

TCVN 7676 - 2 : 2007

ISO 8579 - 2 : 1993

Xuất bản lần 1

**QUY TẮC NGHIỆM THU BÁNH RĂNG -
PHẦN 2 - XÁC ĐỊNH RUNG CƠ HỌC CỦA BỘ TRUYỀN
TRONG THỬ NGHIỆM THU**

*Acceptance code for gears -
Part 2 - Determination of mechanical vibrations of gear
units during acceptance testing*

HÀ NỘI - 2007

Lời nói đầu

TCVN 7676 - 2 : 2007 hoàn toàn tương đương với ISO 8579-2: 1993

TCVN 7676 - 2 : 2007 do Ban kỹ thuật TCVN/TC39 – *Máy công cụ* biên soạn,
Tổng cục Tiêu chuẩn Đo lường Chất lượng đề nghị, Bộ Khoa học và Công nghệ công bố.

Quy tắc nghiệm thu bánh răng -

Phần 2: Xác định rung cơ học của bộ truyền trong kiểm thu

Acceptance code for gears -

Part 2 - Determination of mechanical vibrations of gear units during acceptance testing

1 Phạm vi áp dụng

1.1 Tiêu chuẩn này quy định các phương pháp xác định rung cơ học của các bộ bánh răng giảm tốc và tăng tốc được lắp trong hộp kín, các phương pháp đo rung của trục, thân hộp cùng các loại dụng cụ, phương pháp đo và các quy trình kiểm để xác định các mức rung và các cấp độ rung cho nghiệm thu.

Tiêu chuẩn này không quy định các phép đo rung xoắn của một hệ thống ăn khớp răng.

Tiêu chuẩn này chỉ áp dụng cho bánh răng được kiểm, vận hành trong phạm vi nhiệt độ, tải trọng tốc độ được thiết kế và bôi trơn trong kiểm nghiệm thu tại cơ sở sản xuất. Bánh răng có thể được kiểm tại các nơi khác nếu có thỏa thuận và được vận hành theo hướng dẫn của nhà sản xuất. Trong thực tế, bánh răng có thể được đánh giá rung bằng những tiêu chuẩn quốc tế khác.

Tiêu chuẩn này không áp dụng cho trường hợp các xích truyền động đặc biệt hoặc phụ trợ, ví dụ: Các máy nén khí, bơm, tuabin được dẫn động bằng bánh răng gắn cố định trong thiết bị và bánh răng khởi động công suất.

CHÚ THÍCH 1: Giới hạn chấp nhận cho kiểm tra các loại bánh răng này của thiết bị được quy định riêng. Tuy nhiên, nếu có thỏa thuận có thể sử dụng tiêu chuẩn này hoặc những tiêu chuẩn thích hợp để kiểm các loại bánh răng của thiết bị này.

1.2 Trường hợp yêu cầu các điều khoản riêng cho các phép đo rung, cách đo và mức nghiệm thu phải được thỏa thuận giữa nhà cung cấp và khách hàng trước khi ký kết.

2 Tài liệu viện dẫn

Trong tiêu chuẩn có viện dẫn các tài liệu sau. Đối với các tài liệu viện dẫn ghi năm công bố thì áp dụng bản dưới đây. 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.

ISO 2041: 1990, Vibration and shock – Vocabulary (Rung và va đập – Thuật ngữ).

3 Định nghĩa

Tiêu chuẩn này áp dụng các định nghĩa trong ISO 2041 cùng với các định nghĩa dưới đây :

3.1

Bộ chuyển đổi không tiếp xúc (non-contact transducer)

Bộ chuyển đổi một khoảng cách hoặc một dịch chuyển thành tín hiệu điện tỷ lệ với khoảng cách hoặc dịch chuyển ấy.

3.2

Gia tốc (acceleration)

Véc tơ được xác định bởi đạo hàm của vận tốc theo thời gian

[ISO 2041, 1.3].

CHÚ THÍCH 2: Xem Phụ lục A.

3.3

Dịch chuyển, dịch chuyển tương đối (displacement; relative displacement)

Một đại lượng véc tơ xác định sự thay đổi vị trí của một vật hoặc một phần tử trong mối tương quan với hệ tham chiếu.

[ISO 2041, 1.1].

CHÚ THÍCH 3: Xem Phụ lục A.

3.4

Đường đáp ứng tần số (frequency response)

Tín hiệu ra được thể hiện dưới dạng hàm của tần số tín hiệu vào. Đường đáp ứng tần số thường được cho ở dạng đồ thị bởi đường cong chỉ mối quan hệ giữa tín hiệu ra và tùy nơi có thể ứng dụng được, dịch chuyển pha hoặc góc pha theo hàm của tần số.

[ISO 2041, B.13].

3.5

Giá trị đỉnh-tới-đỉnh (của rung) [peak-to-peak value (of a vibration)]

Hiệu đại số giữa các giá trị cực trị của rung .

[ISO 2041, 2.3.5].

3.6

Giá trị trung bình bình phương; giá trị r.m.s (root-mean-square value; r.m.s. value)

Căn bậc hai của trung bình các giá trị được bình phương lấy từ trong khoảng thời gian t_1 và t_2 đối với một hàm đơn trị $f(t)$.

CHÚ THÍCH 4 : Giá trị r.m.s của một hàm đơn trị $f(t)$ trong khoảng thời gian t_1 và t_2 là:

$$\text{Giá trị r.m.s} = \left[\int_{t_1}^{t_2} f(t)^2 dt / (t_2 - t_1) \right]^{1/2}$$

CHÚ THÍCH 5: Trong lý thuyết dao động, giá trị trung bình của dao động bằng không. Trong trường hợp này, giá trị r.m.s bằng sai lệch chuẩn (σ) và giá trị trung bình bình phương bằng phương sai (σ^2).

[ISO 2041, A.37].

3.7

Bộ chuyển đổi (transducer)

Cơ cấu được thiết kế để nhận năng lượng từ một hệ thống và cung cấp năng lượng cùng dạng hoặc khác dạng tới một hệ thống khác sao cho những đặc tính mong muốn của năng lượng đầu vào xuất hiện tại đầu ra.

[ISO 2041, 4.1].

3.8

Vận tốc, vận tốc tương đối (velocity; relative velocity)

Véc tơ được xác định bằng đạo hàm của sự dịch chuyển (quãng đường) theo thời gian.

[ISO 2041, 1.2]

CHÚ THÍCH 6: Xem Phụ lục A.

3.9

Rung (vibration)

Sự thay đổi theo thời gian của đại lượng mô tả chuyển động (hoặc vị trí) của một hệ thống cơ học, khi đại lượng này lần lượt lớn hơn và nhỏ hơn một giá trị trung bình hoặc giá trị chuẩn nào đó.

[ISO 2041, 2.1].

4 Quy định chung

4.1 Hệ thống được xem xét

Bộ truyền bánh răng cần được kiểm theo cách có thể giảm tới mức nhỏ nhất tác động của hệ thống (xem Phụ lục B).

4.2 Tác động của hệ thống

Trong thực tế, các mức rung của bộ truyền bánh răng có thể chịu tác động bất lợi của những yếu tố vượt ra ngoài sự kiểm soát của nhà sản xuất như được liệt kê trong Phụ lục B. Nên đánh giá rung của toàn hệ thống và kiểm tra các tác động của hệ thống tại giai đoạn thiết kế hệ thống truyền động. Trách nhiệm kiểm tra phải được xác định rõ trong giai đoạn này và tất cả các bên liên quan phải nhận thức được quyết định này.

4.3 Các phép đo thân hộp hoặc trực

Có thể đo rung bánh răng theo hai cách: Trong thân hộp hoặc trên trực. Các phép đo rung trong thân hộp được sử dụng ưu tiên các bánh răng quay cùng với ổ lăn khi khe hở trong các ổ lăn này nhỏ và chuyển động tương đối nhỏ thường diễn ra giữa trực và thân hộp.

Cả hai phương pháp, đo rung của thân hộp và trực đều có thể thực hiện truyền động bánh răng với ổ trượt. Các phép đo rung của trực có thể cung cấp các thông tin chi tiết mà phép đo thân hộp không thể thực hiện được, nhưng phạm vi đo chỉ trong khoảng tần số giới hạn (0 Hz đến 500 Hz). Các phép đo rung của thân hộp có lợi thế vì dải tần số và tác dụng động lực rộng hơn, hai yếu tố này cần thiết khi xem xét tần số tiếp xúc răng (xem 1.2).

Cần chú ý khi chọn dụng cụ đo cho bộ truyền bánh răng với các điều kiện làm việc cụ thể vì mỗi dụng cụ có những đặc tính riêng (xem Phụ lục C). Người ta thường kết hợp phép đo rung thân hộp và trực để thu được chuyển động thực của trực truyền động ăn khớp bánh răng.

Khi các điều kiện vận hành trong kiểm nghiệm thu khác đáng kể so với vận hành thật của hệ, thì những khác biệt này phải được lưu ý khi đánh giá dữ liệu về rung.

5 Thiết bị đo

5.1 Các loại thiết bị

Rung được đo bằng một bộ chuyển đổi và một dụng cụ có độ chính xác cho trước để đo tốc độ và chuyển dịch trên dải tần số đã biết. Dụng cụ này cũng có đầu ra là tín hiệu điện với độ chính xác đã cho tương quan với tốc độ hoặc chuyển dịch hoặc với cả hai. Bộ chuyển đổi được sử dụng trong các giới hạn đã được hiệu chuẩn đối với phương pháp gá, ứng với các điều kiện môi trường thông dụng như nhiệt độ, trường từ, gia công hoàn thiện bề mặt, v.v... Sử dụng loại và các hệ thống thiết bị đo rung phải tuân theo các tiêu chuẩn hiện hành thích hợp. Tốt nhất là thiết bị có cả phương tiện phân tích tần số dải hẹp với dải thông không vượt quá 1/3 ốc ta.

5.1.1 Thiết bị đo trực

Bộ chuyển đổi dùng đo rung của trực nên là loại không tiếp xúc. Thiết bị này cho phép đọc các giá trị từ đỉnh-tới-đỉnh của rung chuyển dịch. Tuy nhiên có thể sử dụng các bộ chuyển đổi tiếp xúc cho trường hợp tần số quay của trực nhỏ hơn 3000 vòng/min, tần số tín hiệu nhỏ hơn 200Hz, và vận tốc trượt nhỏ hơn 30m/s.

5.1.2 Thiết bị đo thân hộp

Bộ chuyển đổi đo rung của thân hộp nên là loại chuyển đổi địa chấn, bao gồm một thiết bị điện có đặc tính chỉnh lưu giá trị trung bình bình phương (r.m.s) thật, cho ra các giá trị r.m.s của vận tốc rung theo milimét trên giây. Phương pháp lắp đặt có thể ảnh hưởng đến đường đặc trưng tần số của bộ chuyển đổi, do vậy thiết bị phải được cố định bằng vít, đinh tán hoặc vật liệu liên kết. Gá nam châm dùng cho gia tốc kế nhẹ, có thể được chấp nhận cho các tần số lên tới 3 000Hz, nếu tần số cơ bản cao nhất của ăn khớp răng nhỏ hơn 1 000Hz. Không chấp nhận các phép đo tiếp xúc giữ bằng tay.

5.2 Dải tần số đo

Thiết bị phải có khả năng đo tốc độ quay thấp nhất của trục và tần số ăn khớp răng lớn nhất; Dải tần số đo dịch chuyển của trục phải trong khoảng 0 Hz đến 500 Hz; Khi sử dụng các phép đo gia tốc tích hợp dải tần số đo vận tốc của thân hộp, tốt nhất nên ở trong khoảng 10Hz đến 10000Hz hoặc lớn hơn.

5.3 Sai số cho phép

Hệ thống thiết bị đo, gồm cả bộ chuyển đổi và cơ cấu đọc phải có khả năng chỉ thị mức rung trong phạm vi sai số cho phép 10% giá trị đọc trên toàn bộ vùng nhiệt độ hoạt động.

5.4 Hiệu chuẩn

Cơ cấu đọc rung được kiểm so với một tín hiệu chuẩn và mọi hiệu chỉnh quy định phải được thực hiện ngay trước và sau mỗi loạt đo rung của bộ truyền bánh răng.

Các hiệu chuẩn cho một thiết bị đo đồng bộ phải được thực hiện ít nhất cứ hai năm một lần.

6 Đo rung

6.1 Các phép đo trục

Nền đo dịch chuyển rung của trục tương quan so với thân hộp. Nên sử dụng bộ chuyển đổi không tiếp xúc, lắp vào vị trí chắc chắn của thân và gắn gối đỡ nhất tới mức có thể. Rung của trục được đo theo ba phương vuông góc với nhau, trong đó có một phương song song với đường tâm trục. Chỉ cần một bộ chuyển đổi dọc trục như vậy là đủ. Số lượng và vị trí của bộ chuyển đổi được thỏa thuận giữa khách hàng và nhà sản xuất.

Độ đảo hướng kính do nguyên nhân điện và cơ không được lớn hơn 25% dịch chuyển rung cho phép ở tần số quay của trục hoặc là $6 \mu\text{m}$, chọn giá trị nào lớn hơn. Độ đảo hướng kính do nguyên nhân cơ và điện có thể được trừ đi từ các số chỉ thị rung đối với các mức rung thực tế nếu duy trì được quan hệ pha và vectơ giữa độ đảo hướng kính và rung của trục. Khi đó sai số cho phép của số đo rung thực cho phép trừ này không được lớn hơn các giá trị quy định trong 5.3.

6.2 Các phép đo thân hộp

Rung thân hộp được đo tại tiết diện hộp cứng vững, ví dụ tại chỗ có gối đỡ. Không tiến hành đo tại những phần thân, nơi không có gối đỡ vì chúng không thể hiện đặc tính làm việc của bánh răng. Các phép đo được thực hiện theo ba phương vuông góc, hai trong ba phương (nên là trục ngang và thẳng đứng) nằm trong mặt phẳng vuông góc với trục quay của các bánh răng. Các phép đo nên thực hiện các phép đo tại mỗi vị trí gối có thể tiếp cận từ bên ngoài trên bộ truyền bánh răng. Nếu không thể tiếp cận gối đỡ, có thể sử dụng điểm lắp gần nhất. Số lượng và vị trí của bộ chuyển đổi phụ thuộc vào độ cứng vững của thân hộp và số trục và được thỏa thuận giữa khách hàng và nhà sản xuất.

6.3 Đơn vị đo

Các đơn vị sử dụng cho phép đo được cho trong Bảng 1.

Bảng 1

Đại lượng	Đơn vị
Vận tốc (r.m.s)	mm / s dB chuẩn: $v_0 = 5 \times 10^{-5} \text{mm/s}$
Chuyển dịch (đỉnh - tới - đỉnh)	μm
Tần số	Hz

7 Kiểm

Đo độ rung trên một bộ truyền bánh răng phải được tiến hành khi kiểm tại xưởng của nhà sản xuất. Hệ thống truyền động kiểm do nhà sản xuất chọn trừ khi có thỏa thuận khác với khách hàng.

7.1 Lắp đặt hệ thống kiểm

Hộp truyền động, trục dẫn động, bánh răng và mọi tải trọng trong hệ thống kiểm phải được kết nối bởi các khớp nối trong sử dụng hoặc bởi những khớp nối kiểm có đặc tính (khối lượng công xôn hiệu dụng) tương tự.

7.2 Điều kiện kiểm

Phải áp dụng các điều kiện cho trong 7.2.1 đến 7.2.5 trừ khi có thỏa thuận khác giữa khách hàng và nhà sản xuất.

7.2.1 Bộ truyền bánh răng phải được kiểm với vận tốc như khi làm việc hoặc với vận tốc trung bình cộng của phạm vi tốc độ nếu được thiết kế cho nhiều tốc độ.

7.2.2 Bộ truyền bánh răng phải được kiểm theo chiều quay như hoạt động thật hoặc theo cả hai chiều nếu là bánh răng đảo chiều.

7.2.3 Bánh răng phải được kiểm không tải hoặc với tải nhẹ để ổn định hoạt động.

7.2.4 Các phép đo kiểm phải được thực hiện, khi sử dụng hệ thống bôi trơn và độ nhớt của chất bôi trơn tương tự như khi bánh răng làm việc.

7.2.5 Đo rung phải được thực hiện khi máy đang vận hành trong phạm vi nhiệt độ thiết kế của nó.

8 Các giá trị nghiệm thu

Một hệ thống đánh giá các phép đo dịch chuyển của trục và vận tốc của thân hộp được cho trong các Hình 1 và 2 tạo thành một cơ sở chung để so sánh. Giá trị nghiệm thu cho một ứng dụng của bánh răng nên chọn từ các con số và dựa trên cơ sở thiết bị đã thỏa thuận giữa khách hàng và nhà sản xuất ở giai đoạn trước khi ký hợp đồng. Nghiệm thu có thể được thiết lập từ một chuẩn duy nhất cho toàn bộ truyền bánh răng hoặc từ các chuẩn riêng lẻ cho mỗi trục hoặc vị trí đo. Phụ lục D giới thiệu các định mức biểu kiến về rung cho các ứng dụng thông dụng của bộ truyền bánh răng.

8.1 Biên độ rung

Đặc tính rung theo tần số được thể hiện trên các Hình 1 và 2. Điều quan trọng là đã sử dụng các giá trị đo được lọc để dựng lên các con số này. Một vài thành phần của rung tại các tần số khác nhau có thể tồn tại cùng lúc, tại giới hạn cho phép của tần số đó như được xác định từ các đường cong. Thiết bị cần có khả năng phân tích tần số, phân giải rung thành những tần số thành phần đơn sao cho có thể so sánh được với các con số.

8.1.1 Chiều rộng dải tần số

Chú ý rằng khi sử dụng dải thông của các thiết bị khác nhau như dụng cụ phân tích dải, 1/3 ốc ta hoặc bộ phân tích biến đổi Furiê nhanh, có thể đưa ra giá trị cao hơn hoặc thấp hơn tùy thuộc vào tần số của dải đã cho và số lượng của các rung ngẫu nhiên.

8.1.2 Giá trị toàn thang

Nếu không thu được hoặc không biết được dữ liệu phổ tần, thì một hoặc cả hai phương pháp sau có thể được sử dụng khi nghiệm thu:

- Kết quả kiểm có thể chấp nhận được nếu như giá trị danh nghĩa của vận tốc thân hộp chưa lọc không vượt quá mức tốc độ cực đại (xem Hình 2);
- Một giá trị dịch chuyển danh nghĩa chưa lọc của trục được lấy từ Hình 1 khi sử dụng vận tốc quay của trục như tần số riêng của mức này.

CHÚ THÍCH 7: Vì vậy các điều khoản trong 1.2 “cách đo và mức nghiệm thu” phải được thỏa thuận giữa khách hàng và nhà sản xuất ở giai đoạn trước khi ký hợp đồng, dùng để nghiệm thu giá trị toàn thang hoặc nghiệm thu chiều rộng dải tần số ¹⁾.

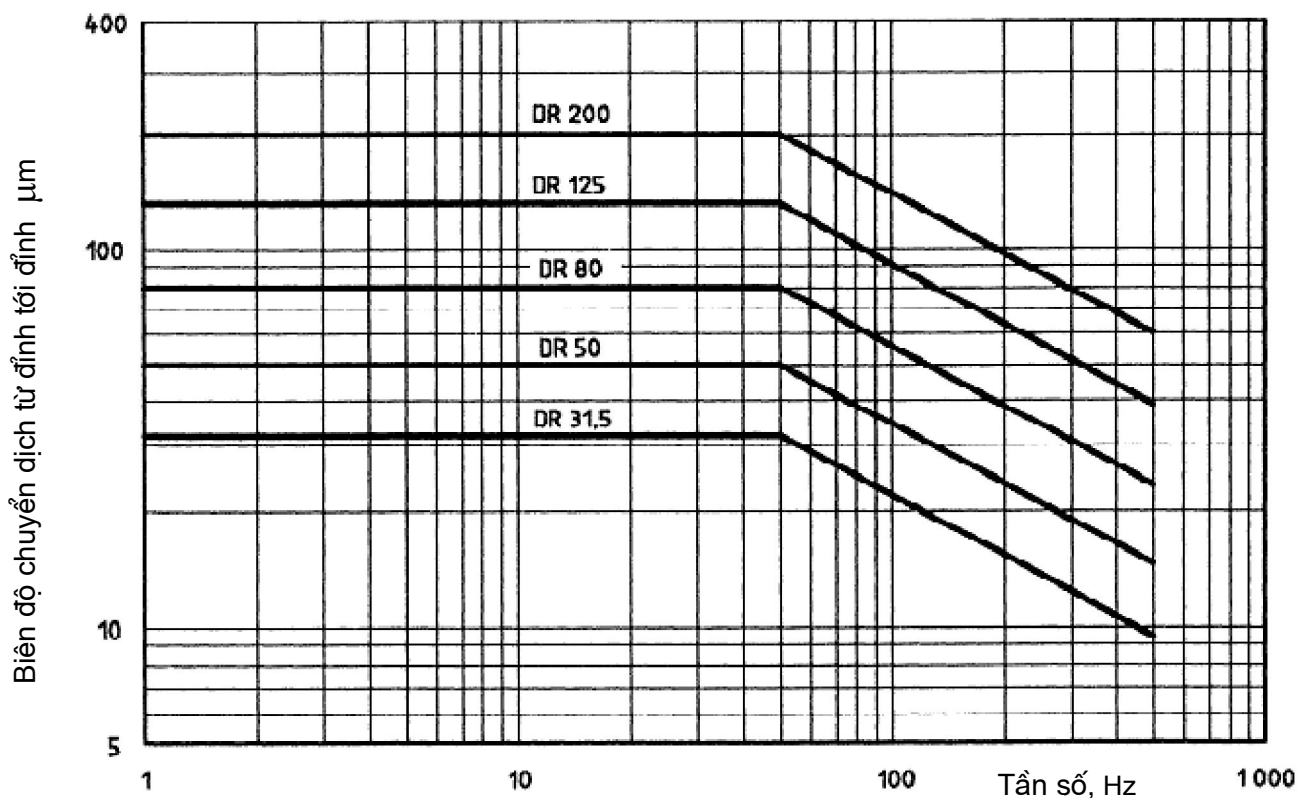
8.2 Mức dịch chuyển đo được của trục

Có thể sử dụng Hình 1 để đánh giá các giá trị dịch chuyển đỉnh – tới – đỉnh của trục. Đánh giá trục bánh răng dựa vào đường thấp nhất bao toàn bộ các dịch chuyển được lọc đo được của trục. Một bộ truyền bánh răng được đo ở mức cao nhất trên tất cả trục giám sát.

8.3 Mức rung đo được của thân hộp

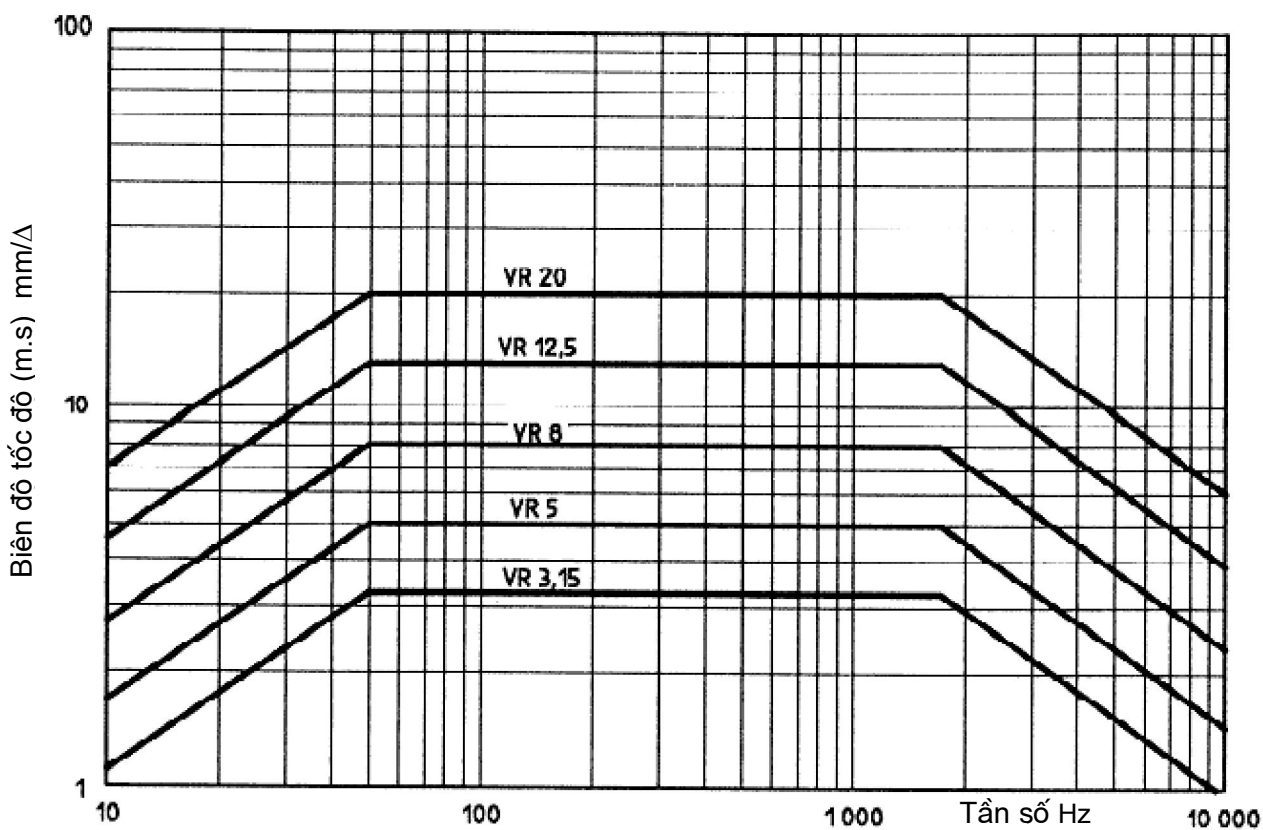
Các giá trị trung bình bình phương (r.m.s) của vận tốc rung của thân hộp có thể đánh giá được khi so sánh với Hình 2. Đánh giá một vị trí đo đã cho phải dựa vào đường thấp nhất khép kín toàn bộ phổ dao động của nó. Một bộ truyền bánh răng được đánh giá cao nhất, khi đo được từ tất cả các vị trí giám sát.

¹⁾ Việc sử dụng một giá trị của Hình 1 hoặc Hình 2 cho nghiệm thu toàn bộ (chưa lọc) thay cho các phép đo được lọc làm giảm rung cho phép (tăng mức độ rung của bộ truyền bánh răng này), trừ khi biết chắc rằng rung chủ yếu là do một hoặc hai thành phần tần số chính yếu.



CHÚ THÍCH: Số phân loại của đường cong mức bằng với sự dịch chuyển của đường cong mức giữa 0Hz và 50Hz. Trên 50Hz các đường cong giảm 10dB cho mỗi 10Hz.

Hình 1 - Mức rung của trực



CHÚ THÍCH: Số phân loại của các đường cong mức bằng với tốc độ của đường cong mức giữa 45Hz và 1590Hz. Dưới 45Hz và trên 1590Hz các đường cong giảm 14dB cho mỗi 10Hz

Hình 2 - Mức rung của thân hộp

9 Báo cáo kiểm

Báo cáo kiểm bao gồm các thông tin quy định trong 9.1 đến 9.5

9.1 Nhà sản xuất

Xếp loại và định nghĩa bộ truyền bánh răng được xem xét.

9.2 Dữ liệu kiểm

Dữ liệu tiến hành kiểm, các điều kiện để thiết lập vận hành bộ truyền bánh răng, bao gồm các đặc tính lắp đặt và nối ghép.

Phải đặc biệt chú ý tới mọi sai lệch so với các điều kiện quy định trong 7.1 và 7.2.

9.3 Mô tả lắp đặt

Các miêu tả (bao gồm sơ đồ kích thước lắp đặt bộ truyền bánh răng) vị trí, trục tâm và các số liệu từ các điểm đo riêng biệt theo 6.1 và 6.2.

9.4 Thiết bị đo

Liệt kê toàn bộ các thiết bị đo được sử dụng phù hợp với kiểu và cấu tạo

9.5 Các phép đo kiểm và kết quả

Các phép đo kiểm và kết quả bao gồm một hoặc một số điểm sau cho mỗi vị trí đo:

- a) các giá trị rung toàn thang;
- b) các thành phần tần số rung chủ yếu và biên độ của chúng;
- c) phổ tần số dải hẹp;

Số đọc có dao động của thiết bị đo được người kiểm ghi lại bằng một giá trị trung bình chủ quan.

Phụ lục A

(tham khảo)

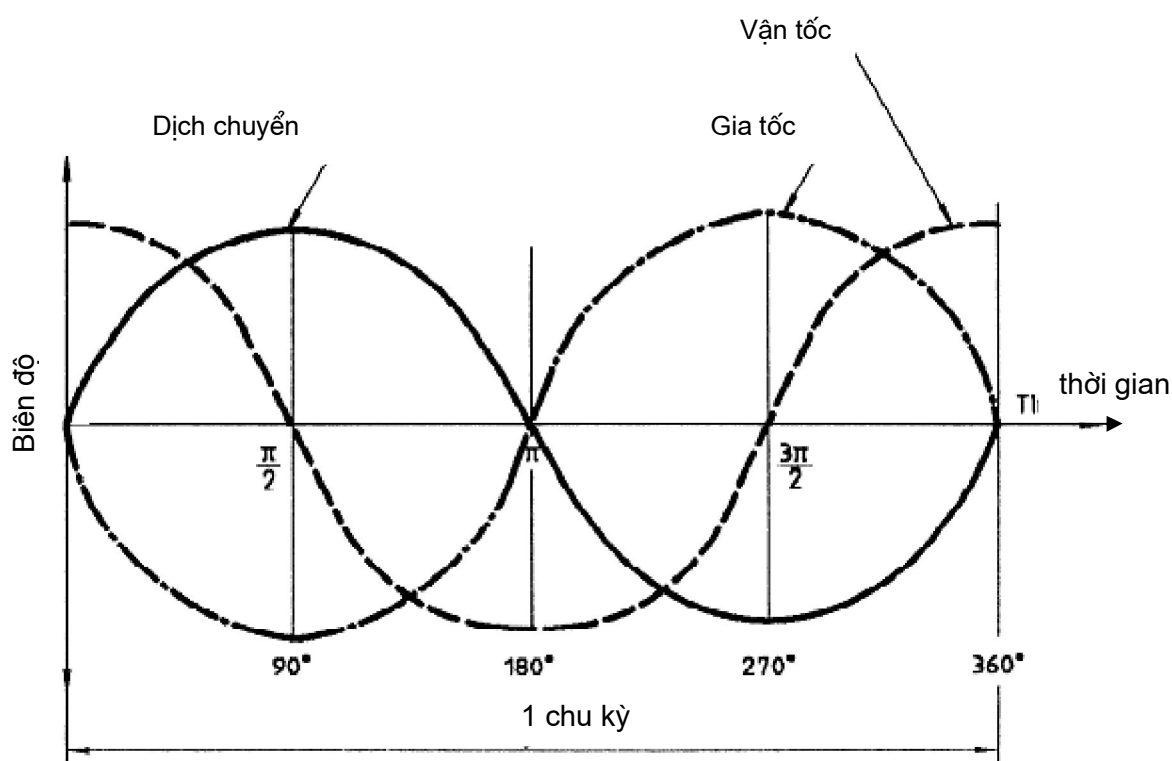
Quan hệ giữa các dạng sóng dịch chuyển, vận tốc và gia tốc

A.1 Mục đích

Phụ lục này đề ra mối quan hệ giữa các dạng sóng dịch chuyển, vận tốc và gia tốc.

A.2 Mối quan hệ dạng sóng

Mọi dao động dạng sóng hình sin có chu kỳ đều có thể được định nghĩa dưới dạng biên độ dịch chuyển, biên độ vận tốc và biên độ gia tốc tại một tần số thích hợp. Vận tốc là đạo hàm bậc nhất của dịch chuyển và gia tốc là đạo hàm bậc hai (so với thời gian). Xem Hình A.1



Dịch chuyển: $D = A \sin(\omega t)$

Vận tốc: $v \left(= \frac{dD}{dt} \right) = \omega A \cos(\omega t)$

Gia tốc: $a \left(= \frac{dv}{dt} \right) = -\omega^2 A \sin(\omega t)$

Trong đó:

t là thời gian

ω là vận tốc góc (trong trường hợp này $\omega = 1$)

A là biên độ

CHÚ THÍCH: Vì là hàm của thời gian nên vận tốc và gia tốc lần lượt lệch pha $\pi/2$ ($= 90^\circ$) và π ($= 180^\circ$) so với dịch chuyển tương ứng.

Hình A.1 - Dạng sóng

A.3 Biên độ tương đối

Điều quan trọng cần lưu ý là các biên độ tương đối của dịch chuyển, vận tốc và gia tốc là các hàm của tần số rung .

Vận tốc và gia tốc của một lưới rung đỉnh-tới-đỉnh $25 \mu\text{m}$ ở 10Hz, 100Hz, 1000Hz được chỉ dẫn trong Bảng A.1.

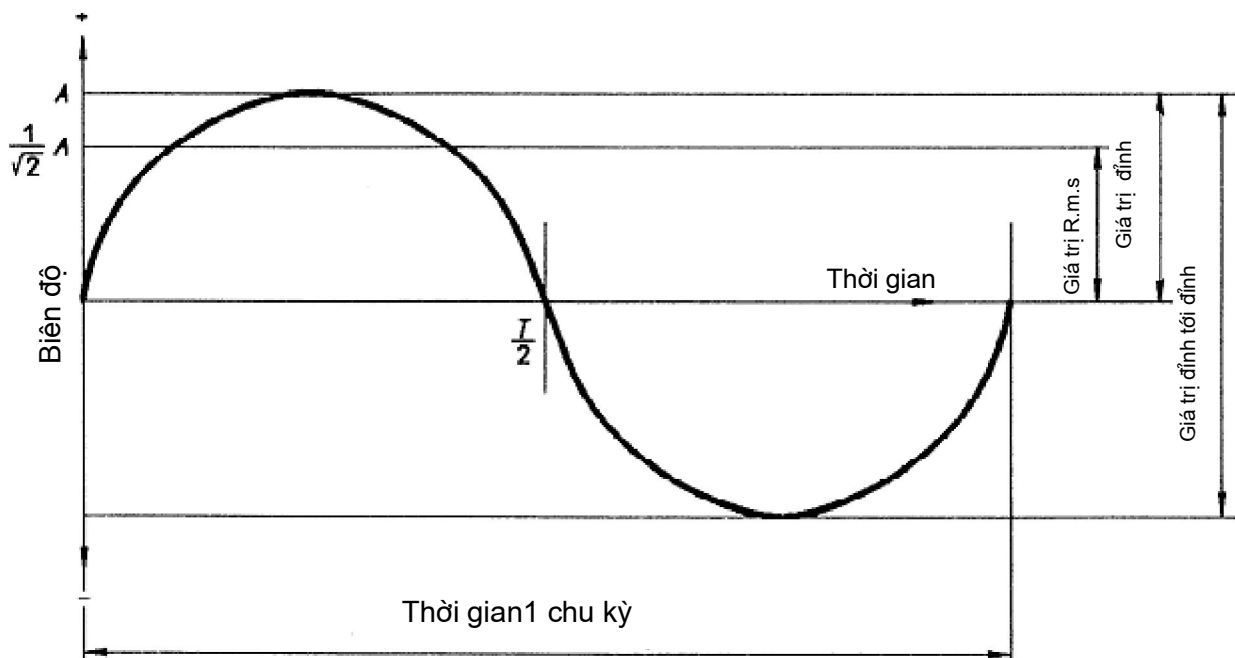
Bảng - A.1

Tần số Hz	Dịch chuyển đỉnh-tới-đỉnh μm	Vận tốc (r.m.s) mm/s	Gia tốc (đỉnh) m/s ²
10	25	0,555	0,049
100	25	5,55	4,93
1000	25	55,5	493

A.4 Mối quan hệ biên độ

Rung động được biểu diễn bằng hàm số hình sin: $F_{(t)} = A \sin(\omega t)$, mối quan hệ biên độ cho trên

Hình A.2



$$\text{Tần số} = \frac{1}{T} \text{ chu kỳ/s} = \frac{1}{T} \text{ Hz}$$

Trong đó:

ω là vận tốc góc ($= 2\pi/T$ rad/s)

A là biên độ đỉnh

2A là biên độ đỉnh-tới-đỉnh

$\frac{A}{\sqrt{2}}$ là biên độ r.m.s (đối với các hàm dạng không hình sin, xem định nghĩa 3.6)

Hình A.2 - Các quan hệ biên độ rung

Phụ lục B

(tham khảo)

Các ảnh hưởng của hệ thống

B.1 Mục đích

Các rung đo được trên bộ truyền bánh răng không chỉ bao gồm các thành phần từ bánh răng mà cả từ các nguồn khác bên trong hệ thống trong đó bánh răng đang làm việc. Các mức thực tế đo được sẽ phụ thuộc vào rung của các nguồn khác được khuếch đại lên bộ truyền hoặc làm suy giảm dao động của các nguồn khác và vào cách truyền từ gốc của chúng tới vị trí đo trên bộ truyền bánh răng. Phụ lục B liệt kê một số yếu tố hệ thống cần được xem xét.

B.2 Các yếu tố điển hình ảnh hưởng đến hệ thống

Ngoài các tác động đến kết quả khi kiểm tại xưởng, các hệ số liệt kê dưới đây có thể ảnh hưởng tới tính năng của bộ truyền bánh răng khi làm việc. Nhà sản xuất không thể chịu trách nhiệm đối với các tác động có hại của các yếu tố ảnh hưởng đến sự làm việc, trừ khi chúng được chi tiết hóa trước hoặc trong giai đoạn thiết kế ban đầu.

B.2.1 Các nguồn rung của động cơ chính

- a) Các hoạt động cưỡng bức động cơ đốt trong.
- b) Các hoạt động cưỡng bức động cơ thủy lực.

B.2.2 Đặc tính của tải trọng

- a) Tải trọng thay đổi theo vận tốc, như quạt, cánh khuấy..v.v..
- b) Tải trọng mạch động như chân vịt, máy nén và bơm kiểu pittông ..v.v..
- c) Tải trọng va đập ngẫu nhiên, như máy nghiền quặng..v.v..

B.2.3 Các lưu ý khi lắp ráp

- a) Sự thẳng hàng của các thành phần trong hệ thống.
- b) Sự cân bằng của các bộ phận, cụm chi tiết và chi tiết lắp ráp.

B.2.4 Các đặc tính xoắn của hệ thống

- a) Độ cứng vững của khớp nối.
- b) Độ mềm dẻo khi chịu xoắn.
- c) Quán tính của các phần tử quay.
- d) Giảm chấn khớp nối.

B.2.5 Các đặc tính khác của hệ thống

- a) Tính lưu động của nền móng.
- b) Các phương pháp lắp.

- c) Tính mềm dẻo của các thành phần.
- d) Khối lượng của các thành phần.

B.2.6 Tải trọng và vận tốc

- a) Chiều quay.
- b) Vận tốc quay.
- c) Giá trị của tải trọng.

B.3 Trách nhiệm

Các yếu tố được liệt kê trong B.2 có thể ảnh hưởng đến hiệu suất của bộ truyền bánh răng khi làm việc. Nhìn chung các yếu tố thực tế này nằm ngoài tầm kiểm soát của nhà sản xuất. Nhà sản xuất không thể chịu trách nhiệm đối với những tác động bất lợi của các yếu tố ảnh hưởng đến sự làm việc của bộ truyền bánh răng.

Các ảnh hưởng của hệ thống phải được kiểm tra trong giai đoạn đầu thiết kế hệ thống truyền động. Tất cả các đơn vị tham gia sản xuất các thành phần của hệ thống phải được phân công trách nhiệm rõ ràng.

Phụ lục C
(tham khảo)

Các dụng cụ đo rung và xem xét các đặc tính

C.1 Mục đích

Phụ lục này liệt kê các dụng cụ kiểm rung khác nhau và đưa ra các đặc tính của chúng cần được xem xét khi đo rung của bộ truyền bánh răng.

C.2 Các dụng cụ đo rung của trục và thân hộp

Cả hai hệ thống chuyển đổi đo rung của trục và thân hộp đều cho những kết quả có hiệu lực khi được sử dụng trên bộ truyền bánh răng. Trong trường hợp cần thiết có thể sử dụng cả bộ chuyển đổi địa chấn và bộ chuyển đổi dịch chuyển tương đối để cung cấp những thông tin cần thiết trong quá trình kiểm hộp bánh răng.

Mặc dù hai dạng đo rung có quan hệ với nhau, nhưng bản chất của thông tin thu được khác nhau cơ bản và phải được làm rõ.

C.3 Phép đo địa chấn rung của thân hộp

Các rung đo được trên thân gối đỡ (hoặc tại phần cứng vững của bộ truyền bánh răng sát ngay gối đỡ) thể hiện đầy đủ tính chất của rung tại điểm đo trong các điều kiện kiểm. Do các rung được hiển thị là một phép đo tuyệt đối, kết cấu đỡ kiểm nên chọn là kết cấu móng cố định. Kết cấu giá đỡ phải tránh được cộng hưởng trong khi kiểm, ít nhất là trong phạm vi vận tốc kiểm. Tính chất của rung đo được là một hàm của liên kết động giữa các chi tiết quay của bộ truyền bánh răng và thân gối đỡ. Trường hợp ổ trục chống ma sát mối liên kết này có thể là trực tiếp. Trong trường hợp ổ có ống lót, một lượng chuyển động đáng kể của trục ít nhiều có thể bị màng dầu làm chậm lại. Do màng dầu bị ảnh hưởng bởi tốc độ, tải do mô men xoắn và chất bôi trơn, việc đánh giá tính chất rung của thân ổ trục phải chú ý tới các biến này. Đặc biệt là các ảnh hưởng của sự quay trục sinh ra rung tại một hoặc hai lần tần số quay (thường do thiếu cân bằng và sự không thẳng hàng) có thể không truyền mạnh tới thân ổ trục của bộ truyền bánh răng trong các điều kiện tải do mô men xoắn nhỏ, nhưng ở tải lớn, cường độ truyền rung có thể cao hơn. Tuy nhiên, rung tần số cao do ăn khớp răng có thể được truyền mạnh tới thân ổ trục và có thể chiếm ưu thế trong tín hiệu rung đo được của thân.

Một bộ chuyển đổi vận tốc hoặc một gia tốc kế để đo rung của thân hộp. Vùng tuyến tính của phép đo với một vận tốc bất kỳ phụ thuộc vào kiểu, nhưng thường từ 10Hz đến 2500Hz, phạm vi này có thể thấp hơn tần số răng của bộ truyền bánh răng có tốc độ cao; khi đó cần dùng một gia tốc kế với phạm vi đo đến 10kHz hoặc lớn hơn. Các gia tốc kế phải là loại điện tử dùng trong mọi ứng dụng. Nếu các tín hiệu được tích hợp điện tử vào trong tín hiệu vận tốc, phải chú ý loại bỏ các ảnh hưởng của tiếng ồn

tần số thấp. Cũng cần chú ý đảm bảo phạm vi đo tuyến tính của thiết bị phù hợp với phương pháp lắp đặt bộ chuyển đổi.

C.4 Các phép đo dịch chuyển trực

Sự dịch chuyển của trực có thể được đo với một cảm biến tiếp xúc hoặc một đầu dò không tiếp xúc. Các bộ đầu dò trực tiếp xúc trực tiếp với trực có thể gây mài mòn giữa đỉnh đầu dò và trực. Bộ đầu dò sẽ bị ảnh hưởng bởi “dầu văng” và có đường đặc trưng tần số thấp (đến 200Hz). Cảm biến tiếp xúc chỉ nên sử dụng cho các trực có số vòng quay không lớn hơn 3000 vòng/min và vận tốc trượt bề mặt không lớn hơn 30m/s.

Bộ chuyển đổi đo rung không tiếp xúc (đầu dò) có thể hoạt động theo một số nguyên lý, điển hình là dòng xoáy, dòng cảm ứng và dòng điện dung. Với bộ truyền bánh răng, bộ chuyển đổi dòng xoáy được sử dụng rộng rãi vì kích thước nhỏ so với phạm vi đo tuyến tính và ít nhạy cảm với sự thay đổi các điều kiện về môi trường làm việc.

Các bộ chuyển đổi không tiếp xúc thường được sử dụng để đo chuyển động tương đối giữa trực bánh răng và thân ổ trực. Khi hai đầu dò được lắp vuông góc trong một mặt phẳng đo xác định, vị trí di động của trực bánh răng có thể quan sát được như một quỹ đạo của máy hiện dao động. Bộ chuyển đổi không tiếp xúc (đặc biệt là loại dòng xoáy) có thể được sử dụng để xác định vị trí của một trực có khe hở trong ổ trực. Từ đó có thể xác định các góc biên độ cho toàn bộ phạm vi của các trạng thái hoạt động.

Mặc dù đường đặc trưng tần số của bộ chuyển đổi dòng xoáy là rất rộng (thường từ 0Hz đến 10000Hz), tín hiệu nhỏ về rung thường được phát hiện trên trực tại các tần số cao hơn 500Hz. Vì vậy bộ chuyển đổi không tiếp xúc có thể là không phù hợp để đánh giá rung của ăn khớp răng.

Bộ chuyển đổi không tiếp xúc có thể được dùng để đánh giá tác động của rung trên trực không cân bằng và những sai số gia công (ví dụ, độ đảo hướng kính của bánh răng, độ không tròn) ảnh hưởng đến hoạt động của bánh răng trong các dải tần số thấp. Mức đặt tải trước lên các trực do các lực riêng lẻ của bộ truyền bánh răng, phản lực xoắn và các ngoại lực không thẳng hàng tác động vào có thể nhận dạng được. Do đó có thể xác định các yếu tố liên quan đến ổ trực và khả năng bất ổn định của trực.

Điều quan trọng là bộ chuyển đổi không tiếp xúc được lắp đặt sao cho không có chuyển động tương đối đáng kể xảy ra giữa bộ chuyển đổi và ổ trực hoặc thân hộp. Về nguyên tắc, bộ chuyển đổi phải được lắp lên một giá cứng vững chèn chắc vào thân hộp cho phép tiếp cận từ bên ngoài để kiểm chuẩn hoặc thay thế bộ chuyển đổi mà không cần phải mở nắp che bộ truyền bánh răng.

Phải đảm bảo cho bề mặt trực được quan sát bởi bộ chuyển đổi không tiếp xúc phải được gia công đồng tâm với ngông trực và bị ảnh hưởng ít nhất tới mức có thể bởi các tác động cơ và điện. Mặc dù có thể áp dụng mọi bù trừ điện tử để loại các tín hiệu rung không chính xác nhưng phép đo tin cậy cho những mức rung đỉnh - tới - đỉnh thấp hơn 10 μm là khó thực hiện được.

Phụ lục D
(tham khảo)

Mức rung theo đối tượng

D.1 Mục đích

Phụ lục này cung cấp cách đánh giá theo chủ quan mức rung có thể chấp nhận được với các ứng dụng điển hình trong khi kiểm nghiệm thu tại cơ sở sản xuất.

D.2 Quy định chung

Phụ lục này chỉ hướng dẫn chung cho cụm truyền động điển hình.

Rung của bộ truyền bánh răng được chế tạo hợp lý sẽ thay đổi theo thiết kế cụ thể, kích thước và ứng dụng. Mức nghiệm thu truyền động bánh răng lớn của máy nghiền có tốc độ thấp có thể không thích hợp cho truyền động bánh răng chính xác tốc độ cao hoặc cho các truyền động dùng cho ngành hàng hải. Các chi phí nghiệm thu cho bộ truyền động chính xác tốc độ cao sẽ không kinh tế nếu dùng cho một bộ truyền động bánh răng tốc độ thấp của máy nghiền. Do vậy, phải chú ý khi áp dụng một mức đã cho làm tiêu chuẩn nghiệm thu.

D.3 Các mức rung theo đối tượng

Hình D.1 giới thiệu các mức rung theo đối tượng của các dạng bánh răng điển hình cho trong Bảng D.1

Bảng - D.1

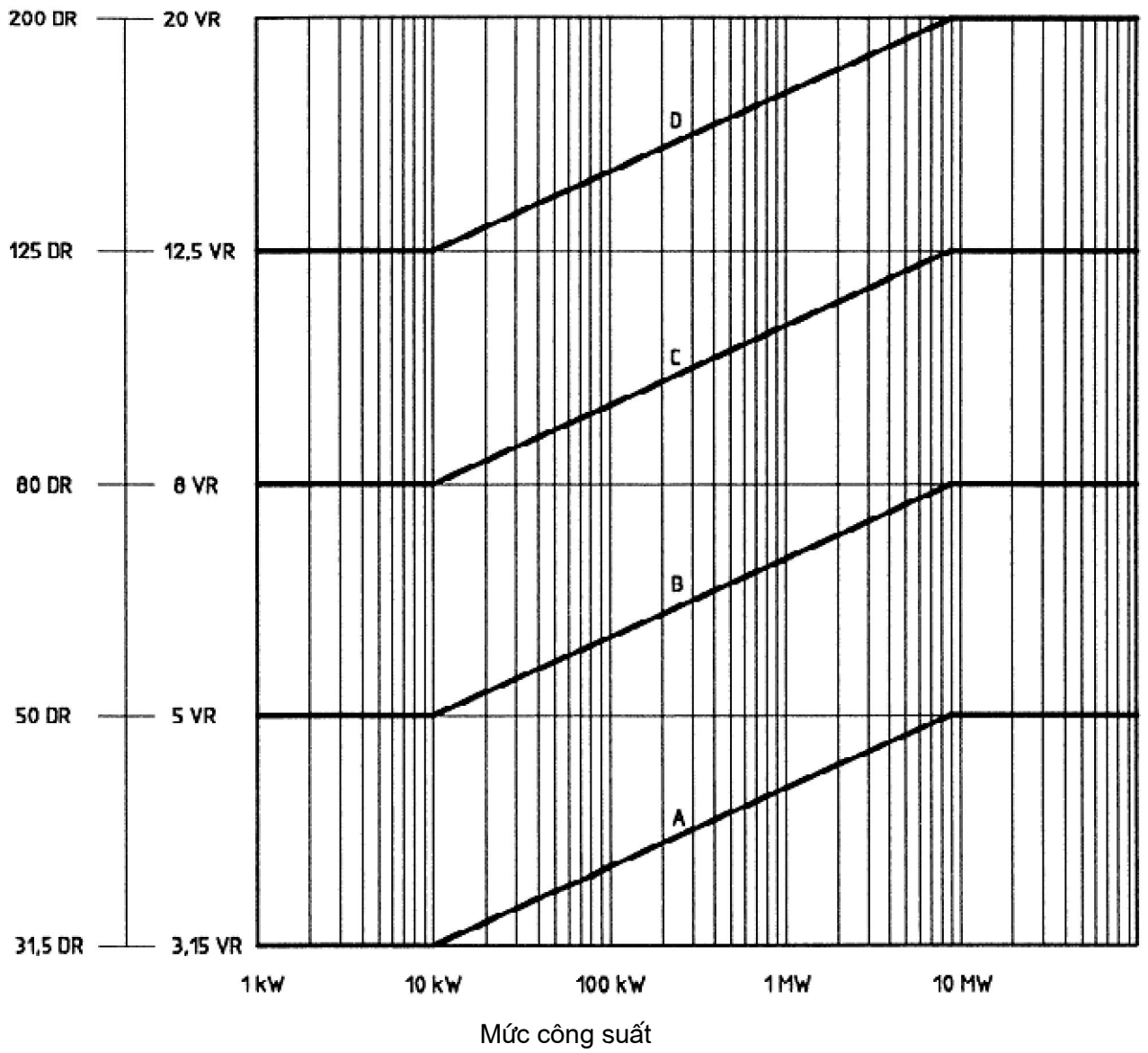
Mức	Các ứng dụng điển hình
A	Hải quân, v.v...
B	Tốc độ cao (trên 3600 vòng/min), v.v...
C	Tàu buôn, công nghiệp, v.v...
D	Công xưởng, v.v...

VÍ DỤ:

Bộ truyền bánh răng sử dụng trong tàu buôn hoặc công nghiệp được thiết kế để truyền 3700kW, tại tốc độ lớn nhất 1500 vòng/min, có thể chọn mức rung như sau: Trên hình D1 giao điểm của 3700kW (3.7MW) và đường C nằm dưới đường phân loại DR125-VR12,5. Một bộ truyền bánh răng với giá hợp lý có thể có mức rung nghiệm thu tại DR125 và/hoặc VR12,5. Tuy nhiên, để thận trọng có thể chọn những mức nghiệm thu tại DR 80 hoặc VR 8 hoặc cả hai.

Mức dịch chuyển

Mức tốc độ



Hình D.1 - Mức rung theo đối tượng

Phụ lục E
(tham khảo)

Thư mục tài liệu tham khảo

- [1] ISO 2954:1975 Mechanical vibration of rotating and reciprocating machinery - Requirements for instruments for measuring vibration severity (Rung cơ học của máy quay và máy chuyển động tịnh tiến – Yêu cầu đối với thiết bị đo rung).
- [2] ISO 5348:1998 Mechanical vibration and shock - Mechanical mounting of accelerometers (rung cơ học và va đập – Lắp ráp các thiết bị đo gia tốc).
- [3] ISO 7919-3:1996 Mechanical vibration of non-reciprocating machines - Measurements on rotating shafts and evaluation criteria - Part 3: Coupled industrial machines (Rung cơ học của máy không tịnh tiến - Đo trên trục quay và giá trị tới hạn).
- [4] IEC 184 :1955 Methods for specifying the characteristics of electromechanical transducers for shock and vibratoion measurements (Phương pháp xác định đặc tính của thiết bị chuyển đổi điện cơ đối với đo rung và va đập).
-