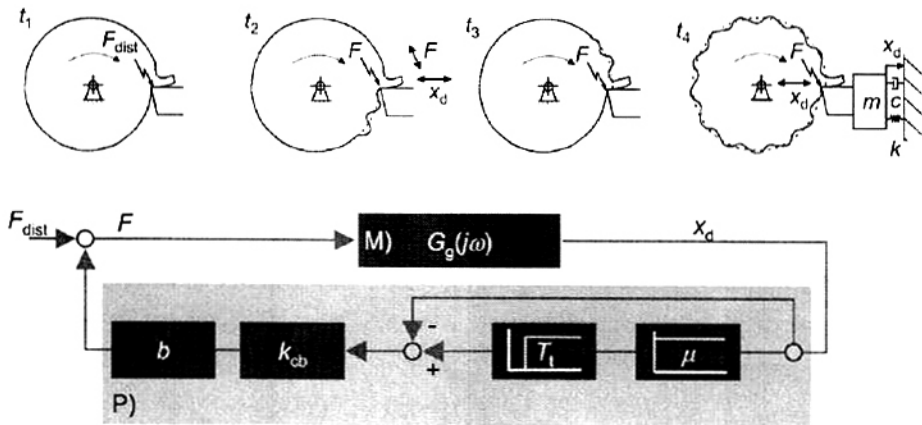
Đôi khi, một lượng tăng nhỏ tốc độ cắt bỏ kim loại có thể dẫn đến sự suy giảm chất lượng bề mặt đột ngột và không cân xứng đối với sự hoàn thiện bề mặt cùng với sự tăng rõ rệt của tiếng ồn và rung. Hiện tượng này được gọi là tự rung. Sự bắt đầu của tự rung trong quá trình gia công phụ thuộc vào các thông số cắt, vật liệu chi tiết gia công và phương gá đỡ, loại dụng cụ cắt (tooling) và độ cứng vững động lực của toàn bộ kết cấu máy, và, đặc biệt là, hướng tương đối của lực cắt so với phương của các kiểu rung tự nhiên của máy công cụ. Rung tự kích thích thường xảy ra trong vùng lân cận của tần số riêng (xem 5.4.3). Về khía cạnh này, một dấu hiệu của sự có khả năng xảy ra của độ nhạy đối với tự rung được cho khi phần thực âm lớn nhất của hàm truyền vượt quá phần tử đơn vị. Cũng xem 4.4.4 về độ ổn định "Nyquist" và sự quan trọng của các phần thực âm lớn nhất (xem 4.4.3).

TCVN 7011-8:2013

Nhiều cơ chế vật lý khác nhau được nghiên cứu để giải thích cho sự sinh ra của tự rung, nhưng một cơ chế xảy ra thực sự phụ thuộc vào kiểu của quá trình cắt được sử dụng và kết cấu của máy. Ví dụ như, các cơ chế giải thích các nguyên công phay và tiện là khá khác nhau. Hình 23 minh họa rung được tái tạo như thế nào (hoặc tự rung) có thể được tích lũy (build up) từ một nguyên công tiện bằng dao mũi đơn ở đó bề mặt gợn sóng/nhấp nhô của vật liệu đã cắt trước tạo ra đáp ứng dương tới lực cắt. Vòng tái tạo thực sự dẫn đến cân tương đương nghịch. (xem 4.7.4.3).

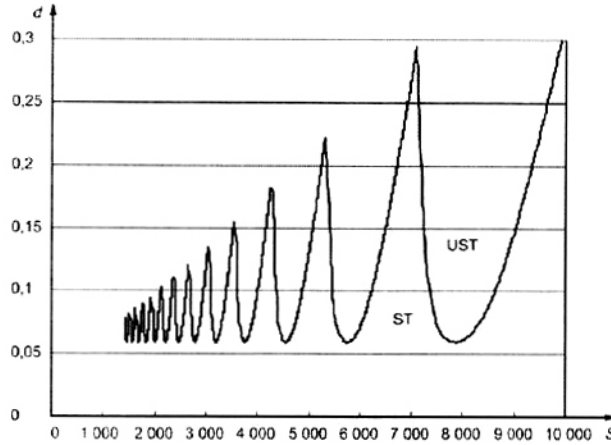
Tuy nhiên, các thảo luận về "cơ chế" tự rung có thể có khác vượt quá phạm vi của tiêu chuẩn này. Nhưng cần chú ý rằng, đối với bất kỳ sự thiết lập các điều kiện cố định nào, tự rung sẽ thường xảy ra (nếu nó xảy ra) khi một ngưỡng (giới hạn) nào đó của tốc độ cắt bỏ kim loại bị vượt quá. Cụ thể, tốc độ trục chính thường là thông số tới hạn. Đồ thị đo ổn định, biểu diễn chiều sâu cắt tự do-tự rung dựa trên tốc độ quay của trục chính thường thể hiện các miền ổn định và không ổn định kế tiếp nhau được gọi là "các vấu (phần lồi) (lobe) mất ổn định" – xem Hình 24.

Thiết kế máy hợp lý là cách tốt nhất để tránh tự rung. Độ cứng vững tĩnh lớn và khối lượng nhỏ của các bộ phận tới hạn luôn luôn được yêu cầu. Bổ sung vào các bộ hấp thụ rung (xem 4.6.2) có thể thường có ích. Cần chú ý rằng "thiết kế máy hợp lý" có thể không luôn luôn là đủ. Một "độ yếu về kết cấu" thúc đẩy tự rung có thể tồn tại ở chính chi tiết gia công hoặc ở thiết bị gá đỡ nó (ví dụ đồ gá).



- | | | |
|-----------------------------------|----------------------------|-----------------------------------------|
| CHÚ DẪN: | | |
| P) Quá trình | M) Máy | t_1, t_2, t_3, t_4 Các bước thời gian |
| b Chiều rộng cắt | $G_g(j\omega)$ Hàm đáp ứng | F Lực kích thích |
| k_{cb} Lực cắt riêng | tần số tương đối | F_{dist} Lực nhiễu loạn |
| T_1 Khoảng ngắt (dead interval) | | x_d Biên độ dịch chuyển của máy |
| μ Hệ số chống | | m Khối lượng |
| | | c Độ cứng vững |
| | | k Hệ số cân rung |

Hình 23 – Quá trình tự rung tái sinh thể hiện vị trí của các vectơ, lực kích thích, F , và biến dạng của máy, x_d , đối với đặc tính độ mềm dẻo có hướng, $G_g(j\omega)$

**CHÚ DẪN:**

P) Quy trình

b Chiều rộng cắt

 k_{cb} Lực cắt riêng T_t Khoảng ngắt μ Hệ số chông

M) Máy

 $G_g(j\omega)$ Hàm đáp ứng

tần số tương đối

 t_1, t_2, t_3, t_4 Các bước thời gian

F Lực kích thích

 $F_{oi:st}$ Lực nhiễu loạn x_d Biên độ dịch của chuyển máy

m Khối lượng

k Độ cứng vững

c Hệ số cản rung

Hình 24 – Các vấu ổn định của tự rung thể hiện các vùng ổn định và vùng mất ổn định**5.4.3 Rung cưỡng bức chống lại tự rung**

Quá trình cắt là một nguồn quan trọng của rung cưỡng bức thậm chí ngay cả không có sự phát triển của tự rung. Rung cưỡng bức về bản chất cần được phân biệt rõ ràng so với tự rung. Rung cưỡng bức xảy ra tại tần số kích thích (nghĩa là sự cắt), tần số này có thể được xác định bằng số lần va đập của lưỡi cắt mỗi giây¹⁹, và tăng hoặc giảm một cách tuyến tính theo tốc độ cắt bỏ kim loại. Tự rung xảy ra một cách phi tuyến tính, thường tăng một cách đột ngột theo bộ khởi động tới hạn (initial trigger). Tự rung thường được tiếp nạp bởi đáp ứng tái tạo và do đó thường gần bằng với một trong các tần số riêng của máy. Nếu tần số riêng ngẫu nhiên gần bằng tần số cắt hoặc một trong các tần số của hàm điều hòa của nó, khi đó sức cản của máy đối với tự rung sẽ bị giảm rất nhiều.

5.5 Các nguồn kích thích khác

Các điều trên đã nghiên cứu các nguồn rung cụ thể được quy định trong phạm vi của tiêu chuẩn này. Một số nguồn rung quan trọng khác, chúng có thể có tác động xấu đến sự hoàn thiện bề mặt và tạo ra rung có thể cảm nhận được, đó là:

- Các hệ thống vô cấp (servo) không ổn định cho dẫn động trục chính và chạy dao;
- Các bộ dẫn động bánh răng và đai;
- Ảnh hưởng của các ổ trục bị mòn;

¹⁹⁾ Sự mô tả này chỉ cụ thể cho quá trình phay.

TCVN 7011-8:2013

- Các thiết bị phụ thuộc (bổ sung) và xoay vòng như các bộ thay dao và bộ thay giá dao.

Tiêu chuẩn này không đề cập nhiều đến cơ chế của các nguồn này. Tuy nhiên, nhiều thông tin cơ bản chung được cung cấp sẽ vẫn thích hợp, đặc biệt là về việc nhận biết các tần số và các mức.

5.5.1 Các hệ thống servo không ổn định

Phương trình toán học cơ bản đối với các hệ thống servo tương tự như đối với các rung kết cấu và, mặc dù cần rung thường lớn hơn nhiều, nó vẫn có khả năng sinh ra các cộng hưởng khi các "độ khuyếch đại" cao được sử dụng. Các cộng hưởng này sẽ tác động trở lại, kích thích kết cấu của máy – dù không tất yếu giữa dụng cụ cắt và chi tiết gia công – và, nếu các cộng hưởng này là đủ gần với một cộng hưởng của kết cấu máy, chúng có thể trở nên phức tạp. Việc phân tích các hệ thống servo là một đối tượng chuyên môn hóa nằm ngoài phạm vi của tiêu chuẩn này.

5.5.2 Các bộ truyền động bánh răng và đai

Các bộ truyền động bánh răng là một nguồn quan trọng gây ra rung và ồn. Rung sinh ra giữa một cặp bánh răng ăn khớp do "các sai số truyền" gây ra bởi dạng thân khai²⁰ kém hoàn thiện của các profin của các răng bánh răng. Các sai số này tăng theo biến dạng của răng trong điều kiện tải nặng. Các sai số truyền chỉ ra rằng vận tốc quay không đổi của bánh răng chủ động không được truyền một cách chính xác tới bánh răng bị động. Hơn nữa, một loạt các xung lực xoắn nhỏ được sinh ra mỗi lần một cặp răng tiếp xúc nhau, độ lớn của xung lực tăng theo cả tải và tốc độ. (Tác động này được giảm bớt bằng cách sử dụng các bánh răng xoắn, chúng cho phép tiếp nhận tải một cách từ từ bằng các răng).

Chuỗi các xung lực được sinh ra bởi sự quay của bánh răng xuất hiện như một sóng phức hợp mà tần số cơ bản của nó bằng với tần số va chạm của răng (số răng x tốc độ quay). Vì tính phức tạp của nó, sóng này (được tạo bởi các xung lực) sẽ giải trong các hàm điều hòa. Phân tích tần số sẽ có được tần số ăn khớp với khoảng sáu hoặc nhiều hơn hàm điều hòa, cộng thêm đặc trưng khác của rung bánh răng: một họ "các dải biên". Các dải biên là các đỉnh nhỏ hơn tại các tần số được phân bố xung quanh các tần số ăn khớp. Khoảng cách này được xác định bởi tần số quay của bánh xe riêng lẻ và cho một công cụ chuẩn đoán để chọn ra cái nào của cặp ăn khớp bị lỗi. Xem ví dụ trong Khung kỹ thuật 10.

Việc sinh ra rung từ các dây đai có răng cũng có thể xảy ra tại tần số xuất hiện tiếp xúc răng. Tuy nhiên, thông thường, do đai có độ cứng vững nhỏ nên các lực sinh ra là rất nhỏ. Hơn nữa, sự kẹt lại của không khí (không khí bị bẫy) có thể tạo ra một vấn đề tiếng ồn tương ứng quá lớn so với rung kết cấu gây ra. Có thể xuất hiện các tần số khác với tốc độ tiếp xúc răng, như tần số uốn của các răng riêng lẻ.

²⁰⁾ Đây là dạng hình học của mặt răng cho phép một hoạt động lăn thuần túy giữa các biên dạng đối tiếp và do đó cho sự truyền động êm hoàn hảo (và không rung). Tuy nhiên, thậm chí một dạng thân khai hoàn hảo sẽ biến dạng ngay khi bắt đầu truyền tải.

5.5.3 Các ổ trục bị mòn

Việc sinh ra rung và ồn từ các ổ trục bị mòn và lỗi được dẫn chứng trong tài liệu về sự giám sát trạng thái (ví dụ xem ISO 13373-2). Vận tốc rung thường tỉ lệ với tốc độ quay, nhưng các tần số được sinh ra phức tạp hơn và phụ thuộc vào các kích thước tương đối của các phần tử quay và các tốc độ tuế sai của chúng, và cũng phụ thuộc vào khuyết tật ở vòng ngoài ổ trục, vòng trong ổ trục hoặc một hoặc nhiều con lăn. Các ổ trục bị mòn quá cũng có thể sinh ra các rung tự kích thích do sự xoáy trục và ma sát khô.

5.5.4 Các thiết bị phụ thuộc

Các bộ thay dao và bộ thay giá dao có thể làm tăng các xung lực do chúng khóa chặt vào vị trí làm việc. Tác động đối với máy công cụ tương tự như các tác động của việc tăng tốc bộ phận trượt, và các kỹ thuật tương tự cần được sử dụng để đánh giá các vấn đề như vậy.

Các kiểu thiết bị bổ sung khác có thể được trang bị với các thành phần quay có xu hướng sinh ra các lực gây mất cân bằng. Hơn nữa, các phép kiểm soát cân bằng của trục chính có thể áp dụng được ở đây. Sự phân tích phổ thiết bị này sẽ nêu bật sự mất cân bằng bằng một giá trị đỉnh tại tần số quay.

Nghiên cứu một bánh răng 40 răng quay với tốc độ 600 r/min đang ăn khớp với một bánh răng 50 răng:

Tốc độ quay của bánh răng thứ nhất = 600 r/min = 10 Hz

Tốc độ quay của bánh răng thứ hai = $600 \times 40/50 = 480$ r/min = 8 Hz

Tần số khớp (chạm) răng = $40 \times 600/60 = 50 \times 480/60 = 400$ Hz

Một phép kiểm đáp ứng tần số sẽ cho một đỉnh (peak) tại 400 Hz và cũng gần như chắc chắn cho hàm điều hòa tại 800 Hz và 1200 Hz. Chú ý rằng, mặc dù đây là tần số khớp răng cơ sở (cơ bản), nó cũng là điều hòa thứ 40 và 50 của hai tần số quay. Các dải biên cho bánh răng thứ nhất sẽ chỉ ra các điều hòa thứ 38, 39, 41 và 42, tức là tại các tần số 380 Hz, 390 Hz, 410 Hz và 420 Hz, nghĩa là được phân bố cách nhau theo tần số quay 10 Hz. Các dải biên cho bánh răng thứ hai sẽ chỉ ra các điều hòa thứ 48, 49, 51 và 52 của tần số quay 8 Hz của nó, tức là tại các tần số 384 Hz, 392 Hz, 408 Hz và 416 Hz. Các họ của các dải biên này có thể rất dễ dàng nhận biết được từ các đồ thị phân tích phổ tần số và theo cách này xác định được chính xác bánh răng gây ra rung.

Các dải biên được sinh ra thông qua các tác động của biến điệu biên độ và biến điệu tần số do các sai số sẵn có của độ đồng tâm giữa vòng tròn chia và tâm quay. Các họ các dải biên cũng có thể được thấy kèm một số điều hòa.

CHÚ THÍCH: Kỹ thuật nhận biết các bánh răng khi tỉ số truyền là 1:1 sẽ bị lỗi. Kỹ thuật này cũng không đáng tin cậy tương tự cho các tỉ số truyền đơn giản như là 2:1, 3:1, vv.

Khung kỹ thuật 10 – Các tần số rung của các bánh răng ăn khớp

6 Kiểm thực tế: Các khái niệm chung

6.1 Tổng quan

Kiểm động lực thực tế các máy công cụ thường bao gồm các điểm sau:

- Kiểm máy ở trạng thái dừng, được cố định trên bộ phận đỡ máy. Phép kiểm này bao gồm việc xác định các giá trị rung, các tần số riêng, các hình dạng mô hình của máy tại các tần số này và, nếu có thể, độ nhạy tự rung.
- Kiểm máy ở trạng thái không có chi tiết gia công nhưng các bộ phận khác đang quay hoặc đang chuyển động, để nghiên cứu các nguồn gây rung.
- Kiểm máy ở trạng thái đang gia công để xác định đặc tính cắt, độ nhạy của tự rung và chất lượng của mẫu phôi hoàn thiện (bao gồm độ chính xác kích thước, chất lượng bề mặt, vv).

Một chương trình kiểm động lực đầy đủ cho một máy công cụ có thể mất thời gian nhiều ngày và do đó rất tốn kém. Trong Điều này, một số lượng lớn các phép kiểm được mô tả một cách ngắn gọn, nhưng điều này không có nghĩa là đã liệt kê đầy đủ. Người bán và người mua máy công cụ cần đạt được thỏa thuận sơ bộ về chương trình của các phép kiểm được thực hiện và lựa chọn chương trình thích hợp nhất tính đến chế độ làm việc của máy, cũng như các yêu cầu cần đáp ứng.

Các phép kiểm được mô tả dưới đây là trên cơ sở thực tế của các chuyên gia và không dùng để áp đặt như một quy trình chuẩn.

6.2 Đo các giá trị rung

Đo rung về bản chất là đo một dạng sóng, biên độ của nó có thể thay đổi theo đường có tính chu kỳ có thể dự đoán được hoặc có thể hoàn toàn ngẫu nhiên. Đối với phép đo chính xác, cần phải sử dụng các bộ chuyển đổi được hiệu chuẩn có khả năng sao chép hình vẽ (biểu diễn) của dạng sóng trên dải tần số quan tâm, và cũng đưa vào tính toán bất kỳ sai lệch nào của các bộ chuyển đổi.

Yêu cầu xử lý thêm để phân tích dạng sóng của tín hiệu rung (bằng kỹ thuật số hoặc tương tự) và đặc trưng hóa nó thành một bộ các thông số có ý nghĩa. Phương pháp đơn giản nhất là tính toán giá trị năng lượng trung bình của tín hiệu mà không tham chiếu đến phổ tần suất của nó. Đây thực chất là một phép đo "dải tần rộng".

Nhiều quy trình xử lý phức tạp cho phép dải tần số được phân chia thành một loạt các băng (band) hẹp, ở đó có thể đo được năng lượng trong từng băng. Vì chiều rộng băng trở nên hẹp hơn, nên thời gian xử lý sẽ tăng lên²¹.

²¹) Phụ thuộc vào loại thiết bị đo được sử dụng.

6.3 Thiết bị đo

6.3.1 Tổng quan

Thiết bị đo được sử dụng phải được thiết kế để hoạt động thỏa mãn trong môi trường mà nó được sử dụng về khía cạnh nhiệt độ, độ ẩm, vv.

Các bộ chuyển đổi được hiệu chuẩn là có thể dùng được cho phép đo trực tiếp các độ lớn dịch chuyển, vận tốc và gia tốc. Hầu hết các loại bộ chuyển đổi đều yêu cầu trang bị bổ sung để xử lý tiếp tín hiệu. Các bộ chuyển đổi vận tốc và dịch chuyển tuyệt đối được thiết kế để sử dụng ở các tần số cao hơn các tần số riêng của riêng chúng. Do đó, các khối lượng địa chấn của chúng thường khá lớn và có thể ảnh hưởng trực tiếp đến phép đo. Các gia tốc kế hoạt động dưới tần số riêng của riêng nó và do đó có các khối lượng nhỏ. Đối với các rung thông thường tác động tới máy công cụ, các gia tốc kế kiểu áp lực là thích hợp hơn, mặc dù các bộ chuyển đổi dịch chuyển kiểu dòng điện xoáy (dòng Fucô) và kiểu điện dung cũng có thể sử dụng được và thường khá hữu ích.

Phương pháp lắp đặt các gia tốc kế được nêu trong ISO 5348:1998, cụ thể xem 4.4. Các bộ chuyển đổi kiểu cát, ngược với kiểu nén, được khuyến nghị dùng do chúng ít nhạy hơn với các thay đổi của nhiệt độ và môi trường ẩm ướt. (TCVN 6372 bao gồm các yêu cầu đối với dụng cụ để đo cường độ rung, nhưng hiện nay được giới hạn cho các bộ chuyển đổi vận tốc).

Sự biến đổi giữa dịch chuyển, vận tốc và gia tốc đòi hỏi phép lấy tích phân hoặc vi phân như mô tả trong Phụ lục B. (Dịch chuyển từ một gia tốc kế cần một phép lấy tích phân kép). Đối với các hệ thống tương tự, việc này có thể được thực hiện bằng cách sử dụng các mạng điện thụ động. Đối với các hệ kiểu số, có thể thực hiện tích phân và vi phân số trực tiếp, mặc dù cần thực hiện cẩn thận để đảm bảo rằng tính nguyên vẹn của các quan hệ pha được bảo toàn.

Đối với hầu hết máy công cụ, khối lượng của bộ chuyển đổi rung thường không đủ lớn để ảnh hưởng phép đo một cách đáng kể, đặc biệt là khi sử dụng các gia tốc kế. Tuy nhiên, đối với các kết cấu nhẹ hoặc các chi tiết nhẹ của một kết cấu, điều này có thể không phải luôn luôn như vậy. Một chỉ thị mà khối lượng của bộ chuyển đổi quá lớn có thể nhận được bằng cách lấy gấp đôi khối lượng của nó (ví dụ, bằng cách thêm vào một khối lượng giả tương đương) và bằng kiểm tra sự thay đổi của số đọc rung. Biên độ rung không được thay đổi nhiều hơn 12 %, theo TCVN 6372. Cũng cần thực hiện một kiểm tra tương tự để đảm bảo rằng bộ chuyển đổi không gây ảnh hưởng một cách đáng kể tần số riêng nhiều hơn 5 %.

Các hệ thống đo rung trên cơ sở laze (ví dụ rung động kế laze) cũng có thể sử dụng được, một số loại này có thể đo trực tiếp dịch chuyển động lực và khi đo sử dụng phép tính vi phân để tính dữ liệu vận tốc và gia tốc. Một số hệ thống này cũng có thể đo một cách vi sai để xác định rung tương đối của bộ phận kẹp dụng cụ cắt so với bộ phận kẹp chi tiết gia công của máy.

Chi tiết hơn về các loại bộ chuyển đổi và nguyên lý hoạt động của chúng, xem F.2.

6.3.2 Các phép đo dải tần rộng

Hai hệ thống thiết bị đo hiện nay thường được sử dụng để giám sát rung ở dải tần rộng trong việc đánh giá sự mất cân bằng và rung theo môi trường xung quanh là:

- Các thiết bị đo mà kết hợp các mạch bộ tách sóng rms và hiển thị các giá trị rms;
- Các thiết bị đo mà kết hợp các mạch bộ tách sóng rms hoặc các mạch bộ tách sóng lấy trung bình, nhưng được chia vạch để đọc các giá trị đỉnh hoặc các giá trị đỉnh tới đỉnh. Sự chia vạch này trên cơ sở giả thiết quan hệ hình sin giữa các giá trị rms, trung bình, các giá trị đỉnh và đỉnh tới đỉnh. (Chi tiết hơn về các quan hệ này, xem Phụ lục B).

Loại thiết bị đo này thích hợp cho phép đo rung thông thường như đo vận tốc do các trục chính bị mất cân bằng – đặc biệt là cho phép kiểm mức được quy định trong 7.1.5.1.

6.3.3 Các phép đo dải tần hẹp

Sự phân tích phổ của cả các tín hiệu rung và tín hiệu ổn định đòi hỏi thiết bị phụ (bổ sung), và, để đo *đáp ứng tần số*, cần cung cấp một tín hiệu kích thích cho phép đo được hàm truyền giữa tín hiệu vào và tín hiệu ra. Các yêu cầu cơ bản gồm có một bộ phân tích tín hiệu động lực, một bộ kích thích rung và một bộ chuyển đổi lực. Lúc này các hệ thống phức tạp đã có thể sử dụng để thực hiện việc phân tích độ mềm dẻo đầy đủ bao gồm cả các hình dạng mô hình.

Nếu không có các thiết bị như trên, vẫn có khả năng xác định gần đúng các hình dạng mô hình bằng dao động kế chũm đôi (máy hiện sóng chũm đôi) và các máy dò cầm tay.

6.4 Các phép đo tuyệt đối và tương đối

Các rung tương đối được đo giữa hai vị trí (ví dụ, dụng cụ cắt và chi tiết gia công) sử dụng một bộ chuyển đổi thích hợp được gắn qua một bộ phận di chuyển được vào cả hai vị trí đó. Hình 25 (bên trái), cả sự kích thích và đại lượng đo đều là tương đối và xảy ra giữa dụng cụ cắt và chi tiết gia công. Ở hình phía bên phải, cả sự kích thích và đại lượng đo đều là tuyệt đối và do đó có thể thực hiện đo tại bất kỳ điểm nào trên kết cấu. Thông thường, sử dụng dụng cụ cắt và chi tiết gia công giả đại diện tại các vị trí của dụng cụ cắt và chi tiết gia công sẽ thỏa đáng hơn là sử dụng các bộ phận thật. Các rung tuyệt đối được đo với các thiết bị kiểu quán tính tại một điểm đơn. Chênh lệch các giá trị từ hai kiểu đo này phụ thuộc vào pha tương đối của rung tại hai vị trí này. Chú ý rằng phép đo rung tương đối cho sự ước lượng cường độ rung thực tốt hơn. Việc lấy tổng các rung tuyệt đối tại cả hai vị trí cho giá trị của "trường hợp xấu nhất" và có thể là một lựa chọn có thể chấp nhận được để đo rung tương đối. Nếu rung tuyệt đối tại một vị trí là rất nhỏ so với tại vị trí kia, thì đủ để lấy giá trị đơn (nghĩa là "xấu nhất").

Một phương pháp nhận được các biên độ dịch chuyển tương đối từ các giá trị tuyệt đối đối với máy mài trụ tròn được cho trong Phụ lục E (Ví dụ 1).

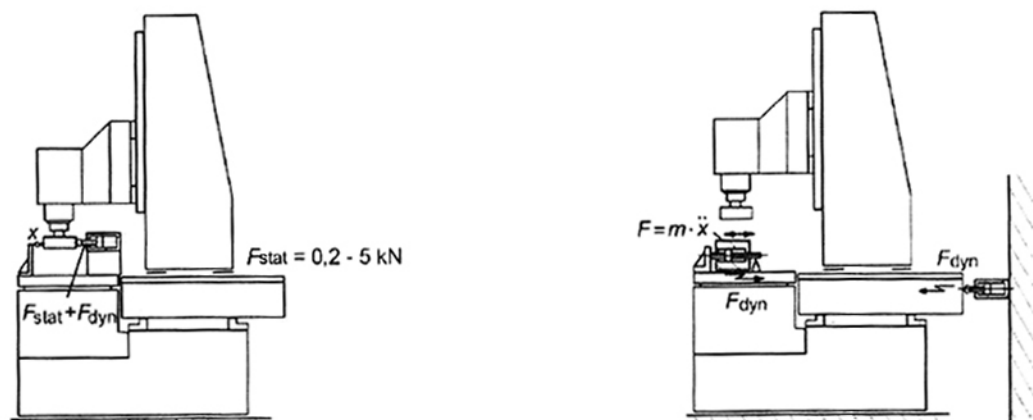
Một bộ kích thích khi được sử dụng "một cách tuyệt đối" có thể chiếm một vị trí lắp đặt ở bên ngoài (Hình 25, bên phải), nhưng chú ý rằng lực được truyền đi không phụ thuộc vào cách lắp đặt: giống như

một tên lửa không gian, bộ kích thích không cần bất kỳ vật chất nào để "đẩy ngược lại". Tuy nhiên, tính năng của một bộ kích thích nhỏ với khối lượng bé có thể bị cản trở nếu nó không được tựa đỡ, vì biên độ dịch chuyển của phản lực thân của nó (xem 4.1.4) có thể tăng nhiều sao cho hành trình của trụ trượt (plunger travel) trở nên bị hạn chế bởi đầu dừng cùng với sự cất bót của tín hiệu và sự méo của tín hiệu đầu ra. Chú ý là sử dụng bộ kích thích ti vào một điểm chuẩn bên ngoài có nghĩa là các kiểu lắc tần số thấp cơ bản của máy trên nền móng có thể cần được kiểm tra. Phương pháp kích thích tương đối được thể hiện trên Hình 25 phía bên trái thường không kích thích các kiểu này. Chú ý tới ảnh hưởng của tải trọng tĩnh đặt trước đối với sự kích thích được mô tả trên Hình 25, chi tiết hơn xem 8.4.

6.5 Các đơn vị và thông số

Rung có thể được xác định bằng bất kỳ thông số nào sau đây:

- Dịch chuyển rung, tính bằng micrômét;
- Vận tốc rung, tính bằng milimét trên giây;
- Gia tốc rung, tính bằng milimét (hoặc mét) trên giây bình phương, hoặc theo g , ($g = 9,81 \text{ m/s}^2$).



CHÚ DẪN:

- F Lực
 F_{stat} Lực tĩnh
 F_{dyn} Lực động
 m Khối lượng bộ kích thích
 \ddot{x} Gia tốc

Kích thích tương đối	Các kiểu bộ kích thích	Kích thích tuyệt đối
<ul style="list-style-type: none"> - điện-thủy lực - áp điện - điện động lực 		Kích thích tương đối tỉ vào một điểm chuẩn bên ngoài <ul style="list-style-type: none"> - búa tạo xung - bộ kích thích tuyệt đối kiểu điện-thủy lực
Tải trọng tĩnh đặt trước khe hở ổ trục	Ảnh hưởng của khe hở	Không có tải trọng tĩnh đặt trước, khe hở ổ trục xuất hiện phi tuyến tính

Hình 25 – So sánh các phương pháp kích thích và phương pháp đo

Sự lựa chọn thông số thường bằng sự ứng dụng và loại thiết bị đo được sử dụng. Thông thường, các giá trị *dịch chuyển* được ưu tiên hơn, trừ khi có thể đề cập về các trạng thái mất cân bằng khi đó các phép đo vận tốc là một lựa chọn có thể chấp nhận được²²⁾. Chú ý rằng các đơn vị đo được đo bởi thiết bị đo không nhất thiết giống như các đơn vị đo được yêu cầu cho các kết quả báo cáo.

Chú ý thêm rằng khi các thông số đo này liên quan đến lực đặt vào, các khái niệm bổ sung là:

- Độ mềm dẻo = dịch chuyển trên đơn vị lực;
- Độ cứng vững = lực trên đơn vị dịch chuyển;
- Độ linh động = vận tốc trên đơn vị lực;
- Sự gia tốc = gia tốc trên đơn vị lực.

²²⁾ Và cũng cho các vấn đề liên quan đến độ ồn khi vận tốc rung gần hơn mức áp suất âm thanh tương đương.

Các phương pháp khác đánh giá các thông số này thường được sử dụng là:

- Biên độ hoặc đỉnh (0-p);
- Đỉnh tới đỉnh (p-p);
- Căn bậc hai trung bình (rms);
- Trung bình.

Ưu tiên sử dụng các phép đo *biên độ*. Thêm nữa, một ngoại lệ (loại trừ) có thể được thực hiện đối với các phép đo mất cân bằng mà nó thường xảy ra trong thực tế, khi đánh giá rung dài tần rộng của máy móc quay theo các đơn vị vận tốc, để tính toán giá trị rms của vận tốc, do đại lượng này có thể liên quan đến năng lượng rung.

Để tránh sự nhầm lẫn và để đảm bảo sự giải thích đúng, điều quan trọng là nhận biết các đơn vị đo một cách rõ ràng và đầy đủ [ví dụ, μm (đỉnh) hoặc mm/s (rms)] cũng như độ nhạy, dải tuyến tính, và độ không đảm bảo đo của thiết bị đo được sử dụng (xem 6.6).

Đối với một rung dạng sóng hình sin đơn giản, có các mối quan hệ toán học được thiết lập giữa các thông số đo và các phương pháp đo (xem Phụ lục B). Chú ý rằng, trong trường hợp nói chung (tức là không phải dạng sin), các mối quan hệ này trở nên kém chính xác hơn do sự tăng của méo điều hòa.

6.6 Độ không đảm bảo đo

Luôn có một mức độ không đảm bảo liên đới (kết hợp) với phép đo rung. Điều này thường như nhau để thực hiện cùng với trạng thái tự nhiên của kết cấu sẽ được đo và môi trường cùng với độ không đảm bảo liên đới với thiết bị đo. Điều này đặc biệt áp dụng cho các phép đo các biên độ rung gắn với cộng hưởng, khi đó một thay đổi nhỏ của tần số có thể gây ra thay đổi lớn của biên độ. Đối với kết cấu có cản rung yếu, các biên độ này tỉ lệ nghịch với mức độ cản rung, chúng lần lượt dễ nhạy với các rung yếu theo mức độ ma sát (do mài mòn, bôi trơn, vv) và sự khó khăn trong việc kiểm soát các điều kiện kiểm – xem 4.7.4. Do điều này, và do dải các biên bộ rung rộng đã được kiểm nghiệm, sử dụng một thang lôga (ví dụ, độ ồn được đo bằng decibel) đôi khi có thể cho một cách thực tế hơn để đánh giá rung; xem Hình 30.

Trường hợp không có thang lôga, các giá trị biên độ rung (dịch chuyển, vận tốc hoặc gia tốc) không cần thiết được xác định theo một độ phân giải lớn hơn 0,1 % giá trị lớn nhất.

Các giá trị tần số có thể thường được xác định chính xác hơn các giá trị dịch chuyển, vận tốc hoặc gia tốc, và thực hiện theo hướng ít thay đổi. Tuy nhiên, độ chính xác của một tần số được đo bằng máy phân tích tín hiệu kiểu số bị hạn chế chặt chẽ bởi dải tần và vì thế phụ thuộc vào dải tần số. Nó cũng phụ thuộc vào môđun thu nhận dữ liệu, tần suất lấy mẫu và xử lý lấy trung bình được sử dụng cho dữ liệu đo cùng với kiểu thiết bị phân tích tín hiệu số được sử dụng. Đối với hầu hết rung của máy công cụ, như đã trình bày trong tiêu chuẩn này, các tần số cần phải đạt độ chính xác khoảng 2 Hz (hoặc khoảng 0,3 % của dải đo). Việc này khá thích hợp cho hầu hết các nghiên cứu.

TCVN 7011-8:2013

Nếu thiết bị phân tích tần số có các trang bị cho việc thực hiện kiểm sự kết hợp (xem 8.2), thiết bị này sẽ cho một mức độ nào đấy độ tin cậy đối với tính sát thực của đáp ứng tần số.

Việc sử dụng thiết bị phân tích rung như vậy đòi hỏi một mức độ nhất định về sự hiểu biết, kinh nghiệm và sự thành thạo về bộ phận mà người sử dụng cần bỏ ra thời gian để trở nên quen với các nguyên lý hoạt động chung của thiết bị. Đặc biệt là, cần chú ý tới các kết quả giả (tạp nhiễu) phát sinh ngược lại, như là sai số lấy mẫu, do việc sử dụng thiết bị không thích hợp.

6.7 Chú ý đối với việc đánh giá rung theo môi trường

Rung tại đầu mút trục chính cũng có thể phát sinh do các nguồn rung cưỡng bức khác nằm trong máy hoặc thậm chí từ các nguồn bên ngoài máy. Đối với các rung này, vận tốc và tần số của rung sẽ độc lập với tốc độ của trục chính. Đối với các phép kiểm được mô tả trong tiêu chuẩn này, không cần thiết phải xác định các nguồn rung khác này, mặc dù chúng có thể được xác định bằng cách khởi động lần lượt từng bộ phận một của máy.

Tuy nhiên, nếu biên độ rung đo được vượt quá một giới hạn được khuyến nghị cụ thể, khi đó cần thiết phải thực hiện các phép đo bổ sung đối với rung theo môi trường, như được quy định ở 7.3. Các phép đo này cần được thực hiện với máy đã được tắt nguồn để đảm bảo rằng rung từ bên ngoài không tạo thành một nguồn đáng kể vào rung được quan sát. Nếu có thể, cần thực hiện theo các bước để giảm độ lớn của rung theo môi trường nếu nó lớn hơn 1/3 giá trị giới hạn được khuyến nghị cho máy đó.

6.8 Kiểm kiểu máy

Trong các trường hợp mà mức độ của kích thích rung thay đổi không đáng kể giữa các máy riêng biệt thuộc cùng một kiểu máy, chỉ cần kiểm một máy là đủ để đại diện cho kiểu máy đó.

Nói chung, rung sinh ra do quá trình gia công hoặc do sự gia tốc của các bộ phận trượt của máy liên quan đến thiết kế và kết cấu tổng thể của máy công cụ, và do đó thuộc vào loại này. Tương tự, việc nghiên cứu các kiểu và các tần số riêng có thể được hoàn thành bằng kiểm cho kiểu máy.

Tuy nhiên, sự mất cân bằng của dẫn động trục chính thường là kết quả của các không hoàn hảo nhỏ trong việc chế tạo, chúng có thể khác nhau theo máy. Chính vì vậy, loại rung này không thể được đại diện một cách thỏa đáng bằng một phép kiểm cho kiểu, và do đó cần thiết phải thực hiện các phép kiểm riêng biệt cho từng máy. Tuy nhiên, một phép kiểm kiểu có thể được thực hiện để kiểm tra xem các tác động của sự mất cân bằng theo từng hướng đo có đáng kể hay không. Tương tự, sự tồn tại của rung cưỡng bức được sinh ra do bên ngoài thường là duy nhất đối với sự lắp đặt, và do đó cũng đòi hỏi một phép kiểm riêng.

Tuy nhiên, cần chú ý là nền móng có thể ảnh hưởng một cách đáng kể đến thuộc tính của từng máy riêng biệt và do đó cần tránh ảnh hưởng này khi so sánh các máy với nhau.

6.9 Vị trí của máy

Máy công cụ phải được lắp đặt đúng trên nền móng thích hợp được nhà chế tạo chấp nhận. Nếu máy được lắp trên các giá cách ly riêng, kiểu và đặc tính kỹ thuật của các giá này phải được ghi lại cho từng phép kiểm. Xem chú thích về khả năng truyền tới sàn và ngược lại trong 4.5.4 và Hình 11.

Nói chung, kẹp chặt máy vào nền móng liền khối là phương pháp tốt nhất để giảm thiểu hầu hết các rung loại này. (Tất nhiên, máy có thể được thiết kế theo ý này, tức là sàn có thể được dùng tạo thành một phần của kết cấu). Tuy nhiên, phát sinh các ngoại lệ khi sàn đang truyền rung từ một nguồn từ bên ngoài và tần số gần bằng với tần số của kiểu máy. Đôi khi có lợi khi sử dụng bộ phận đỡ máy cách ly có giảm chấn như được chỉ ra trong Bảng 2, nhưng việc này phụ thuộc vào tần số đang được truyền.

Bảng 2 - Ảnh hưởng của độ lớn cản rung trên các giá cách ly

Tần số của rung được truyền	Máy được lắp chắc chắn trên nền móng	Kiểu bộ phận đỡ tối ưu	Kết quả của việc sử dụng kiểu bộ phận đỡ tối ưu
Nhỏ hơn nhiều sự cộng hưởng của máy	Máy dịch chuyển cùng nền	Ít lựa chọn	Không giảm rung được truyền
Gần bằng cộng hưởng	Máy khuyếch đại lớn dịch chuyển nền	Mức cản rung cao	Tăng nhẹ rung được truyền
Lớn hơn nhiều cộng hưởng	Máy dịch chuyển rất nhỏ	Tốt nhất là mức cản rung nhỏ	Giảm nhiều rung được truyền

Việc sử dụng các giá cách ly "mềm" để giảm thiểu khả năng truyền có thể làm trầm trọng thêm đáp ứng của máy đối với các rung đang xảy ra bên trong máy.

Đối với các phép kiểm được thực hiện trong xưởng chế tạo của nhà sản xuất, không phải luôn luôn có thể lắp đặt máy theo quy định ở trên, và độ chính xác của các phép kiểm rung thực hiện sau có thể bị tác động xấu. Đặc biệt là, phản lực do các tốc độ gia tốc lớn của các bộ phận trượt nặng có thể làm cho các máy không được kẹp chặt tốt sẽ dịch chuyển ngang trên nền (xem 7.2.1).

Cũng cần chú ý rằng có thể có khó khăn trong thực tế để có được các kết quả có thể lặp lại khi máy được lắp cố định trên nền cứng. Vì điều này, nên thường ưu tiên lắp máy trên các bộ phận đỡ máy cách ly tương đối mềm và để phân tích các đặc tính của máy mà không bị ảnh hưởng của nền cứng như vậy.

7 Kiểm thực tế: các ứng dụng cụ thể

7.1 Mất cân bằng

7.1.1 Điều kiện vận hành máy

Nếu có thể, trục chính cần được bỏ tải, tức là vận hành mà không lắp chi tiết gia công cũng như dụng cụ cắt. Nếu điều này không thể thực hiện được, hoặc tạo ra rung thêm do có then kéo không đặt tải

TCVN 7011-8:2013

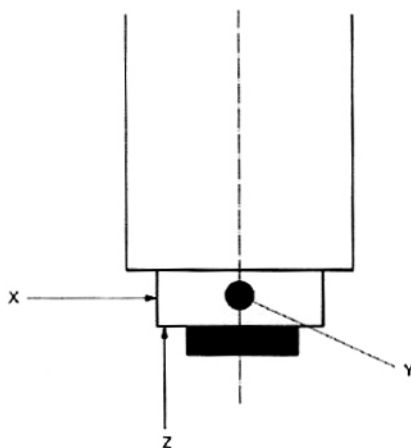
trước, điều quan trọng là tất cả chi tiết gia công hoặc dụng cụ cắt được sử dụng cần được cân bằng trước tới mức độ cao nhất có thể. Đối với thông tin về việc cân bằng chính xác cho động cơ và trục chính, xem Phụ lục D.

7.1.2 Các vị trí đo

Các phép đo cần được thực hiện tại vị trí gần vỏ đỡ ổ trục, tức là gần đầu mút trục chính nhất. Để xác định thuộc tính rung, cần phải thực hiện các phép đo theo ba hướng vuông góc với nhau, hoặc nếu thích hợp, theo các chiều trong không gian song song với ba trục chính của máy.

CHÚ THÍCH: Thuật ngữ "hướng" được sử dụng riêng trong mục này cho các chiều trong không gian để phân biệt giữa các chiều này và "các chiều" quay.

Thông thường, các yêu cầu đối với kiểm nghiệm thu được đáp ứng bởi hai đại lượng đo theo hai phương hướng kính (X và Y). Chấp nhận sử dụng một phép kiểm kiểu để xác định xem có cần một đại lượng đo thứ ba song song với đường tâm trục chính hay không (Z). Các khuyến nghị chi tiết hơn cho các kiểu máy cụ thể cần được đưa ra trong các chuẩn cụ thể về máy tương ứng. Thường yêu cầu các vị trí đo khác nhau không đáng kể để điều chỉnh thích hợp các đầu dò đã được định hướng khác nhau, như thể hiện trên Hình 26.



Hình 26 – Ví dụ về vị trí của các bộ chuyển đổi rung để kiểm rung trục chính

7.1.3 Quy trình kiểm (kiểm mức và kiểm kỹ thuật)

Các quy trình lựa chọn được đưa ra là: kiểm *mức* và kiểm *kỹ thuật*. Kiểm mức là một phép kiểm đơn giản cho phép sự mất cân bằng của máy được kiểm tra nhanh chóng đối với việc tuân theo mức chất lượng cân bằng đã quy định. Phương pháp kỹ thuật cho phép đánh giá chi tiết và chính xác hơn mất cân bằng của máy được chế tạo. Mặc dù hai quy trình kiểm là tương tự nhau, nhưng có sự khác nhau về loại thiết bị đo được sử dụng và phương pháp biểu diễn kết quả. Việc lựa chọn quy trình thử cần thiết sẽ phụ thuộc vào nhu cầu của người sử dụng.

Phải thừa nhận là, do sự khác nhau của các dải tần, kiểm mức thường cho các giá trị đọc lớn hơn kiểm kỹ thuật chính xác hơn. Năng lượng rung mà không liên đới (liên quan) đến trạng thái mất cân bằng cũng có thể được bao gồm. Xem 4.8.2 đối với các ảnh hưởng của dải tần.

CHÚ THÍCH: Bảng các mức được quy định trong ISO 1940-1 chỉ ra rằng các máy công cụ thường được bao gồm các mức từ mức G1 đến G6, kể cả đối với các máy tốc độ cao, mặc dù dải mức có thể cần được mở rộng. Quan trọng phải hiểu là các mức quy định trong ISO 1940-1 đại diện các giá trị đặc tính thích hợp cho các bộ phận quay cứng vững (rigid rotor) có thể có trong máy, và không cho chính máy đó. Nó cũng chỉ ra rằng đặc tính rung của máy bị mất cân bằng do các lực từ một bộ phận quay cứng vững phụ thuộc rất nhiều vào độ mềm dẻo của máy, và bản thân máy đó không thể được xem là một hệ cứng vững. Mặc dù nguyên lý áp dụng các mức cho các máy được lấy từ ISO 1940-1 rất phù hợp, tuy nhiên điều này không hàm ý là một quan hệ bằng số có thể được thiết lập với các mức có trong đó.

Giao thức đúng cho cân bằng động cơ và các bộ puli hoặc trục chính của máy công cụ được nêu trong Phụ lục D.

Các phép đo phải được thực hiện và ghi lại tại tốc độ trục chính lớn nhất và tại tốc độ mà vận tốc (kiểm mức) hoặc dịch chuyển (kiểm kỹ thuật) của rung là lớn nhất. Đối với máy có các tốc độ trục chính khác nhau rõ ràng, cần thực các phép đo tại lần lượt từng tốc độ để xác định giá trị lớn nhất. Đối với máy công cụ CNC, nếu điều này có thể thực hiện được, tốc độ trục chính có thể được lập trình để bắt đầu tại tốc độ lớn nhất. Khi đó tốc độ được giảm dần dần theo từng bước nhỏ (ví dụ 0,5 %) cùng với một khoảng thời gian dừng ngắn (ví dụ 0,3 s) để đạt được sự giảm tốc êm có kiểm soát cho đến khi tốc độ bằng 1/3 giá trị lớn nhất²³. Tốc độ được tăng trở lại với cùng độ lớn cho đến khi tốc độ lớn nhất đạt được một lần nữa. Giá trị biên độ dịch chuyển của rung phải được giám sát liên tục trong suốt khoảng thời gian này. Giá trị lớn nhất phải được ghi lại đối với cả giai đoạn tăng tốc và giảm tốc, và tốc độ (các tốc độ) tại đó biên độ rung lớn nhất xảy ra cũng phải được ghi lại. Điều này sau đó sẽ được xác nhận bằng kiểm tra trong khoảng thời gian vận hành liên tục tại tốc độ (các tốc độ) đó.

Một phép kiểm kiểu có thể được thực hiện để kiểm tra xem chiều quay có quan trọng đối với kiểu máy này hay không. Nếu có, và trục chính của máy được thiết kế để quay được theo chiều khác, phải tiến hành kiểm cho cả hai chiều quay này.

Đối với các máy có nhiều trục chính được dẫn động độc lập, cần phải thực hiện lặp lại phép kiểm cho từng trục chính.

7.1.4 Các chú ý riêng đối với thiết bị đo

7.1.4.1 Thiết bị kiểm mức

Thiết bị đo dùng cho phép kiểm này bao gồm một đồng hồ đo (mét) cầm tay nguyên vẹn hoặc một bộ chuyển đổi vận tốc và được kết nối với dụng cụ đo. Để thiết lập các mức, quan trọng cần biết rằng các thiết bị đo có thể không được hiệu chuẩn theo đơn vị độ lớn vận tốc. Thiết bị đo kiểu này thường đáp

²³⁾ Trong khi các tốc độ kiểm nhỏ nhất này thường thích hợp, trong một số trường hợp, các tiêu chuẩn cụ thể cho máy có thể qui định các giá trị nhỏ hơn.

TCVN 7011-8:2013

ứng theo giá trị vận tốc rms, sau đó được chuyển đổi cho các mục đích hiển thị thành các giá trị đỉnh. Các phép chuyển đổi này được trình bày trong Phụ lục B, nhưng bị kém đi do suy giảm độ chính xác nếu các tín hiệu không phải dạng sin.

Không khuyến nghị sử dụng các đồng hồ đo cầm tay đối với các tần số lớn hơn 500 Hz.

7.1.4.2 Thiết bị kiểm kỹ thuật

Phép đo dịch chuyển (ly độ) rung (hoặc vận tốc hoặc gia tốc) được tiến hành bằng cách sử dụng các bộ chuyển đổi đã được hiệu chuẩn như mô tả trong 6.3.

7.1.5 Biểu diễn các kết quả

Thông tin phải được biểu diễn theo loại phép kiểm được thực hiện, như chỉ ra dưới đây. Cũng xem ví dụ 4 trong Phụ lục E.

7.1.5.1 Biểu diễn kiểm mức

Ở đây sử dụng biểu mẫu được trình bày trong ISO 1940-1 trong đó các mức cân bằng cho các bộ phận quay cứng vững²⁴ được thiết lập theo giá trị của vận tốc rung đo được. Các mức mất cân bằng cho các bộ phận quay trong các máy cụ thể phải không được vượt quá các vận tốc rung lớn nhất cho trong Bảng 3.

Các bộ phận quay của máy công cụ thường được bao hàm bởi các mức từ G1 đến G6,3. Ở đây khái niệm "mức chấp nhận được" được mở rộng để bao quát một máy hoàn chỉnh, với mức chấp nhận được được xác định bằng thỏa thuận giữa nhà cung cấp và khách hàng, hoặc bằng các tiêu chuẩn cụ thể cho máy. (Cũng xem 7.1.3). Chú ý rằng, đối với các trục chính có tốc độ lớn, có thể yêu cầu các mức cao hơn các mức cho trong Bảng 3. Các mức thích hợp cho các kiểu máy khác nhau cần được thể hiện trong bất kỳ tiêu chuẩn cụ thể cho máy tương ứng, theo khả năng áp dụng của phép kiểm mức cho các kiểu máy nào đó.

Các thông tin sau cần được cung cấp:

- Mức "G" lớn nhất;
- Chiều quay;
- Tốc độ quay tại đó xuất hiện vận tốc rung lớn nhất;
- Vị trí và hướng của bộ chuyển đổi;
- Hướng của rung lớn nhất;
- Vị trí theo chiều trục của tất cả các bộ phận trượt;
- Nêu chi tiết về thiết bị kiểm;
- Nêu chi tiết về máy;

²⁴) Xem Chú thích của 7.1.3.

- Địa điểm và ngày tháng năm kiểm;
- Các điều kiện môi trường của phép kiểm.

Ví dụ về phép kiểm mức cho trục chính được cho trong Phụ lục E (Ví dụ 4).

Bảng 3 – Các mức cân bằng

Mức cân bằng	Vận tốc rung (biên độ) mm/s
G0,4	0 đến 0,4
G0,63	0 đến 0,63
G1	0 đến 1,0
G1,6	0 đến 1,6
G2,5	0 đến 2,5
G4	0 đến 4,0
G6,3	0 đến 6,3
G10	0 đến 10
G16	0 đến 16

7.1.5.2 Biểu diễn kiểm kỹ thuật

Các thông tin sau cần được ghi lại cho từng phép kiểm:

- Chiều quay;
- Các giá trị rung tại tốc độ lớn nhất (hai hoặc ba hướng). Xem Chú thích 1 và 2;
- Tốc độ quay lớn nhất, r/min;
- Các giá trị rung lớn nhất (hai hoặc ba hướng). Xem Chú thích 1 và 2;
- Tốc độ quay tại đó xảy ra giá trị rung lớn nhất, r/min. Xem Chú thích 1;
- Vị trí và hướng của bộ chuyển đổi;
- Sự nhận biết trục chính (nếu có nhiều hơn một);
- Vị trí theo chiều trục của tất cả các bộ phận trượt;
- Nêu chi tiết về thiết bị kiểm;
- Nêu chi tiết về máy;
- Địa điểm và ngày tháng năm kiểm;
- Các điều kiện môi trường của phép kiểm.

Thông tin này cần được bổ sung bằng các đồ thị các giá trị rung được vẽ theo tốc độ trục chính. Xem Chú thích 1. Cũng xem Ví dụ 5 trong Phụ lục E.

TCVN 7011-8:2013

Đối với các trục chính có tốc độ cao khi đó các lực hướng tâm rất quan trọng, sử dụng các độ lớn gia tốc của rung thường phù hợp hơn. Bất cứ đơn vị nào được sử dụng, chúng phải được công bố một cách rõ ràng; xem Chú thích 1.

CHÚ THÍCH 1: Các đơn vị được ưu tiên cho phép kiểm này là biên độ dịch chuyển của rung (giá trị đỉnh hoặc rms), được tính bằng micrô mét hoặc milimét. Tuy nhiên, phải thừa nhận là có nhiều hoàn cảnh thực tế của công nghiệp máy công cụ mà các đơn vị vận tốc có thể được ưu tiên. Đặc biệt liên quan đến điều này là thực tế đo mất cân bằng trong ngành công nghiệp máy công cụ và các ngành công nghiệp khác, trong đó cần chú ý là các động cơ điện là một phần tử chính của hệ thống dẫn động trục chính, thường được nhà chế tạo đặc trưng hóa theo cách này. Đối với một mức độ mất cân bằng đã cho, vận tốc rung đo được thông thường²⁵ phải tăng tuyến tính theo tốc độ quay và do đó đảm bảo rằng các giới hạn chặt hơn được áp cho các máy nhanh hơn.

CHÚ THÍCH 2: Số lượng các hướng được xác định trong 7.1.2.

7.2 Sự gia tốc các bộ phận trượt của máy dọc theo trục của nó (giao tiếp chéo do quán tính)

7.2.1 Điều kiện vận hành máy

Nếu có thể, trục chính cần được bỏ tải, tức là vận hành không lắp chi tiết gia công cũng như dụng cụ cắt. Trục chính phải ở trạng thái tĩnh.

Có thể cần thiết phải kiểm tra ảnh hưởng của khối lượng của chi tiết gia công và dụng cụ cắt, trong trường hợp này phải thực hiện một phép kiểm thứ hai với máy được đặt lên các khối lượng điển hình cho máy.

Mặc dù 6.9, cần chú ý là việc lắp đặt không thích hợp máy để kiểm kiểu này có thể gây ra dịch chuyển ngang của máy trên nền do phản lực tác dụng vào các bộ phận trượt gia tốc lớn. Điều này có thể có tác động làm giảm các kết quả của các phép kiểm gia tốc trượt vì sự hấp thụ năng lượng do cản ma sát (xem 4.7.4.2) giữa nền và máy. Nếu tình trạng này xảy ra nhiều (chiếm ưu thế), việc lắp đặt máy này phải được xem là không phù hợp cho phép kiểm này. Trong trường hợp này, việc lắp đặt máy này cũng sẽ không phù hợp cho máy đang sử dụng một cách bình thường.

7.2.2 Các vị trí đo và thiết bị đo

Các phép đo độ thẳng động lực có thể được tiến hành với một tấm có kẻ lưới, mặc dù có nhiều thiết bị đo thích hợp khác.

Các phép đo rung tương đối có thể được tiến hành với hai bộ chuyển đổi rung tuyệt đối được bố trí song song, và các kết quả nên được biểu diễn dưới dạng đồ thị.

Để đảm bảo rằng rung của thiết bị kiểm (bao gồm cả đồ gá) không ảnh hưởng đến các kết quả, nó phải được kiểm tra bằng phân tích tần số (tốt nhất là bằng cách kích thích từ một va đập nhẹ). Các kết quả kiểm máy xảy ra tại các tần số lớn hơn tần số riêng nhỏ nhất tìm được cho thiết bị kiểm phải bị loại bỏ.

²⁵⁾ Tại các tần số không bị ảnh hưởng bởi sự cộng hưởng.

7.2.3 Quy trình kiểm

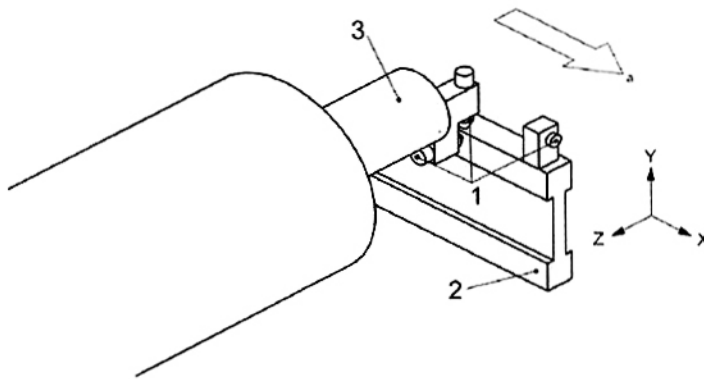
Các phép đo độ thẳng phải được thực hiện theo TCVN 7011-1 (ISO 230-1). Các phép đo phải được thực hiện cả khi có và không có gia tốc trượt, và được đo một cách động lực học, nghĩa là "đang hoạt động".

7.2.3.1 Chỉnh đặt cho thước thẳng

Thước thẳng phải được chỉnh đặt sao cho cùng một số đọc được chỉ thị trên bộ chuyển đổi dịch chuyển cho bộ phận trượt trượt tại cả hai điểm bắt đầu và kết thúc trên hành trình 100 mm. Nếu dữ liệu đầu ra (số đọc) của bộ chuyển đổi dịch chuyển là dữ liệu đầu vào cho một máy tính, việc căn chỉnh có thể được thực hiện theo toán học bằng sử dụng phần mềm thích hợp.

Hình 27 thể hiện một chỉnh đặt điển hình. Trong ví dụ này, các phép đo được tiến hành song song, và theo cùng đường thẳng với chiều dẫn tiến trục.

Đồ thị có thể là biểu đồ theo thời gian hoặc là đồ thị X-Y. Cần ghi lại vị trí các điểm bắt đầu và kết thúc.



CHÚ DẪN:

- 1 Các bộ chuyển đổi dịch chuyển
- 2 Thước thẳng
- 3 Thiết bị kẹp
- a Chiều dẫn tiến

Hình 27 – Ví dụ chỉnh đặt sử dụng một thước thẳng

7.2.3.2 Chỉnh đặt cho thang đo hai chiều

Thang đo hai chiều được chỉnh đặt sao cho các điểm bắt đầu và kết thúc của hành trình X có cùng tọa độ với hành trình Y khi rãnh trượt ở điểm cuối. Việc căn chỉnh cũng có thể đạt được theo toán học bằng cách sử dụng phần mềm.

Hình 28 thể hiện một chỉnh đặt điển hình cho một tấm kẻ lưới theo các trục X và Y. Quy trình đo như sau:

TCVN 7011-8:2013

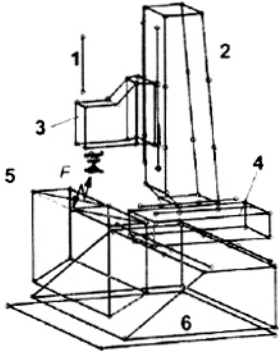
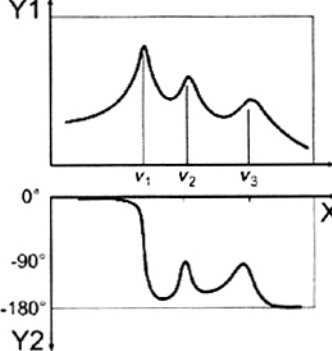
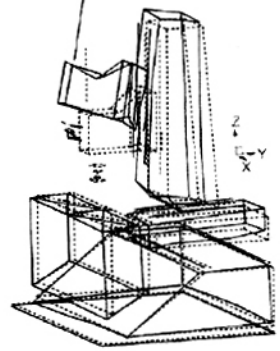
được mô phỏng trên máy tính. Các video clip là đặc biệt hữu ích để hiểu các mối quan hệ pha phức tạp.

8.6 Kiểm đáp ứng chéo

Đối với nghiên cứu chi tiết hơn (và phức tạp hơn) về thuộc tính kết cấu của máy, một cuộc kiểm tra toàn diện đáp ứng rung theo từng phương, đối với mỗi phương kích thích, có thể mang lại thông tin có giá trị. Hình 32 thể hiện một "ma trận độ mềm dẻo" đối với một máy công cụ kiểu đứng với chín đồ thị véctor đáp ứng có thể có. Số lượng (hoặc kích cỡ) của các vấu cam trong mỗi đáp ứng được xem là bằng số lượng (và độ lớn) của các tần số riêng chính. Mỗi đáp ứng, hoặc hàm truyền, G , được nhận biết bởi ký hiệu tiếp tố các phương của các kích thích và các dịch chuyển. Đường chéo chính, G_{xx} , G_{yy} , G_{zz} , thể hiện các biểu đồ cực cho "đáp ứng trực tiếp" trong từng phương.

Các đồ thị khác là cho "các đáp ứng-chéo", ở đó các đại lượng đo dịch chuyển vuông góc với kích thích. Thấy rằng tất cả các đồ thị đáp ứng-chéo chạy phía trên trục thực (góc pha lớn hơn 180°), và điểm cắt trục trở nên quan trọng trong việc ước lượng độ ổn định kết cấu đối với tự rung, đặc biệt là đối với các kiểu kép (xem 4.6.4).

Từ chín đáp ứng tần số độ mềm dẻo này, có thể thu được hình dạng kiểu cho từng tần số cộng hưởng cùng với các phương và các độ lớn.

Tính gần đúng dạng hình học của kết cấu máy công cụ	Đánh giá dữ liệu đo được (Chỉnh phù hợp dạng đường cong)	Sự mô phỏng bằng hình ảnh các kết quả
		
<p>° Điểm đo (Số lượng điểm hình các điểm đo cho kết cấu máy công cụ: 200)</p>	<p>Xác định các thông số mô hình cho các tần số riêng không tắt dần $v_1, v_2 \dots$</p>	<p>Các hình dạng kiểu tại các tần số $v_1, v_2 \dots$</p> <p style="text-align: center;">▼</p> <p>Phân tích và loại bỏ các điểm yếu động lực</p>

CHÚ DẪN:

- 1 Động cơ
- 2 Trụ máy
- 3 Ụ phôi (Ụ trước)
- 4 Bàn trượt
- 5 Bàn máy
- 6 Bảng máy
- ° Điểm đo
- F Lực kích thích

Hình 31 – Phương pháp thực nghiệm cho phân tích mô hình

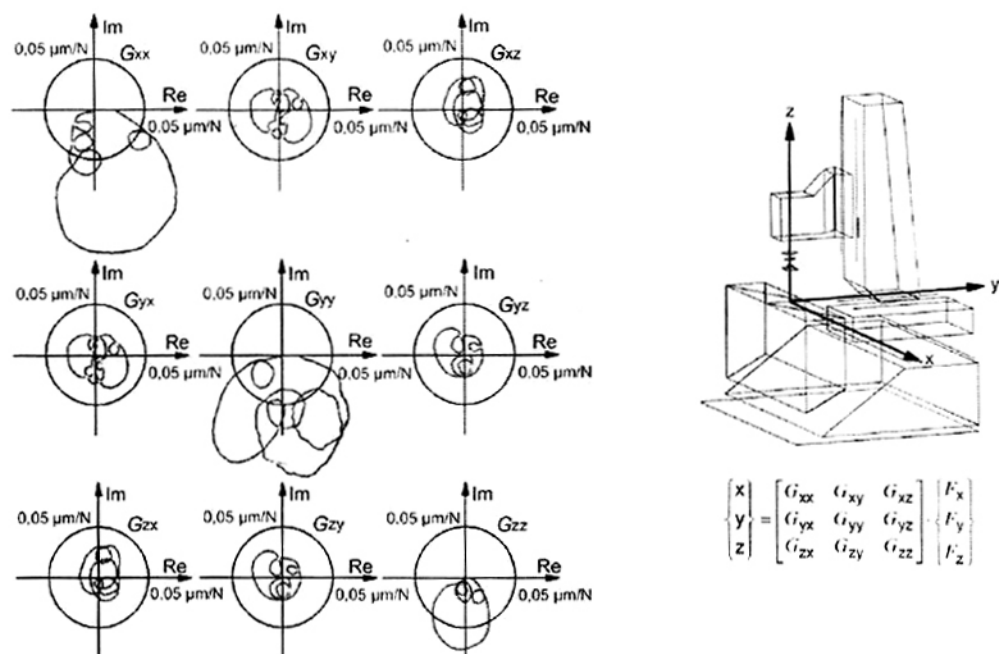
8.7 Các dạng rung “không tiêu chuẩn”

Trong các nội dung ở trên, phần trình bày về các phân tích modal và tần số “tiêu chuẩn” bị hạn chế theo kích thích tương đối giữa dụng cụ cắt và chi tiết gia công. Nhưng, trong một số trường hợp, các phân tích này là chưa đủ.

Có thể tồn tại các kiểu máy có ít hoặc không có chuyển động tương đối giữa dụng cụ cắt và chi tiết gia công, do đó chúng không thể được kích thích trực tiếp bởi quá trình cắt hoặc bởi một bộ kích thích được đặt giữa dụng cụ cắt và chi tiết gia công. Phụ thuộc vào vị trí đặt nguồn của chúng, các kiểu này đôi khi cũng có thể được kích thích bởi sự vận hành máy. Các bộ truyền động bánh răng và dây đai và các thiết bị phụ bị động khác có thể kích thích các rung kết cấu cách xa khu vực gia công và vẫn gây ra rung và ồn có thể cảm nhận được, nếu không có các vấn đề gia công tinh bề mặt.

TCVN 7011-8:2013

Nếu các loại vấn đề này còn nghi ngờ, khuyến nghị nên sử dụng “kích thích tuyệt đối” như được mô tả trong 6.4. Điều này có khả năng kích thích các máy kiểu “lắc” tần số thấp trên nền móng. Cũng được ghi chú trong 5.2 là các kiểu máy bị kích thích bởi các tác động gia tốc của bộ phận trượt có thể chỉ có một đáp ứng tối thiểu tại vị trí dao cắt nhưng có thể vẫn là rắc rối do sự tồn lưu của nó. Hơn nữa, các kiểu như vậy có thể được kiểm tra bằng sử dụng kích thích tuyệt đối.



CHÚ DẪN:

Im Phần ảo

Re Phần thực

x, y, z Dịch chuyển tương ứng với các phương tọa độ

G_{ij} Hàm đáp ứng tần số với $i = x, y$ và $z, j = x, y, z$

i Chiều kích thích

j Chiều của đáp ứng đo được

$F_{x,y,z}$ Lực theo các phương x, y, z

Hình 32 – Ma trận độ mềm dẻo cho máy phay kiểu đứng

8.8 Đưa ra các phép kiểm độ ổn định chuẩn

Cần phải đưa ra các phép kiểm độ ổn định chuẩn chấp nhận được, và mặc dù điều này đầy khó khăn, hai phương pháp tiếp cận chỉ ra khả năng có thể thực hiện được. Một loạt các phép kiểm gia công nghiệm thu có thể được thực hiện theo sự thỏa thuận giữa người bán và người mua, như được nêu trong 7.4. Đây gần như là giải pháp thực dụng nhất, nhưng không cách nào có thể tạo thành một quy trình chuẩn.

Cách khác, một quy trình chuẩn "lý tưởng" có thể được dự kiến bao gồm phép đo 9 hàm truyền của máy (như thể hiện trên Hình 32), cho ba độ mềm dẻo trực tiếp và sáu độ mềm dẻo chéo. Sau đó các giá trị này có thể được kết hợp với hệ số chiều thích hợp đối với các hướng khác nhau của lực cắt, sử dụng các chương trình máy tính được phát triển chuyên dùng.

Phụ lục A

(Tham khảo)

Tổng quan và cấu trúc của tiêu chuẩn này

Phụ lục này giải thích cách sử dụng tiêu chuẩn này bằng cách đưa ra tổng quan về cấu trúc và nội dung của nó.

Điều 4 trình bày các khái niệm cơ bản về lý thuyết rung và thảo luận tác động của các nguồn gây rung, đầu tiên đối với các mô hình cơ học đơn giản, rồi sau đó là đối với chính các máy công cụ. Trong Điều này, nhấn mạnh vào việc hiểu biết các loại đáp ứng có thể được sinh ra trong các kết cấu rung. Một bản tóm tắt ngắn gọn các nội dung của Điều này được cho trong Phụ lục C.

Điều 5 đề cập về các loại nguồn rung chính thường hay gặp trong các máy công cụ. Khi thích hợp, lý thuyết về các cơ cấu dẫn động các nguồn rung này cũng được đề cập. Nếu các nguồn rung thông thường nằm ngoài phạm vi của tiêu chuẩn này, thì chỉ đề cập vắn tắt.

Điều 6 đề cập về thiết bị đo và các yêu cầu chung cho việc thực hiện các phép kiểm thực tế để đánh giá các rung của máy công cụ.

Điều 7 trình bày các phép kiểm không phức tạp để đánh giá thuộc tính của máy công cụ, tùy thuộc vào các loại rung khác nhau nằm trong phạm vi của tiêu chuẩn này.

Điều 8 đề cập về các phép kiểm đặc biệt được thiết kế để nghiên cứu kết cấu máy công cụ thông qua sự kích thích nhân tạo.

Bảng A.1 cho một tổng quan khác, bảng này được đưa ra để dễ tham chiếu. Bảng này đưa ra các Điều tham chiếu liên quan đến các loại rung khác nhau dưới các tiêu đề đối tượng cụ thể.

Điều 3 giới thiệu các thuật ngữ với các nghĩa chuyên dụng.

Bảng A.1 – Các viện dẫn chéo cho các nguồn rung khác nhau

Nguồn rung	Các khái niệm về lý thuyết	Sự mô tả nguồn	Kiểm thực tế	Các ví dụ trong Phụ lục E
Sự mất cân bằng	4.5.2, 4.5.4, 4.7.3, Phụ lục B	5.1, 5.5.4	6.3.1, 6.4, 6.8, 7.1, 7.3.4, Phụ lục D	4, 5
Gia tốc của các bộ phận trượt	4.5.4, 4.5.5, 4.7.2	5.2, 5.5.4	6.8, 7.2, 7.3.4, 8.7	6
Từ bên ngoài	4.1.3, 4.3.3	5.3	6.7, 6.8, 7.3	2, 3
Gia công	4.4.3, 4.4.4, 4.6.2	5.4	6.8, 7.4	1
Nhân tạo	4	—	8	—
Các nguồn khác	5.5	5.5	8.7	—

Phụ lục B

(Tham khảo)

Mối quan hệ giữa các thông số của rung

Rung có thể được đo theo dịch chuyển, vận tốc hoặc gia tốc tùy thuộc vào kiểu bộ chuyển đổi được sử dụng. Các công thức (1), (2) và (3) thể hiện mối quan hệ giữa các đại lượng này, chúng phụ thuộc vào tần số. Mỗi đại lượng này được biểu diễn bằng một hàm sóng hình sin như thể hiện trên Hình 1. (Cũng xem 6.5).

Từ các công thức này, thấy được là sự chuyển đổi giữa các đơn vị đo đòi hỏi các phương pháp tích phân và vi phân là:

Dịch chuyển -> {vi phân} -> **vận tốc** -> {vi phân} -> **gia tốc**

Gia tốc -> {tích phân} -> **vận tốc** -> {tích phân} -> **dịch chuyển**

Thiết bị xử lý tín hiệu hiện đại thường có các phương tiện để thực hiện các quy trình này một cách tự động. Đôi khi vẫn yêu cầu thực hiện tính toán bằng tay, khi đó có thể sử dụng toán đồ như thể hiện trên Hình B.1.

Tuy nhiên phải hiểu rằng quy trình này đòi hỏi hiệu lực chặt chẽ đối với các sóng dạng sin "thuần túy". Để điều khiển các tín hiệu phức tạp này với méo điều hòa đáng kể, cần thiết phải xử lý từng điều hòa một cách tách biệt. Thực tế, kiểm riêng các đại lượng dịch chuyển, vận tốc và gia tốc thường thể hiện sự phân tán đáng kể so với các mối quan hệ được trình bày ở đây vì khó đảm bảo đạt được các sóng dạng sin thuần túy.

Hình B.1 là một toán đồ thể hiện mối quan hệ giữa bốn đại lượng: dịch chuyển, vận tốc, gia tốc và tần số. Nếu biết được bất kỳ hai đại lượng nào trong bốn đại lượng này, thì có thể xác định được hai đại lượng khác còn lại từ biểu đồ này. Tần số (tính bằng Hz) được biểu diễn dọc theo trục hoành và vận tốc (tính bằng m/s) dọc theo trục tung. Dịch chuyển (tính bằng mét) được thể hiện dọc theo các đường trục chéo dốc lên từ trái sang phải và gia tốc (tính bằng m/s^2) dọc theo các đường trục chéo dốc xuống từ trái sang phải.

Bốn ví dụ sau đủ để thể hiện cách sử dụng hai đại lượng đã biết bất kỳ để xác định được hai đại lượng khác còn lại:

- Tìm vận tốc và gia tốc tương ứng với một tần số 5 Hz và lượng dịch chuyển 0,003 m.

Từ vị trí 5 Hz trên trục đáy, kẻ một đường thẳng đứng gặp đường chéo dốc hướng lên tại 0,003 m. Điểm giao nhau tương ứng với giá trị vận tốc 0,94 m/s trên trục thẳng đứng và tương ứng với giá trị gia tốc xấp xỉ bằng $3 m/s^2$ trên đường chéo dốc hướng xuống.

TCVN 7011-8:2013

- Tìm dịch chuyển và vận tốc tương ứng với một tần số 40 Hz và gia tốc 200 m/s².

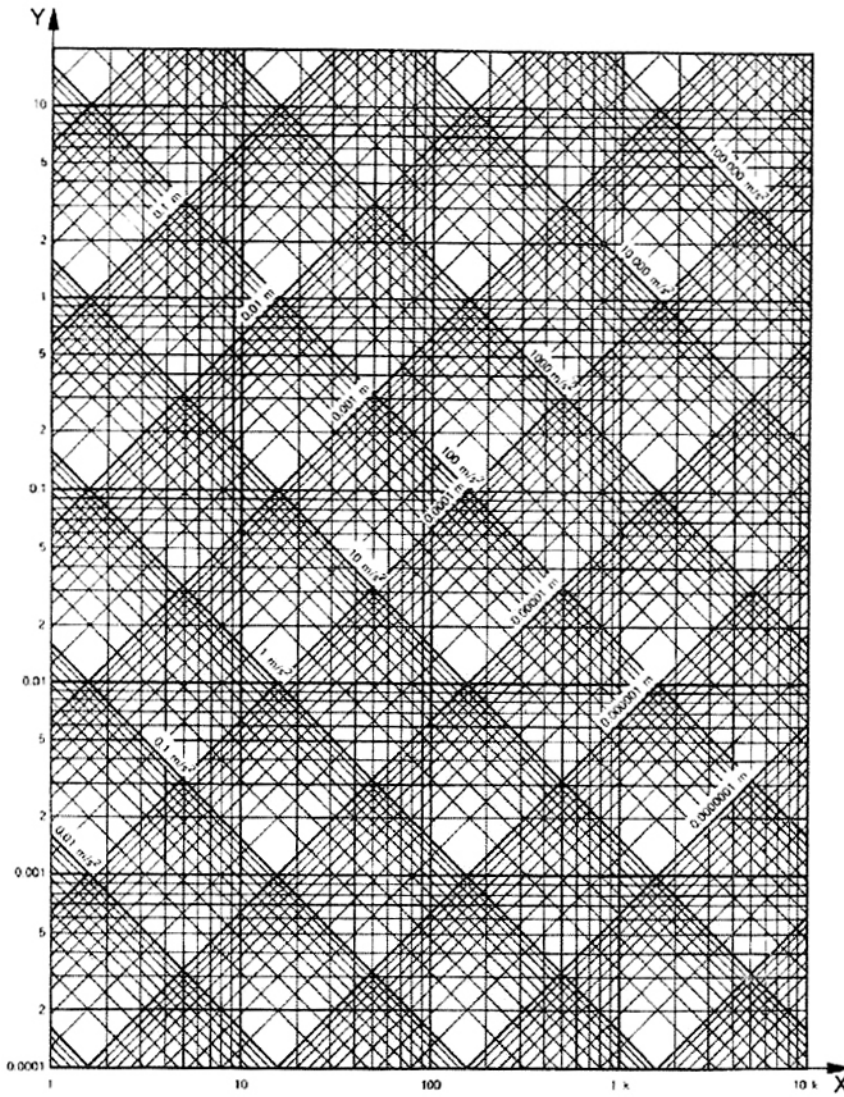
Từ vị trí 40 Hz trên trục đáy, kẻ một đường thẳng đứng gặp đường dốc hướng xuống tại 200 m/s². Điểm giao nhau tương ứng với giá trị vận tốc xấp xỉ bằng 0,8 m/s trên trục thẳng đứng và giá trị dịch chuyển 0,003 m trên đường chéo dốc hướng lên.

- Tìm dịch chuyển và gia tốc tương ứng với một tần số 50 Hz và vận tốc 0,002 m/s.

Từ vị trí 50 Hz trên trục đáy, kẻ một đường thẳng đứng gặp đường nằm ngang tại 0,002 m. Giao điểm của hai đường chéo cho giá trị dịch chuyển 0,000 006 4 m (hoặc 6,4 μm) và giá trị gia tốc 0,63 m/s².

- Tìm tần số và gia tốc tương ứng với một dịch chuyển 0,000 001 m và vận tốc 0,000 3 m/s.

Từ vị trí 0,000 3 m/s trên trục thẳng đứng, kẻ một đường nằm ngang gặp đường dốc hướng lên tại 0,000 001 m. Giao điểm tương ứng với giá trị gia tốc 0,09 m/s² trên đường chéo hướng xuống và một tần số trên trục nằm ngang xấp xỉ bằng 48 Hz.



CHÚ DẪN:

X Tần số, tính bằng Hz

Y Vận tốc, tính bằng m/s

Các giá trị rms, vận tốc, dịch chuyển và gia tốc (hoặc các giá trị đỉnh)

Hình B.1 – Toán đồ thể hiện mối quan hệ của các đại lượng rung cho dao động điều hòa đơn giản

Phụ lục C

(Tham khảo)

Tóm tắt lý thuyết rung cơ bản

C.1 Cơ sở lý thuyết

Phụ lục này trình bày tóm tắt ngắn gọn lý thuyết rung cơ bản đã được trình bày trong Điều 4.

C.2 Các hệ có một bậc tự do

Các máy công cụ là đối tượng chịu cả các lực tĩnh và lực động mà chúng có thể gây ra các biến dạng tác động bất lợi đến tính năng của máy. Độ mềm dẻo động lực của máy công cụ có thể được xem như một tiêu chí chủ yếu trong đáp ứng của máy đối với các lực động.

Máy công cụ gồm có nhiều bộ phận vật lý, băng máy, các ụ trục chính, các rãnh trượt, vv, và do đó máy công cụ phải được xem là hệ nhiều bậc tự do theo quan điểm về rung. Tuy nhiên, trong hầu hết các trường hợp, thuộc tính của máy trong điều kiện tải động có thể được miêu tả như là một hệ bao gồm các hệ một bậc tự do độc lập. Sử dụng các mô hình rất đơn giản này cho phép hiểu biết cơ bản về rung của máy công cụ.

Hình C.1 thể hiện sự trừu tượng hóa của hệ này và sự mô tả toán học của nó (các phương trình chuyển động với giả thiết sự cản nhớt).

$G(j\omega)$ là độ mềm dẻo động lực (hoặc hàm truyền) của hệ và là kết quả của thương số giữa dịch chuyển, x , và lực động tương ứng, F .

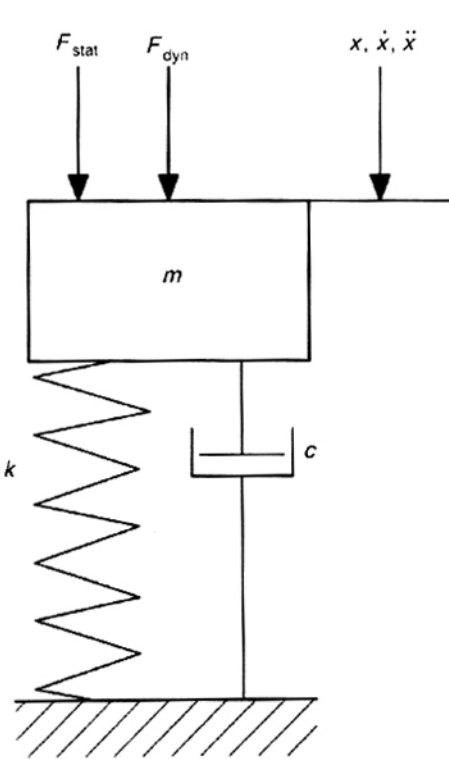
Biến đổi tiếp sẽ được các công thức không có số phức cho biên độ và góc pha, như thể hiện trong Khung kỹ thuật 4.

Trong trường hợp một hệ có một bậc tự do, độ mềm dẻo động lực được xác định một cách hoàn toàn bằng ba thông số của hệ: độ cứng vững tĩnh, k , tần số riêng không tắt dần, ω_0 , và tỉ số cản rung, ζ .

Một biểu diễn đồ thị phổ biến là hàm đáp ứng tần số dưới dạng biên độ dịch chuyển và góc pha được thể hiện trên Hình C.2, phía bên trái. Tần số kích thích xác định không những biên độ mà còn cả độ lệch thời gian giữa lực tác dụng và dịch chuyển tương ứng (góc pha).

Có thể nhận được thông tin tương đương bằng phương pháp đồ thị cực được thể hiện trên Hình C.2, phía bên phải. Khoảng cách giữa tâm của hệ tọa độ và một điểm thuộc đường cong quỹ tích biểu thị biên độ còn góc cực của vectơ biểu thị góc pha.

Giải thích bằng minh họa các hiện tượng này về trạng thái cân bằng lực được mô tả trên Hình 8 của Điều 4.



m khối lượng
 k độ cứng
 c hệ số cản rung

Miền thời gian

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + k(x_{stat} + x_{dyn}) = F_{stat} + F_{dyn}$$

$m\ddot{x}$ lực quán tính
 $c\dot{x}$ lực cản rung

Phép biến đổi

$$F(t) \Rightarrow \hat{F}.e^{j\omega t}$$

$$x(t) \Rightarrow \hat{x}.e^{j(\omega t + \varphi)}$$

Miền tần số

$$[m\hat{x}(j\omega)^2 + c\hat{x}(j\omega) + k\hat{x}]e^{j(\omega t + \varphi)} = \hat{F}e^{j\omega t}$$

Với $\omega = 2\pi f$

$$G(j\omega) = \frac{\hat{x}(\omega)}{\hat{F}(\omega)} e^{j\varphi(\omega)} = \frac{x(j\omega)}{F(j\omega)} = \frac{1}{m(j\omega)^2 + c(j\omega) + k}$$

$$\text{Với } \omega_n^2 = \frac{k}{m} \quad \text{và} \quad \zeta = \frac{c}{2.m.\omega_n}$$

$$G(j\omega) = \frac{\frac{1}{k}}{\frac{m}{k}(j\omega)^2 + \frac{c}{k}(j\omega) + 1} = \frac{\frac{1}{k}}{\frac{(j\omega)^2}{\omega_n^2} + 2\zeta \frac{(j\omega)}{\omega_n} + 1}$$

Liên hợp phức mở rộng

$$\text{Với } \eta = \frac{\omega}{\omega_n}$$

$$G(j\omega) = \frac{\frac{1}{k}(1-\eta^2)}{(1-\eta^2)^2 + (2\zeta\eta)^2} - j \frac{\frac{2\zeta}{k}\eta}{(1-\eta^2)^2 + (2\zeta\eta)^2}$$

F_{stat} lực tĩnh

F_{dyn} lực động

x dịch chuyển

\dot{x} vận tốc

\ddot{x} gia tốc

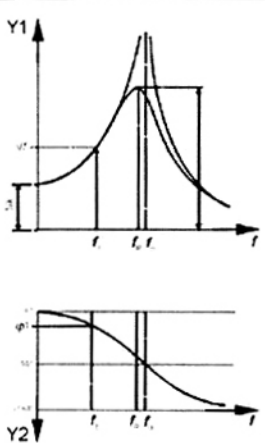
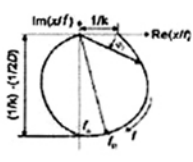
kx_{dyn} lực đàn hồi động

kx_{stat} lực đàn hồi tĩnh

$$\dot{x}(t) \Rightarrow \hat{x}.j\omega.e^{j(\omega t + \varphi)}$$

$$\ddot{x}(t) \Rightarrow \hat{x}.j\omega^2.e^{j(\omega t + \varphi)}$$

Hình C.1 – Mô hình hệ một bậc tự do (đáp ứng dịch chuyển)

 <p>a) Đáp ứng tần số</p>	 <p>b) Đường cong tọa độ cực</p>	Lực động	$F(j\omega)$
		Dịch chuyển động	$x(j\omega)$
Độ mềm dẻo tĩnh	$\frac{1}{k}$		
Tỉ số cản rung	$\zeta = \frac{c}{2m\omega_n}$		
Độ mềm dẻo động lực lớn nhất của hệ không tắt dần	$\left\{ \frac{\hat{x}}{\hat{F}} \right\}_{\max} = \frac{1}{k} \cdot \frac{1}{2\zeta}$		
		$\hat{x}_{\max} \approx \frac{1}{c} \sqrt{\frac{m}{k}} \cdot \hat{F} = \frac{1}{c} \cdot \frac{1}{\omega_n} \cdot \hat{F}$	
Y1 độ mềm dẻo Y2 góc pha f tần số	φ góc pha Im phần ảo Re phần thực	k độ cứng vững c hệ số cản rung m khối lượng	ω_n tần số góc riêng

Hình C.2 – Đáp ứng tần số dịch chuyển và các đồ thị cực cho hệ một bậc tự do

Về mặt lý thuyết, ba tần số đặc trưng được phân biệt như sau:

- Tần số riêng của hệ không tắt dần: $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$

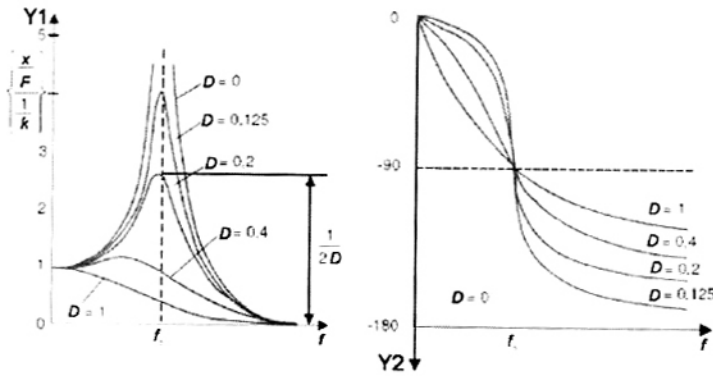
Ở tần số này, độ lệch pha giữa lực và dịch chuyển là 90° và lực tác dụng sẽ chỉ được cân bằng bởi lực cản rung như thể hiện trên Hình C.2. Nếu không có bất kỳ sự cản rung nào, thì về mặt lý thuyết biên độ của hệ sẽ trở nên lớn vô hạn.

- Tần số riêng của hệ tắt dần: $\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2}$

- Tần số đáp ứng của hệ tắt dần: $\omega_r = \omega_n \sqrt{1 - 2\zeta^2}$

Ở tần số này, một hệ thực chịu kích thích điều hòa có độ mềm dẻo động lực lớn nhất của nó (biên độ dịch chuyển).

Đối với các máy công cụ thực, sự phân biệt về mặt định lượng thường không cần thiết, do tỉ số cản rung nhỏ ($\zeta \leq 0,1$), ba tần số này lớn hơn hoặc nhỏ hơn cùng một giá trị. Ảnh hưởng của các tỉ số cản rung được minh họa trên Hình C.3.

**CHÚ DẪN:**

Y1 Khuyếch đại động lực

Y2 Góc pha, tính bằng độ

 f Tần số, tính bằng Hz f_n Tần số riêng D Tỉ số cản rung (ζ)**Hình C.3 – Ảnh hưởng của cản rung đối với đáp ứng dịch chuyển của hệ một bậc tự do****C.3 Các hệ phức tạp**

Máy công cụ là một hệ động lực học phức tạp nhưng thuộc tính động lực của nó có thể dễ dàng được mô tả bằng toán học nếu giả thiết đặc trưng hệ là tuyến tính. Đối với các máy công cụ, giả thiết này là đúng trong hầu hết các trường hợp. Điều này có nghĩa là các thông số chính (các khối lượng, độ cứng vững, tỉ số cản rung) không thay đổi theo thời gian và theo chính chuyển động của máy.

Trong trường hợp này, hàm đáp ứng tần số của một hệ tổng thể với nhiều tần số riêng, tức là các đỉnh cộng hưởng, có thể nhận được bằng phương pháp chồng chất các hàm đáp ứng tần số của các hệ một bậc tự do mô hình riêng lẻ. Do đó thực tế là, hàm đáp ứng tần số của hệ phức tạp bằng tổng của các hàm đáp ứng tần số của các hệ một bậc tự do tương đương, mỗi hệ biểu diễn một tần số đáp ứng riêng cụ thể. Xem công thức (25).

Quy trình này tạo thành cơ sở cho các phép phân tích các kết cấu rung theo cả mô hình thực nghiệm và mô hình phân tích.

Phụ lục D

(Tham khảo)

Cân bằng trục chính và động cơ

Hiệu chỉnh cân bằng các bộ phận quay là một yêu cầu thiết yếu để giảm thiểu các rung do máy sinh ra.

Các nguyên lý cân bằng áp dụng cho động cơ và puli giống hệt như áp dụng cho cân bằng trục chính và dụng cụ cắt. Trong cả hai trường hợp, các bộ phận riêng lẻ phải được cân bằng tách biệt nhau để đảm bảo khả năng lắp lẫn tốt của các chi tiết. Các cụm lắp ráp mà đôi khi cần tháo rời phải được cân bằng khi đã được tháo rời.

CHÚ THÍCH: Cần thừa nhận rằng, đối với các ứng dụng có tốc độ cao, quy trình này vẫn có thể dẫn đến một trạng thái cân bằng không được chấp nhận, do sự tích lũy của các sai số dư từ các bộ phận riêng rẽ. Trong trường hợp này, cũng phải tiến hành cân bằng cụm lắp ráp cuối cùng.

Đối với trục chính và dụng cụ cắt:

- Các trục chính phải luôn được cân bằng với các then dẫn động đã được lắp khớp, nhưng không có dụng cụ cắt.
- Dụng cụ cắt phải luôn được cân bằng tách biệt nhau.
- Các dao phay phải được cân bằng ít nhất theo cấp G40 theo ISO 15641.
- Các bánh mài phải được cân bằng theo ISO 6103.

Đối với động cơ và puli:

Đối với các bộ dẫn động sử dụng then lắp lồng, quy trình hiệu chỉnh cân bằng ít phức tạp hơn.

- Nhà chế tạo động cơ được yêu cầu cân bằng các động cơ cùng với bạc nối trục đã cân bằng trước vẫn đang lắp một chi tiết bán then nằm trong rãnh then.
- Nhà chế tạo puli (hoặc máy công cụ) được yêu cầu cung cấp một trục kiểm đã được cân bằng với cùng một chi tiết bán then mà nhà chế tạo động cơ sử dụng cho động cơ. Điều này là vô cùng quan trọng.
- Tiếp theo các puli riêng rẽ có thể được cân bằng trên trục kiểm với chi tiết then hoàn chỉnh được cung cấp, then này cần không liên quan đến chi tiết bán then được sử dụng để cân bằng động cơ và trục kiểm.
- Cuối cùng puli này được lắp vào động cơ với then hoàn chỉnh được cung cấp.

Theo cách này, có thể dễ dàng cân bằng các puli và các then thay thế.

Phụ lục E

(Tham khảo)

Các ví dụ kết quả kiểm và cách thể hiện

Phụ lục này đưa ra các minh họa thể hiện cách thức một số công việc kiểm rung có thể được thực hiện. Đây chỉ là các ví dụ, và người sử dụng tiêu chuẩn này không bắt buộc phải tạo lại các phương pháp được nêu.

VÍ DỤ 1: Đo rung tuyệt đối trên một máy mài trụ tròn (trong lúc đang gia công) để đạt được các biên độ dịch chuyển của rung tương đối giữa bánh mài và chi tiết gia công.

Nếu việc đo rung tương đối giữa dụng cụ cắt và chi tiết gia công gặp khó khăn, có thể thực hiện các phép đo rung đồng thời tại nhiều điểm. Ví dụ này trình bày một phương pháp tính toán để thu được vectơ rung tương đối theo phương X giữa φ bánh mài và chi tiết gia công trên máy mài trụ tròn.

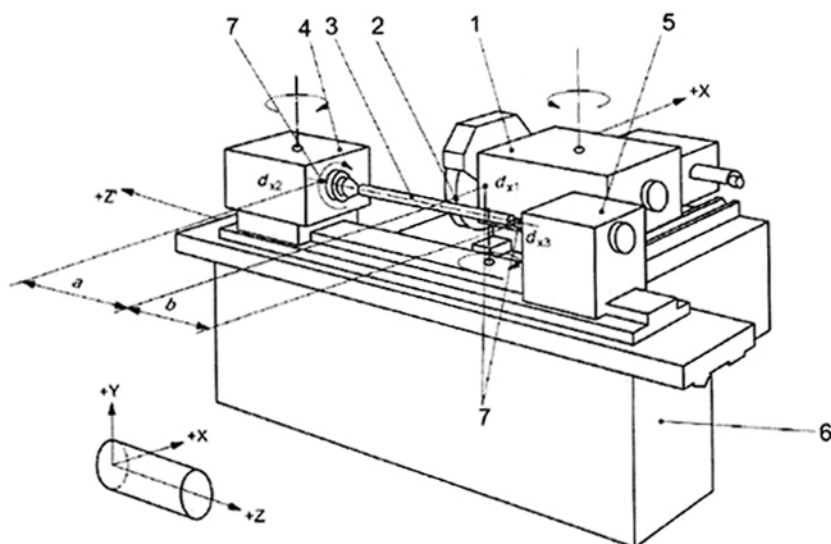
CHÚ THÍCH: Các thuộc tính động lực của chi tiết gia công có thể ảnh hưởng đến các đặc tính rung tương đối của quy trình gia công.

Các vectơ rung³⁰ được đo với các bộ chuyển đổi đặt tại vị trí d_{x1} trên φ bánh mài, d_{x2} trên φ phôi (φ trước) và d_{x3} trên φ sau (φ động) theo cùng một phương, X. Các khoảng cách ngang của các bộ chuyển đổi rung theo phương Z là a và b như được thể hiện trên Hình E.1.

Vectơ rung tương đối được lấy làm chênh lệch giữa các mức tuyệt đối của các vectơ rung tại φ bánh mài và chi tiết gia công. Vectơ rung của chi tiết gia công nhận được bằng phép nội suy tuyến tính từ các vectơ tại các đầu của φ phôi và φ sau, như trình bày trong Khung kỹ thuật 11.

Biên độ, d , và các góc pha, α , được đo một cách đồng thời tại ba điểm và được dùng để thay thế cho các vectơ trong Khung kỹ thuật 11. Các góc pha được đo theo điểm chuẩn trên φ bánh mài, nghĩa là α , bằng 0 và do đó có thể được bỏ qua. Chú ý là, trong ứng dụng này, tất cả các biên độ dịch chuyển và góc pha phải được đo một cách đồng thời để đạt được giá trị chính xác cho rung tương đối.

³⁰⁾ Các vectơ đòi hỏi hai thành phần cần được đo; trong trường hợp này, biên độ và góc pha được sử dụng.



CHÚ DẪN:

- 1 Ụ bánh mài
- 2 Bánh mài
- 3 Chi tiết gia công
- 4 Ụ phôi
- 5 Ụ động
- 6 Bảng máy
- 7 Các bộ chuyển đổi rung (d_{x1} , d_{x2} , d_{x3})

Hình E.1 – Kiểm rung trên máy mài trụ tròn

$$\vec{d}_x = \vec{d}_{x1} - \frac{bd_{x2} + ad_{x3}}{a+b}$$

Công thức này cho quan hệ sau:

$$d_x \sin(\omega t + \varphi) = d_{x1} \cos(\omega t) - \frac{bd_{x2} \cos(\omega t - \alpha_2) + ad_{x3} \cos(\omega t - \alpha_3)}{a+b}$$

$$\therefore d_x = \sqrt{p^2 + q^2},$$

Trong đó

d_x là biên độ rung tương đối;

α là góc pha;

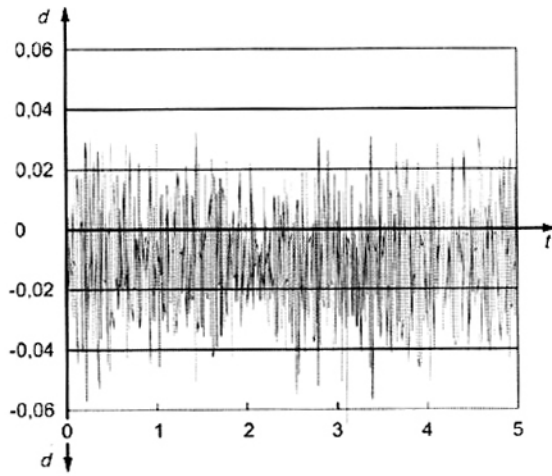
$\omega = 2\pi N / 60$, với N là tốc độ quay của bánh mài, tính bằng r/min;

φ là góc pha tổng hợp của rung tương đối;

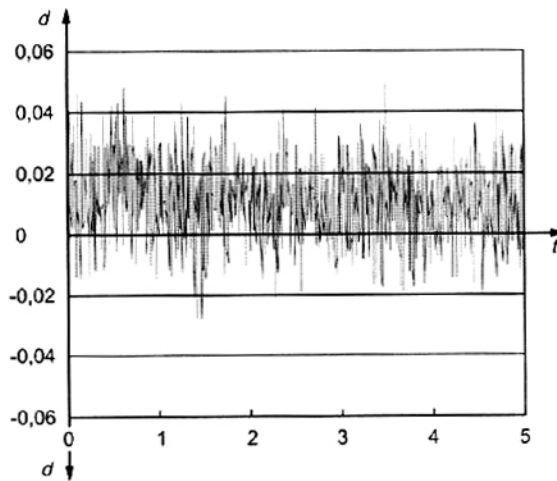
t là thời gian, tính bằng giây;

Khung kỹ thuật 11 – Các rung tương đối thu được

VÍ DỤ 2: Đo rung xảy ra do bên ngoài tác động vào máy theo miền thời gian.

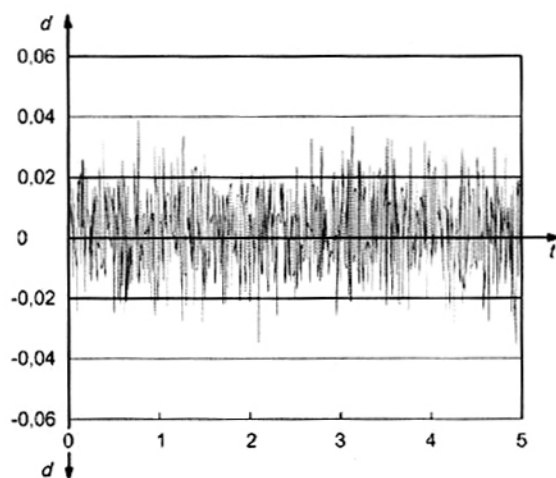


a) Phương X



b) Phương Y

Hình E.2 – Các kết quả của phép kiểm rung theo môi trường



c) Phương Z

CHÚ DẪN:

t là thời gian, s

d là lượng dịch chuyển, μm

Hình E.2 – Các kết quả của phép kiểm rung theo môi trường (kết thúc)

Giá trị rung từ đỉnh tới đỉnh lớn nhất: $0,1 \mu\text{m}$

Phương rung lớn nhất: X

Khoảng thời gian kiểm: 5 s

Thiết bị kiểm: hệ thống đo dịch chuyển ba kênh sử dụng các dụng cụ đo điện dung khi đo tỳ vào mốc hình trụ được lắp trên trục chính.

Máy: trung tâm gia công đứng 5 trục. Ba bộ phận trượt tịnh tiến được lắp chông trên băng máy để mang trục chính. Chi tiết gia công được lắp trên bàn máy quay phức hợp (chữ thập) được gắn vào băng máy.

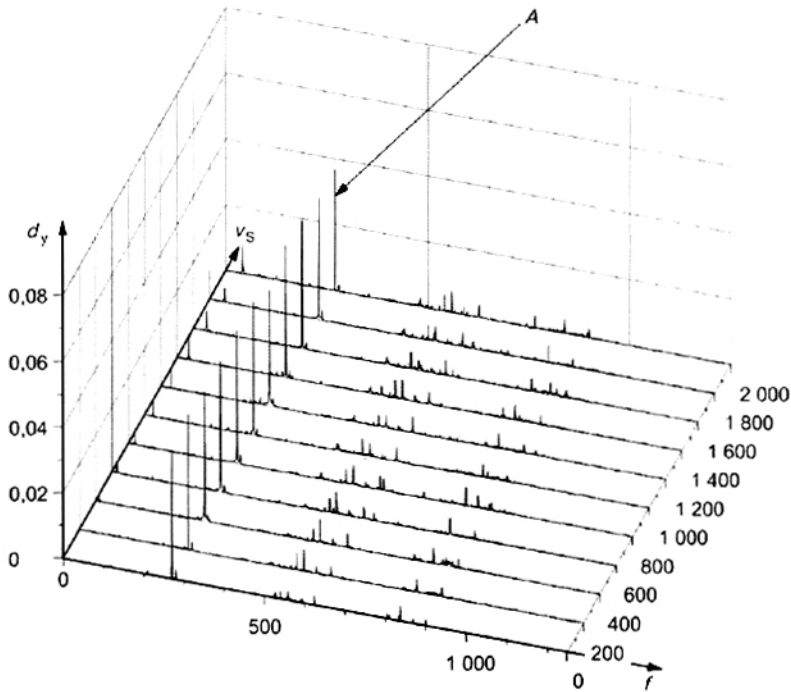
Địa điểm và ngày kiểm: xưởng máy, 2010-XX-XX.

Điều kiện môi trường kiểm: môi trường xưởng máy đặc trưng – yên tĩnh.

Các thao tác bên ngoài: môi trường xưởng máy đặc trưng, không có thiết bị hạng nặng vận hành gần máy được kiểm.

Trạng thái của máy được kiểm: tắt nguồn, tắt các thiết bị phụ trợ.

VÍ DỤ 3: Đo rung xảy ra do bên ngoài tác động vào máy theo miền tần số.



CHÚ DẪN:

A Các rung do một cụm thủy lực

d_y Biên độ dịch chuyển, (không thứ nguyên)

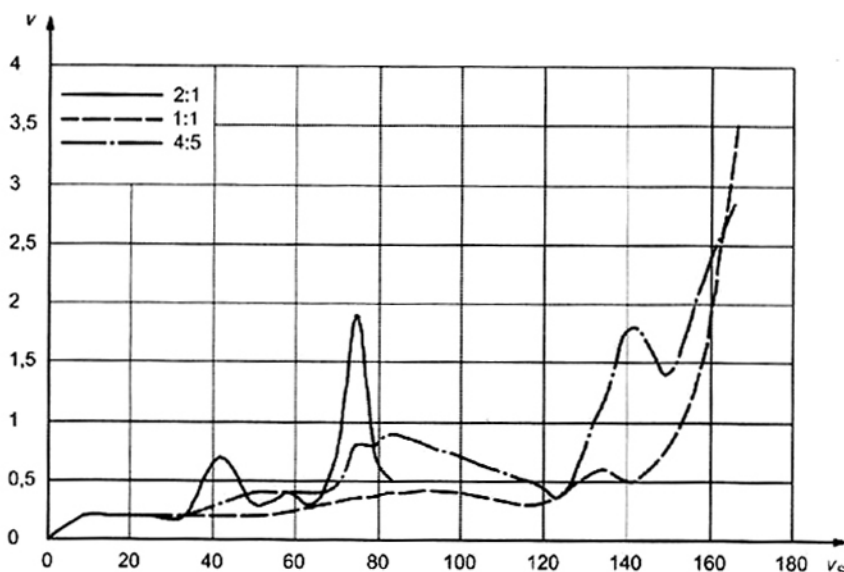
f Tần số, Hz

v_s Tốc độ trục chính, r/min

Hình E.3 – Phổ trục chính của máy bị ảnh hưởng bởi cụm thủy lực từ bên ngoài

Hình E.3 thể hiện phổ tần số tổng hợp của máy công cụ trên một dải các tốc độ của trục chính. Các đỉnh không phụ thuộc vào tốc độ của tần số xấp xỉ 270 Hz có thể được quy vào các rung của một cụm thủy lực từ bên ngoài.

VÍ DỤ 4: Rung do mất cân bằng được đo tại đầu mút trục chính sử dụng phương pháp kiểm mức mô tả trong Điều 7.



CHÚ DẪN:

v Vận tốc rung lớn nhất, Hz

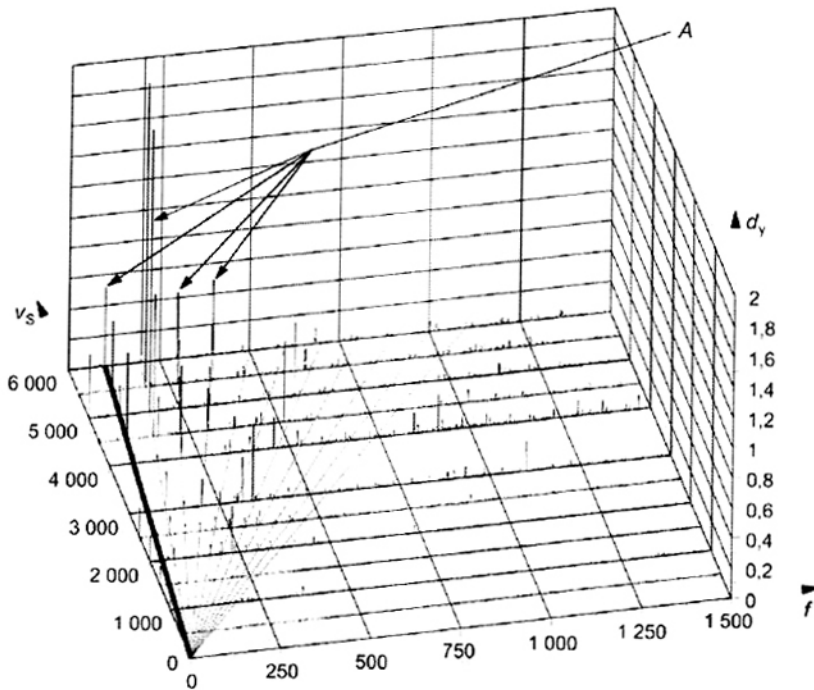
v_s Tốc độ trục chính, r/min

Hình E.4 – Rung do mất cân bằng tại đầu mút của trục chính, biểu thị vận tốc rung lớn nhất theo tốc độ trục chính, đối với ba tỉ số truyền động puli

Ví dụ này biểu thị vận tốc rung trên một dải các tốc độ của trục chính, được đo trên một trung tâm gia công được lắp ba tỉ số truyền động puli riêng rẽ giữa động cơ và trục chính. Máy công cụ này có một cộng hưởng riêng của giá mang trục chính tại tần số 175 Hz.

- Tỉ số truyền giảm 2:1 cho phương án thiết kế "mômen xoắn lớn". Do đó tốc độ của động cơ bằng hai lần tốc độ trục chính và rung lớn nhất tại 75 Hz (4500 r/min) gây ra bởi sự mất cân bằng của động cơ tại tốc độ 9000 r/min. Giá trị mức là G2,5.
- Tỉ số truyền động puli 1:1 cho phương án thiết kế "chuẩn". Giá trị mức là 4.
- Tỉ số thiết lập 4:5 cho phương án thiết kế "tốc độ lớn". Tỉ số này bắt đầu kích thích bộ phận mang trục chính cộng hưởng đầu tiên tại 175 Hz do tốc độ lớn nhất đã đạt được. Giá trị mức là 4.

VÍ DỤ 5: Rung do mất cân bằng của hệ dẫn động trực chính.



CHÚ DẪN:

d_y Biên độ dịch chuyển, (không thứ nguyên)

f Tần số, Hz

v_s Tốc độ trực chính, r/min

A Biên độ dịch chuyển tại tần số quay và các bội số của nó (không thứ nguyên)

Hình E.5 – Rung do mất cân bằng của hệ dẫn động trực chính

Hình E.5 biểu thị các phổ tần số được thực hiện trong điều kiện vận hành không tải (không có chi tiết gia công) tại các tốc độ trực chính khác nhau. Các biên độ tăng rõ rệt trong từng trường hợp cùng với tốc độ quay và các điều hòa của nó. Rung được quy cho sự mất cân bằng của hệ thống dẫn động/trực chính.

TCVN 7011-8:2013

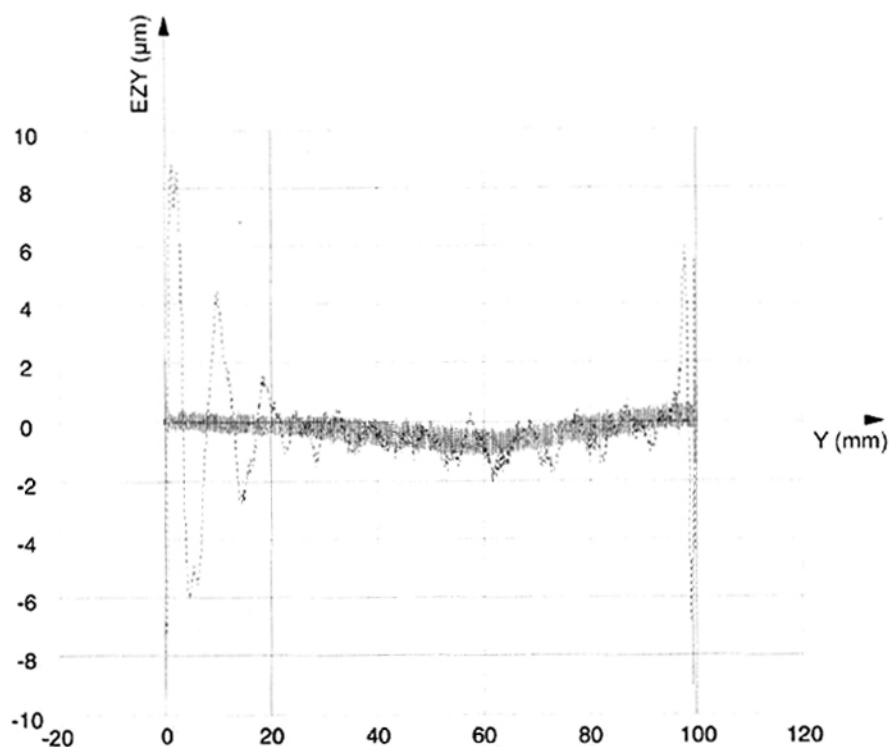
VÍ DỤ 6: Rung do chuyển động của bộ phận trượt của máy.

Trung tâm gia công đứng:XXXXX

CNC: XXXXX

Độ thẳng theo phương thẳng đứng trục Y (EZY), lượng chạy dao theo phương Y: 0/200 mm/min (đường nét liền) và 0/5000 mm/min (đường nét đứt)

Gia tốc: 0,25 m/s² (đường nét liền) và 2,2 m/s² (đường nét đứt)



Hình E.6 – Rung do sự gia tốc của bộ phận trượt của máy

Ví dụ ở Hình 6 biểu thị các kết quả nhận được với thang đo hai chiều kích thước trên một khoảng chuyển động 100 mm của trục tịnh tiến Y tại các lượng chạy dao và các gia tốc từ 0 mm/min đến 200 mm/min và 0,25 m/s² (đường nét liền), và 0 mm/min đến 5000 mm/min (đường nét đứt) và 2,2 m/s² (đường nét đứt).

Giải thích

Do gia tốc tại các điểm bắt đầu và kết thúc, các đỉnh xuất hiện trong độ thẳng đo được của chuyển động dọc theo trục Y.

Đối với lượng chạy dao lớn hơn, gia tốc (lớn hơn) duy trì trong khoảng thời gian lâu hơn và dẫn đến kết quả là biên độ dịch chuyển của rung lớn hơn nhiều.

Phụ lục F

(Tham khảo)

Thiết bị đo dùng để phân tích thuộc tính động lực của máy công cụ

F.1 Các bộ tác động

F.1.1 Tổng quan

Việc phân tích thuộc tính động lực của máy công cụ đòi hỏi một lực động thích hợp tác dụng vào kết cấu máy. Thực vậy, độ mềm dẻo động lực được định nghĩa là tỉ số của dịch chuyển động với lực tác dụng gây ra. Phụ lục này mô tả thiết bị để đo dịch chuyển, vận tốc và gia tốc chống lại lực. Trong F.1.2 và F.1.3, đưa ra tổng quan về tình trạng hiện nay của các phương pháp kích thích và các bộ tác động (hoặc các bộ kích thích). Các cảm biến (hoặc các bộ chuyển đổi) được đề cập trong F.2.

Các loại tín hiệu kích thích khác nhau có thể được sử dụng cho việc phân tích động lực máy công cụ. Lựa chọn một tín hiệu kích thích thích hợp ảnh hưởng đến chất lượng của cả các kết quả đo (đáp ứng tần số) và phân tích modal. Hai loại tín hiệu kích thích chính được công nhận là: các tín hiệu ồn ngẫu nhiên và các tín hiệu được xác định trước bằng các hàm "giải tích". Các tín hiệu ồn và các tín hiệu giả ồn thường được định nghĩa bởi phân bố thống kê của phổ tần số trên một khoảng thời gian cho trước. Các tín hiệu giải tích có thể được định nghĩa bởi các biểu thức toán học bao gồm các tín hiệu có tính chu kỳ (ví dụ hình sin bậc, hình sin quét, ...) và các tín hiệu không có tính chu kỳ (ví dụ các xung).

Việc lựa chọn tín hiệu kích thích thích hợp nhất được xác định chủ yếu bằng khoảng thời gian đo, giá thành của thiết bị đo, và thuộc tính của máy công cụ cần đo. Trong nhiều trường hợp, máy công cụ có thể được biểu diễn bằng một hệ tuyến tính sao cho tất cả các loại tín hiệu kích thích khác nhau về mặt toán học sẽ dẫn tới các kết quả tương tự nhau. Tuy nhiên, một máy công cụ thực vận hành tới một mức độ nào đó, giống như một hệ phi tuyến tính; do đó, các kết quả đo trên thực tế phụ thuộc vào loại kích thích, độ lớn của kích thích và tải đặt trước được đặt vào. Đây thường là trường hợp khi sử dụng kích thích điều hòa hoặc giả điều hòa. Mặt khác, các tín hiệu ồn, thường phù hợp hơn cho việc phân tích các hệ phi tuyến tính. Bảng F.1 cung cấp tổng quan về các loại kích thích chính.

Hai dạng cấu hình khác nhau có thể được sử dụng để đặt lực vào kết cấu của máy công cụ: kích thích tương đối và tuyệt đối. Kích thích tương đối thường được sử dụng hơn trong công nghiệp, thiết bị kích thích được đặt giữa dụng cụ cắt và chi tiết gia công (giữa trục chính và bàn máy công cụ) để mô phỏng sự gia công một chi tiết gia công. Trong trường hợp kích thích tuyệt đối, máy công cụ được kích thích đối với một khối lượng địa chấn. Sử dụng kích thích tương đối, giả thiết tải đặt trước đủ lớn, các dung sai của máy được loại trừ một cách hiệu quả và không ảnh hưởng đến các kết quả đo. Sự khác biệt tương tự giữa các phép đo tương đối và tuyệt đối cũng được thực hiện khi mô tả các cảm biến và bộ chuyển đổi trong F.2.

TCVN 7011-8:2013

F.1.2 Kích thích dạng xung và bước

F.1.2.1 Búa tạo xung

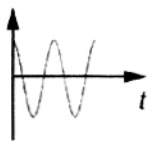
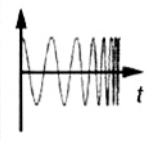
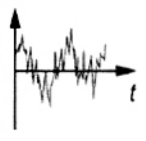
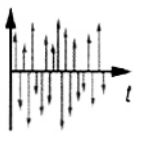

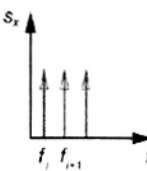
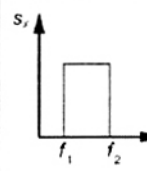
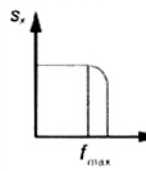
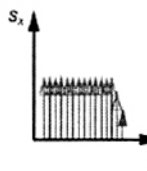
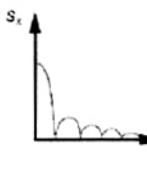
Các bộ kích thích kiểu búa được sử dụng để tạo các tín hiệu lực va đập ("xung"). Hai kiểu búa tạo xung có thể được tính toán theo các dụng cụ đo lực được sử dụng: dụng cụ đo biến dạng hoặc thạch anh áp điện. Một búa tạo xung kiểu dụng cụ đo biến dạng được thể hiện trên Hình F.1.

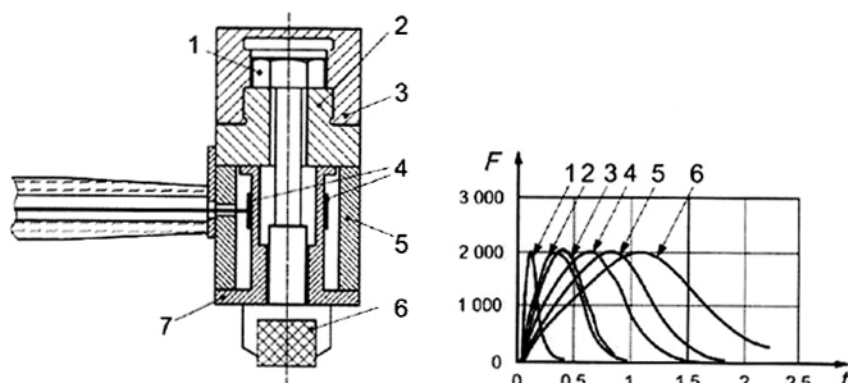
Độ lớn của xung lực có thể được thay đổi bằng cách sử dụng các khối lượng bổ sung và thay đổi vận tốc va đập, trong khi khoảng thời gian va đập (và do đó dung lượng sóng của nó) phụ thuộc vào vật liệu tiếp xúc (đầu nối/liên kết) được gắn cố định với bề mặt của búa. Trên Hình F.1, bên phải, các tín hiệu lực theo miền thời gian được biểu thị cho các vật liệu tiếp xúc khác nhau, ví dụ, cao su, PVC và thép.

Trường hợp vật liệu tiếp xúc là thép, sự va đập là "ngắn hơn" và phổ năng lượng chứa nhiều hơn các tần số lớn so với vật liệu tiếp xúc là cao su, nó cho một xung "dài hơn" và nhiều thành phần tần số thấp hơn.

Bảng F.1 – Các tín hiệu kích thích và các đặc tính của nó

(nguồn: xem Tham khảo [14], Hình vẽ trong 6.22)

	Dạng sin bậc	Dạng sin quét	Ồn	Giả ồn ngẫu nhiên	Xung
Tín hiệu theo miền thời gian, t					
Tín hiệu, s_x , theo miền tần số, f					
Thời gian đo	Rất dài	Dài	Ngắn	Ngắn	Rất ngắn
Giá thành thiết bị đo	Cao	Cao	Thấp	Cao	Thấp
Sự ngăn ngừa rò rỉ	Rất tốt	Tốt	Kém	Tốt	Tốt
Tập trung năng lượng	Rất cao	Cao	Thấp	Thấp	Rất thấp
Sự phát hiện phi tuyến tính	Có	Có	Trung bình	Trung bình	Trung bình



CHÚ DẪN:

- 1 Bulông tạo tải trước
- 2 Khối lượng của búa
- 3 Khối lượng bổ sung
- 4 Dụng cụ đo biến dạng
- 5 Vỏ
- 6 Phần tử tiếp xúc
- 7 Ống

- 1 Thép
 - 2 Cellidor A (cellulose propionate)
 - 3 PVC
 - 4 Cao su, cứng
 - 5 Cao su, mềm₁₀
 - 6 Cao su, mềm₁₅
- F Lực xung, N
t Thời gian xung, s

Hình F.1 – Búa tạo kích thích xung (nguồn: xem Tham khảo [14], Hình vẽ trong 6.29)

F.1.2.2 Sự nhà lực (kích thích bước)

Kích thích bước đóng một vai trò quan trọng trong việc phân tích đặc tính động lực của các bộ truyền động của máy công cụ. Trong phép kiểm được gọi là kiểm “ngưỡng”, máy chịu một lực nhà bất ngờ, nó sinh ra một đáp ứng xung, từ đó có thể tính toán được dung lượng tần số.

F.1.3 Các bộ kích thích điều hòa

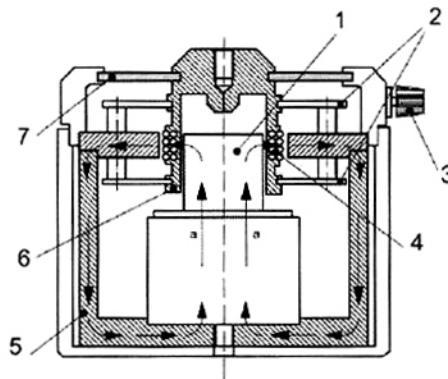
F.1.3.1 Bộ tác động kiểu điện từ

Các loại hệ kích thích này thường được sử dụng cho cả các dạng kích thích tương đối và tuyệt đối. Hình F.2 thể hiện mặt cắt ngang của một bộ tác động kiểu điện từ điển hình. Chuyển động của khối nền được gây ra bởi dòng điện xoay chiều trong cuộn dây lõi nam châm điện. Lõi nam châm điện được làm bằng sắt non và cho độ cảm ứng từ lớn, nó dẫn đến lực thay đổi chiều lớn. Các bộ kích thích kiểu điện từ là thích hợp cho các kết cấu rất nhỏ, cũng như cho các hệ thống rất lớn. Một số lượng lớn các phương án thiết kế có thể sử dụng được với các tải đặt trước khác nhau (từ 10 N đến 2000 N), các dải tần số khác nhau (lên đến 20 kHz) và các độ lớn lực động biến thiên lên tới 1 800 N. Chúng có thể được sử dụng cho kích thích tuyệt đối, cũng như cho kích thích tương đối.

F.1.3.2 Bộ tác động kiểu điện từ không tiếp xúc

Để phát hiện ảnh hưởng của chuyển động quay của trục chính đối với độ mềm dẻo động lực của ổ trục chính, sử dụng các bộ tác động kiểu điện từ không tiếp xúc. Hình F.3 thể hiện nguyên lý này. Từ thông của một nam châm điện hình chữ U thực sự khép kín bởi phần tử quay. Để tránh các tổn hao do dòng điện xoáy trong chi tiết quay, có thể sử dụng các chi tiết giả (mô hình) được ghép bởi các lá mỏng. Hai cuộn dây riêng biệt, chúng được cấp dòng một chiều và dòng xoay chiều, sinh ra từ trường trong khe hở không khí. Bằng cách này, cả lực động và lực tĩnh có thể tác dụng vào trục chính trong khi nó đang quay. Từ thông có thể được đo bằng các cảm biến theo hiệu ứng Hall được gắn vào các cực của nam châm. Do khe hở nhỏ, từ thông tỉ lệ với lực gây ra trên trục chính. Trong một số thiết bị khác, các lực kích động được đo bằng các bộ chuyển đổi điện áp hoặc dụng cụ đo biến dạng được đặt phía dưới bộ kích thích. Tuy nhiên, trong trường hợp này khối lượng rung của bản thân bộ kích thích phải được đưa vào trong tính toán khi tính toán thành phần động của lực kích thích.

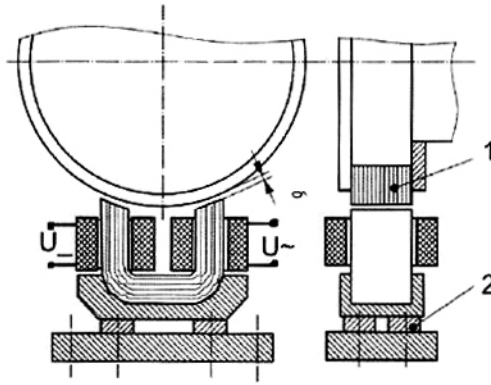
Các bộ kích thích này có thể được sử dụng để tạo ra các lực thay đổi chiều khoảng 2000 N trên một dải tần số 1000 Hz, và các lực tĩnh lên đến 130 N.



CHÚ DẪN:

- 1 Sắt non
- 2 Các lò xo lá
- 3 Núm điều chỉnh
- 4 Cuộn dây lõi nam châm điện
- 5 Hộp sắt (iron pot)
- 6 Khối nền (platform)
- 7 Đệm kín cao su
- ^a Từ thông

Hình F.2 – Bộ tác động kiểu điện từ



CHÚ DẪN:

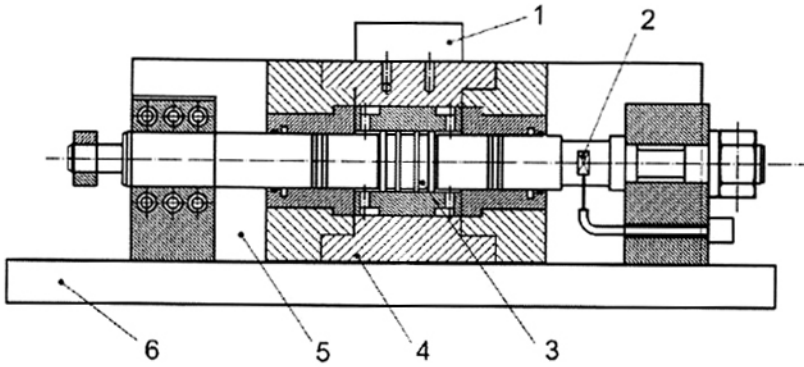
- 1 Rôto gồm nhiều tấm lá gép
- 2 Cầm biến tải trọng bằng thạch anh
- δ Khe hở không khí
- U. Nguồn điện một chiều
- U~ Nguồn điện xoay chiều

Hình F.3 – Bộ tác động kiểu điện từ không tiếp xúc

F.1.3.3 Bộ tác động kiểu điện-thủy lực

Ưu điểm chính của các bộ tác động kiểu điện-thủy lực là thiết kế rất gọn của chúng, được làm đến mức có thể thực hiện được do nguồn thủy lực được tách riêng khỏi bộ tác động. Hình F.4 thể hiện một hình cắt ngang của bộ kích thích này. Dòng dầu từ nguồn thủy lực được dẫn luân phiên đến từng các mặt pittông bằng một van trợ động được kích hoạt bằng bộ phát tín hiệu.

Tải trọng tĩnh đặt trước của bộ kích thích được tác dụng lên mặt của pittông phía sau và có thể đạt tới 7000 N. Độ lớn lực động thay đổi theo độ cứng vững của kết cấu kiểm và có thể đạt các giá trị cao bằng 1500 N. Lực tổng hợp bằng sự cộng tác dụng của các thành phần lực tĩnh và động. Lực này thường được đo bằng các dụng cụ đo biến dạng. Bộ tác động loại này có thể được thiết lập cấu hình cho các phép đo tuyệt đối hoặc tương đối.

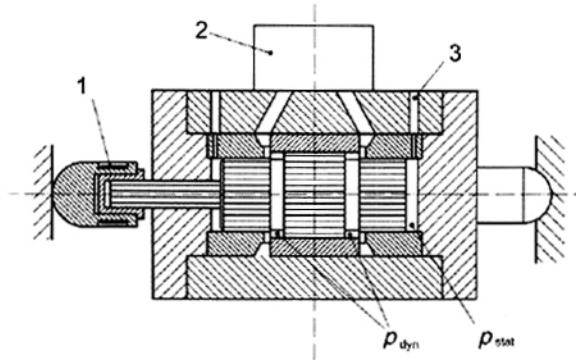


CHÚ DẪN:

- | | |
|-------------------------------|----------------------|
| 1 Van trợ động | 4 Vỏ |
| 2 Bộ chuyển đổi lực | 5 Khối lượng bổ sung |
| 3 Pittông trụ trượt (plunger) | 6 Tấm đế |

Hình F.4 – Bộ tác động tuyệt đối kiểu điện - thủy lực

(nguồn: xem Tham khảo [14], Hình vẽ trong 6.26)



CHÚ DẪN:

- | | |
|----------------------|-------------------------|
| 1 Dụng cụ đo độ căng | p_{stat} Áp suất tĩnh |
| 2 Van trợ động | p_{dyn} Áp suất động |
| 3 Dòng dầu ra | |

Hình F.5 – Bộ tác động tương đối kiểu điện - thủy lực

(nguồn: xem Tham khảo [14], Hình vẽ trong 6.25)

F.1.3.4 Bộ tác động kiểu áp điện

Hiện tượng áp điện là một tính chất của một số vật liệu gốm nào đó và của các tinh thể thạch anh. Nguyên lý hoạt động cơ bản như sau: khi một lực cơ học được tác dụng vào giữa hai mặt đối diện nhau, xuất hiện điện tích tỉ lệ với sức căng cơ học được gây ra. Hiệu ứng áp điện ngược xảy ra khi một

TCVN 7011-8:2013

điện tích tác dụng vào các bề mặt và gây ra sự co hoặc giãn của tinh thể. Hiệu ứng này có thể được sử dụng để tạo ra một lực thay đổi chiều tỉ lệ với điện tích tác dụng. Vì vậy, các tinh thể áp điện có thể được sử dụng trong các bộ tác động cũng như trong các bộ chuyển đổi để đo các phần tử rung (xem F.2.6).

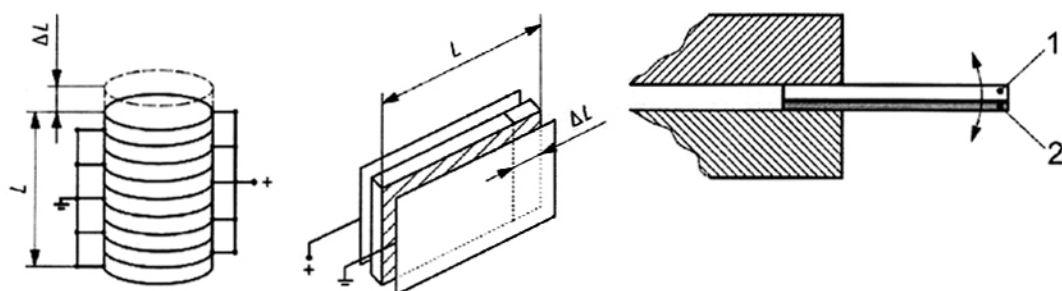
Biến dạng của tinh thể xảy ra theo cả phương ngang và phương dọc trục. Biến dạng dọc trục (độ giãn dài hoặc độ co) trùng với phương phân cực; sự nén ngang vuông góc với phương điện áp đặt vào.

Để khuếch đại hiệu ứng dọc trục, có thể xếp chồng nhiều phần tử lên nhau (xem Hình F.6a). Biến dạng tổng, ΔL , của bộ tác động/bộ chuyển đổi bằng tổng của các biến dạng của các phần tử riêng biệt.

Các bộ tác động kiểu áp điện có thể có kiểu điện áp thấp và kiểu điện áp cao. Các kiểu điện áp cao đạt được biến dạng lớn khi được kích thích với điện áp 1000 V; các kiểu điện áp thấp chỉ cần giá trị lớn nhất là 100 V do chiều dày của chúng được giảm bớt, nhưng đòi hỏi dòng điện kích thích cao hơn so với kiểu điện áp cao.

Với việc sử dụng các bộ khuếch đại công suất đặc biệt, có thể sử dụng các chồng áp điện làm bộ tác động động lực với các tần số kích thích lên tới 20 kHz. Tuy nhiên, các dịch chuyển lớn nhất đạt được là nhỏ hơn nhiều so với các kiểu bộ tác động được nêu ở F.1.3.1 đến F.1.3.3.

Cũng có thể uốn các phần tử áp điện một lượng nhất định nào đó. Nhiều thiết kế cho phép thực hiện điều đó. Ví dụ, một bản thiết kế bằng vật liệu composite kết hợp của thép và gốm dạng một công-xôn được thể hiện trên Hình F.6c).



Dịch chuyển: $5 \mu\text{m} - 30 \mu\text{m}$

Độ cứng vững: $1 \text{ N}/\mu\text{m} - 2100 \text{ N}/\mu\text{m}$

Lực: -30000 N đến $+3500 \text{ N}$

$f_{\text{max}} < 20 \text{ kHz}$

a) kiểu xếp chồng

Dịch chuyển: $20 \mu\text{m} - 45 \mu\text{m}$

Độ cứng vững: $8 \text{ N}/\mu\text{m} - 15 \text{ N}/\mu\text{m}$

Lực: -450 N đến $+100 \text{ N}$

b) kiểu ghép các tấm lá mỏng

Dịch chuyển: $50 \mu\text{m} - 200 \mu\text{m}$

Độ cứng vững: $0,15 \text{ N}/\mu\text{m} - 0,30 \text{ N}/\mu\text{m}$

Lực: -50 N đến $+20 \text{ N}$

$f_{\text{max}} < 2,5 \text{ kHz}$

c) kiểu composite

CHÚ DẪN:

1 PZT

2 Thép

Hình F.6 – Bộ tác động kiểu áp điện (nguồn: xem Tham khảo [14], Hình vẽ trong 2.27)

F.1.3.5 Bộ tác động kiểu khối quay

Đây là các bộ tác động tuyệt đối, chúng sinh ra lực hình sin. Sử dụng các khối lượng lệch tâm, quay theo các chiều ngược nhau, các thành phần của các lực quay theo phương X khử lẫn nhau, trong khi đó các thành phần theo phương Y được tăng cường thêm. Tần số của kích thích chính là tốc độ quay. Nhược điểm của các bộ tác động kiểu này là lực không phải là hằng số tại mỗi tần số nhưng tỉ lệ với bình phương của tần số quay.

F.2 Các cảm biến để đo rung

F.2.1 Tổng quan

Điều này giới thiệu các bộ chuyển đổi hiện nay được sử dụng để đo dịch chuyển, vận tốc và gia tốc rung của máy. Như được chú thích trong F.1.1, các bộ chuyển đổi có thể được phân loại thành các thiết bị tuyệt đối và tương đối.

Các cảm biến tuyệt đối đo các giá trị chuyển động trong một hệ quán tính mà không tham chiếu theo bất kỳ hệ quy chiếu cục bộ nào. Các cảm biến tương đối cung cấp dữ liệu chuyển động tương đối đối với một hệ quy chiếu cục bộ, ví dụ theo đồ gá mang các cảm biến.

Về lý thuyết có thể đo dịch chuyển, vận tốc và gia tốc của một hệ rung bằng cùng một thiết bị kiểu lò xo – khối lượng, các dịch chuyển được đo ở trên tần số riêng và gia tốc được đo ở dưới tần số riêng. Tuy nhiên, trong thực tế, các thiết bị này được thiết kế một cách khác nhau. Để tăng dải đo, các thiết bị đo dịch chuyển được thiết kế với một tần số riêng thấp, khối lượng tương đối lớn và một lò xo yếu (độ cứng nhỏ). Do đó, các thiết bị này tương đối nặng, đến mức chúng có thể ảnh hưởng đến các đặc tính của hệ được đo. Mặt khác, các gia tốc kế được thiết kế với khối lượng nhỏ và độ cứng vững lớn để đạt được tần số riêng cao. Do đó khối lượng tổng của các thiết bị này nhỏ đến mức chúng thường không ảnh hưởng đến các đặc tính của hệ được đo.

Thông thường, đối với bất kỳ loại đại lượng nào được đo, về mặt lý thuyết luôn có thể biến đổi dữ liệu ban đầu (dịch chuyển, vận tốc hoặc gia tốc) thành một trong các dữ liệu khác bằng cách lấy tích phân hoặc vi phân đơn hoặc kép (cũng xem Phụ lục B).

F.2.2 Các bộ chuyển đổi kiểu điện động lực

Các bộ chuyển đổi kiểu điện động lực là các cảm biến trong đó chuyển động tương đối của dây dẫn trong một từ trường sinh ra một hiệu điện thế trong cuộn dây tỉ lệ với vận tốc tương đối đó. Hiệu điện thế cảm ứng, U , tỉ lệ với độ cảm ứng từ (mật độ từ thông), B , số vòng quấn, w , chiều dài của mỗi vòng quấn, l , và vận tốc của cuộn dây, v :

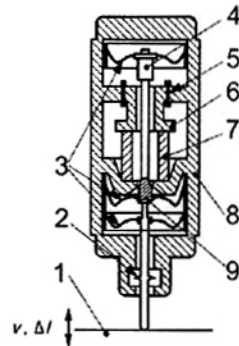
$$U = w l B v = k v$$

Tất cả các thông số khác giữ không đổi, vận tốc của bộ phận chuyển động sinh ra hiệu điện thế U tỉ lệ với vận tốc này, v .

TCVN 7011-8:2013

Kết cấu thông thường nhất của một cảm biến tương đối về cơ bản bao gồm một vỏ hộp bằng thép với một lõi ferrit làm nam châm vĩnh cửu, trong đó một trụ trượt có một cuộn dây được treo bằng hai lò xo lá (xem Hình F.7). Trụ trượt được kết nối với một đầu dò, đầu dò được đưa tiếp xúc với phần tử rung, trong khi vỏ hộp được giữ bằng tay hoặc được gắn cố định vào một hệ quy chiếu chuẩn. Cần chú ý là, trong trường hợp này, có khả năng dễ thấy là sự cộng hưởng tiếp xúc có thể tác động xấu đến các số đọc.

Đối với thiết bị đo tuyệt đối, kết cấu của nó thường ngược lại so với thiết bị đo tương đối ở trên. Cuộn dây được quấn trong vỏ hộp, còn trụ trượt là một nam châm vĩnh cửu. Một điểm tiếp xúc được cố định trên vỏ hộp và được giữ tỳ vào máy rung. Ở trên tần số riêng, trụ trượt gần như tĩnh tại và thể hiện khối lượng địa chấn. Vận tốc của phần tử rung được đo theo khối lượng địa chấn này.



CHÚ DẪN:

- | | |
|-----------------------|-------------------------------|
| 1 Đầu dò được đo | 7 Nam châm vĩnh cửu |
| 2 Đầu dò | 8 Vỏ hộp |
| 3 Các lò xo lá | 9 Chỗ nối |
| 4 Bulông dẫn hướng | v Vận tốc của cuộn dây |
| 5 Cuộn dây | l Chiều dài của một vòng quấn |
| 6 Đầu cực (pole shoe) | |

Hình F.7 – Bộ chuyển đổi vận tốc kiểu điện động lực (nguồn: xem Tham khảo [14],

Hình vẽ trong 2.28)

F.2.3 Cảm biến kiểu tự cảm biến đổi

Một vòng dây quấn quanh một lõi sắt từ có một độ tự cảm, L , giá trị của độ tự cảm phụ thuộc vào số vòng dây quấn, w , hệ số từ thẩm của lõi, μ , và diện tích mặt cắt ngang, A , của vòng dây quấn và của lõi. Trường hợp đơn giản, cảm biến kiểu tự cảm biến đổi có một lõi hình chữ U với một vòng dây quấn quanh lõi. Dòng điện chạy qua vòng dây tạo ra một từ thông xuyên qua lõi sắt và không khí. Mạch từ có thể gần phía trên phần ứng của sắt từ được đặt cách lõi một khoảng l , để lại một khe hở không khí gấp hai lần ngang theo từ thông. Các thiết kế khác nhau của bộ chuyển đổi phụ thuộc vào một trong các thông số w , μ , A hoặc l cần được điều khiển. Cảm biến kiểu tự cảm biến đổi được thiết kế sao cho độ tự cảm được điều khiển bằng sự thay đổi khe hở không khí, Δl .

Từ trở tổng, R_{tot} , của mạch từ bằng tổng các từ trở của lõi, khe hở không khí ($2l$), và phần ứng:

$$R_{\text{tot}} = R_{\text{core}} + R_{\text{armat}} + R_{\text{gap}}$$

Do các từ trở của các thành phần chứa sắt (ferro) (lõi và phần ứng) là không đáng kể so với điện trở của khe hở không khí, có thể sử dụng các mối quan hệ sau:

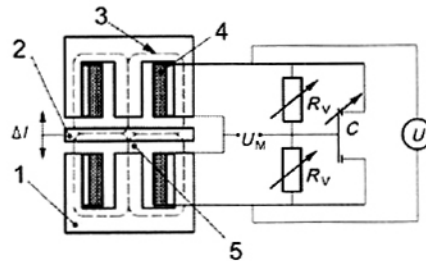
$$R = 2l / \mu \pi r^2 \quad \text{hoặc} \quad L = k \mu \pi r^2 / l$$

Nếu phần ứng được di chuyển trên một khoảng cách, Δl , độ tự cảm sẽ thay đổi một lượng, ΔL , bằng: $\Delta L = C / \Delta l$.

Công thức này chỉ ra mối quan hệ hypebol giữa sự thay đổi của độ tự cảm, ΔL , và lượng dịch chuyển của phần ứng, Δl . Mạch này được cấp bởi tín hiệu sóng mang dòng điện xoay chiều.

Các cảm biến kiểu tự cảm biến đổi thể hiện một độ nhạy không thay đổi chỉ đối với một dịch chuyển rất nhỏ. Có thể đảm bảo độ nhạy không thay đổi đối với các dịch chuyển lớn hơn bằng cách sử dụng hai bộ tự cảm biến đổi tương tự đối diện nhau mắc nối tiếp về các phía đối diện của một mạch cầu Wheatstone (mạch cầu cân bằng) như thể hiện trên Hình F.8. Sự dịch chuyển của phần ứng trong khe hở làm tăng một độ tự cảm trong khi đó làm giảm độ tự cảm kia với cùng một lượng. Các bộ tự cảm được nối với các điện trở chuẩn, R_v , các tụ điện, C , để độ lớn và pha so sánh trong mạch cầu Wheatstone nhạy pha. (sau đây gọi là "mạch tách sóng nhạy pha"). Sự dịch chuyển của phần ứng tác động đến sự cân bằng của cầu: hiệu điện thế đo được tỉ lệ với lượng dịch chuyển của phần ứng, Δl , và nhạy với chiều chuyển động của phần ứng (tín hiệu).

Các cảm biến kiểu tự cảm biến đổi có thể được sử dụng trong các dải đo từ 0,4 mm đến 0,7 mm với độ phi tuyến tính xấp xỉ bằng 1 %.



CHÚ DẪN:

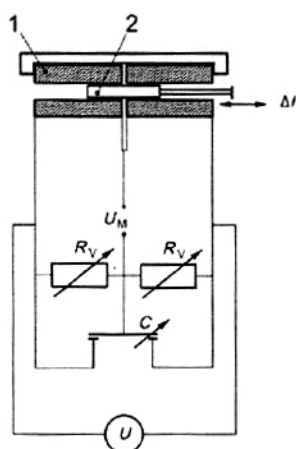
- 1 Lõi
- 2 Phần ứng
- 3 Đường sức từ (xuyên qua lõi, không khí và phần ứng)
- 4 Cuộn dây
- 5 Khe hở không khí
- Δl Lượng dịch chuyển của phần ứng
- U Hiệu điện thế nguồn
- U_M Hiệu điện thế đo
- R_v Điện trở chuẩn
- C Tụ điện

Hình F.8 – Cảm biến kiểu tự cảm biến đổi với mạch tách sóng
(nguồn: xem Tham khảo [14], Hình vẽ trong 2.6)

F.2.4 Cảm biến kiểu trụ trượt tự cảm biến đổi

Cũng có thể điều biến độ tự cảm bằng cách sử dụng một trụ trượt chuyển động trong hai cuộn dây được quấn ngược chiều nhau xung quanh một ống kim loại (xem Hình F.9). Một nguồn điện xoay chiều cung cấp tần số mang. Hai bộ tự cảm được nối với hai điện trở và tụ điện trong một mạch cầu Wheatstone để tạo ra một tín hiệu được tách sóng nhạy pha. Vị trí zero (0) của trụ trượt nằm ở tâm của ống sao cho có thể phát hiện được dấu hiệu của sự dịch chuyển. Các thiết bị đo này có dải tuyến tính lớn hơn rất nhiều so với các loại thiết bị đo được mô tả ở trên: dải đo nằm trong khoảng 0,5 mm và 200 mm, thường với độ tuyến tính bằng 0,2 % đến 0,4 % của dải đo.

Mặc dù tương tự về mặt thiết kế, nhưng không nên nhầm lẫn thiết bị đo này với máy biến áp vi sai biến đổi tuyến tính (LVDT)). Thiết bị LVDT hoạt động theo nguyên lý biến áp, với các cuộn dây sơ cấp và thứ cấp. Cuộn sơ cấp được dẫn bằng dòng điện mang. Cuộn thứ cấp bao gồm hai phần được quấn ngược chiều nhau, giống như trong trường hợp trước đây. Tỉ số biến đổi là một hàm của vị trí của trụ trượt với điểm zero (0) đặt tại tâm của ống. Tín hiệu được điều phối trong một mạch tách sóng nhạy pha và được khuếch đại để cung cấp một điện áp ra tỉ lệ với vị trí của trụ trượt và chiều dịch chuyển của nó.



CHÚ DẪN:

- 1 Lõi
- 2 Phần ứng
- Δl Lượng dịch chuyển của phần ứng
- U Hiệu điện thế nguồn
- U_M Hiệu điện thế đo
- R_V Điện trở chuẩn
- C Tụ điện

Hình F.9 – Cảm biến kiểu trụ trượt tự cảm biến đổi (nguồn: xem Tham khảo [14], Hình vẽ trong 2.7)

F.2.5 Cảm biến kiểu điện dung

Các cảm biến kiểu điện dung gồm có hai tấm dẫn điện có diện tích A , hai tấm được đặt cách nhau khoảng cách d , với một lớp vật liệu cách điện có hằng số điện môi ϵ , và điện dung C :

$$C = \epsilon_0 \epsilon A / d$$

Trong đó ϵ_0 là hằng số điện môi của chân không ($10^{-11}/2\pi$ F/cm).

Có thể chứng minh được rằng sự thay đổi khoảng cách giữa hai tấm dẫn điện dẫn đến sự thay đổi của điện dung như sau:

$$C(d)/C(d + \Delta d) = 1 + \Delta d / d$$

Do quan hệ giữa sự thay đổi của điện dung và sự thay đổi của khoảng cách là không tuyến tính, tín hiệu đầu ra của cảm biến phải được chuyển thành tuyến tính trong mạch điện tử và được hoàn điệu (được tách) bằng phương pháp "thiết lập cân bằng" (các dây mắc song song) và được khuếch đại.

Vỏ hộp được thiết kế đặc biệt như một màn chắn bảo vệ chống lại các nhiễu loạn và giao thoa ở bên trong và từ bên ngoài. Để tránh ảnh hưởng của sự thay đổi của điện lượng của các dây dẫn, một giai đoạn tiền khuếch đại được kết hợp trong vỏ hộp cảm biến. Các thay đổi điện dung được phát hiện được biến đổi thành thay đổi điện áp. Các thiết bị đo kiểu điện dung cũng được cấp bởi tín hiệu sóng mang dòng điện xoay chiều. Tín hiệu đầu ra được điều phối bằng một mạch tách sóng nhạy pha để phát hiện tín hiệu (chiều của tín hiệu hoặc dịch chuyển ban đầu).

Các cảm biến kiểu điện dung được sử dụng chủ yếu cho việc đo các phần tử rung kiểu không tiếp xúc. Trong nhiều trường hợp, bề mặt kim loại của vật thể rung thực hiện chức năng của một tấm dẫn điện thứ hai. Phụ thuộc vào kiểu cảm biến được sử dụng, dải đo mờ rộng từ 0,05 mm đến 10 mm với độ phân giải từ 0,002 μm đến 0,4 μm . Sai lệch độ tuyến tính xấp xỉ 0,2 % của dải đo. Dải tần số nằm trong khoảng từ 0 kHz đến 6 kHz.

F.2.6 Cảm biến đo gia tốc

Các gia tốc kế kiểu áp điện phát hiện phản lực, F , của khối lượng được gia tốc, m , tương ứng với định luật Newton:

$$F = ma \text{ hoặc } a = F/m$$

Lực gia tốc có thể được đo bằng hai phương pháp khác nhau:

- Khối lượng được đặt trên một giá đỡ có thể biến dạng được bằng kim loại nhẹ, như một trụ nhỏ, độ biến dạng của trụ đó được đo bằng dụng cụ đo biến dạng,
- Khối lượng được đặt trên một tinh thể áp đàn hồi, chịu lực dạng kéo hoặc nén, uốn, hoặc cắt.

Các điện tích cảm ứng trên các bề mặt của tinh thể thường được khuếch đại trước bằng thiết bị điện tử tích hợp để tránh nhiễu và các rối loạn khác, ví dụ từ các dây nối. Đầu ra được điều phối thêm như trong các mạch được mô tả ở trên.

Các thiết bị đo gia tốc hoạt động trên cơ sở nguyên lý động chấn. Tại các tần số thấp hơn sự cộng hưởng, chuyển động tương đối giữa khối lượng và vỏ hộp tỉ lệ với gia tốc, và do đó lực, F , xuất hiện xuyên qua các mặt của tinh thể.

TCVN 7011-8:2013

Để tạo ra miền “dưới cộng hưởng” lớn nhất có thể, các thiết bị đo gia tốc được thiết kế với khối lượng nhỏ và hằng số đàn hồi lớn, nó được trang bị tinh thể kiểu áp điện. Tần số cộng hưởng có thể thu được lớn bằng 100 kHz, và dải đo thường nằm trong khoảng 10^{-3} g và 10^5 g.

Các gia tốc kế có thể thường được bắt vít lên kết cấu được đo. Ưu điểm chính của loại thiết bị này là khối lượng của nó thường không đáng kể so với khối lượng của kết cấu được đo (xem Hình F.10).



CHÚ DẪN:

- | | |
|----------------------|--------------|
| 1 Ren vít | 1 Vỏ hộp |
| 2 Dụng cụ đo độ căng | 2 Khối lượng |
| 3 Ống kim loại nhẹ | 3 Phần tử áp |
| 4 Khối lượng | |

a) Gia tốc kế với dụng cụ đo độ căng

b) Gia tốc kế với phần tử áp dạng cắt



CHÚ DẪN:

- | | |
|-------------------------|--------------|
| 1 Bạc lót tạo lực trước | 1 Vỏ hộp |
| 2 Khối lượng | 2 Khối lượng |
| 3 Vỏ hộp | 3 Phần tử áp |
| 4 Phần tử áp | |

c) Gia tốc kế với phần tử áp dạng nén

d) Gia tốc kế với phần tử áp dạng uốn

Hình F.10 – Các mô hình gia tốc kế (nguồn: xem Tham khảo [14], Hình vẽ trong 2.29)

Thư mục tài liệu tham khảo

- [1] ISO 10814:1996, Mechanical vibration – Susceptibility and sensitivity of machines to unbalance
- [2] ISO 10816-1:1995, Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 1: General guidelines
- [3] ISO 10816-3:2009, Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 3: Industrial machines with nominal power above 15 kW and nominal speeds between 120 r/min and 15 000 r/min when measured in situ
- [4] ISO 13373-2:2005, Condition monitoring and diagnostics of machines – Vibration condition monitoring – Part 2: Processing, analysis and presentation of vibration data
- [5] WECK, M., 2001, Werkzeugmaschinen Fertigungssysteme 5, Messtechnische Untersuchung und Beurteilung, Springer, Berlin, Heidelberg, New York
- [6] HOLZWEIBIG, F., DRESIG, H., 1994, Lehrbuch der Maschinenendynamik, Fachbuchverlag, Leipzig, Köln
- [7] EWINS, D.J., 1986, Modal Testing: Theory and Practice, Reseach Studies Ltd., Letchworth England
- [8] NATKE, H.G., 1992, Einführung in die Theorie und Praxis der Zeitreihen-und Modalanalyse, Weisbaden, Vieweg Verlag
- [9] DEN HARTOG, J.P., 1985, Mechanical Vibration, Dover Publications, Minepla, NY (Original edition:1934, McGraw-Hill Book Company, New York)
- [10] TOBIAS, SA., 1965, Machine Tool Vibration, Blackie & Son Ltd., Glasgow. (Originally published in German as "Schwingungen an Werkzeugmaschinen" by Carl Hanser Verlag, Munich, 1961) Currently out of print
- [11] PETERS, J., 1965, Damping in Machine Tool Construction, 6th MTDR Conference, 1965, pp 23-26
- [12] TLUSTY, J. and POLACEK, M., 1963, The Stability of Machine Tools against Self-excited Vibration in Machining, Proceedings of the International Reseach in production Engineering, Pittsburgh
- [13] TLUSTY, J., Manufacturing Processes and Equipment, Prentice Hall, 1st edition
- [14] WECK, M. and BRECHER, C., 2006, Werkzeugmaschinen, Messtechnische Untersuchung und Beurteilung, dynamische Stabilitat, 7. Springer Verlag, Berlin Heidelberg
- [15] BENTLEY, JP., 1983, Principles of measurement systems, Longmans, London, New York