

TCVN

TIÊU CHUẨN QUỐC GIA

TCVN 12131:2017

ISO 9083:2001

Xuất bản lần 1

**TÍNH TOÁN KHẢ NĂNG TẢI CỦA BÁNH RĂNG THẲNG VÀ
BÁNH RĂNG NGHIÊNG - ỨNG DỤNG CHO CÁC BÁNH
RĂNG DÙNG TRONG HÀNG HẢI**

Calculation of load capacity of spur and helical gears - Application to marine gears

HÀ NỘI - 2017

Lời nói đầu

TCVN 12131:2017 hoàn toàn tương đương với ISO 9083:2001.

TCVN 12131:2017 do Ban kỹ thuật tiêu chuẩn quốc gia TCVN/TC 60 *Bánh răng* biên soạn, Tổng cục Tiêu chuẩn Đo lường Chất lượng đề nghị, Bộ Khoa học và Công nghệ công bố.

Tính toán khả năng tải của các bánh răng thẳng và bánh răng nghiêng - Ứng dụng cho các bánh răng dùng trong hàng hải

Calculation of load capacity of spur and helical gears - Application for marine gears

1 Phạm vi áp dụng

Các công thức quy định trong tiêu chuẩn này được dự định sử dụng cho việc thiết lập một phương pháp thống nhất, chấp nhận được cho tính toán khả năng chống tróc rỗ và khả năng chịu uốn đối với độ bền lâu của các bánh răng chính trong bộ phận đẩy và các bánh răng phụ của tàu thủy, tàu biển và các thiết bị khoan của giàn khoan ở ngoài khơi, có răng thẳng hoặc răng nghiêng và tuân theo các quy tắc về phân loại.

Các công thức đánh giá trong tiêu chuẩn này không áp dụng được cho các loại hư hỏng khác của răng bánh răng như sự biến dạng dẻo, tróc rỗ tế vi, cà mòn, sự nghiền lớp tôi bề mặt, dính răng và mài mòn, và không áp dụng được trong các điều kiện có rung động ở đó có thể có sự phá hủy profin răng không dự đoán trước được. Các công thức tính toán độ bền uốn áp dụng cho nứt gãy tại góc lượn của răng nhưng không áp dụng cho nứt, gãy trên các bề mặt làm việc của răng, sự hư hỏng của vành răng hoặc các hư hỏng của phôi bánh răng xuyên qua thân và may ơ. Tiêu chuẩn này không áp dụng cho các răng được gia công tinh bằng rèn hoặc thiêu kết và cũng không áp dụng cho các bánh răng có vết tiếp xúc kém.

Tiêu chuẩn này đưa ra phương pháp nhờ đó có thể so sánh được các thiết kế bánh răng khác nhau. Tiêu chuẩn này không nhằm mục đích bảo đảm tính năng của các hệ thống truyền động bánh răng đã lắp ráp cũng như không sử dụng cho những người làm công việc kỹ thuật phổ thông, mà dự định dành cho sử dụng của người thiết kế bánh răng có kinh nghiệm, có khả năng lựa chọn các giá trị hợp lý cho các hệ số trong các công thức tính toán này dựa trên sự hiểu biết các thiết kế tương tự và sự nhận biết các ảnh hưởng của các hạng mục được thảo luận.

Lưu ý - Người sử dụng cần lưu ý rằng các kết quả tính toán của tiêu chuẩn này cần được xác nhận bằng kinh nghiệm.

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

TCVN 12131:2017

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 7578-2:2006 (ISO 6336-2:1996), *Tính toán khả năng tải của bánh răng thẳng và bánh răng nghiêng - Phần 2: Tính toán độ bền bề mặt (tiếp xúc);*

TCVN 7578-3:2006 (ISO 6336-3:1996), *Tính toán khả năng tải của bánh răng thẳng và bánh răng nghiêng - Phần 3: Tính toán độ bền uốn của răng;*

TCVN 7578-5 (ISO 6336-5), *Tính toán khả năng tải của bánh răng thẳng và bánh răng nghiêng - Phần 5: Độ bền và chất lượng của vật liệu;*

TCVN 7584:2006 (ISO 54:1996), *Bánh răng trụ trong công nghiệp và công nghiệp nặng - Môđun;*

TCVN 7585:2006 (ISO 53:1998), *Bánh răng trụ trong công nghiệp và công nghiệp nặng - Profin răng tiêu chuẩn của thanh răng cơ sở;*

TCVN 7677:2007 (ISO 701:1998), *Hệ thống ký hiệu quốc tế dùng cho bánh răng – Các ký hiệu về dữ liệu hình học;*

ISO 1122-1:1998, *Vocabulary of gear terms - Part 1: Definitions related to geometry (Từ vựng của các thuật ngữ bánh răng - Phần 1: Các định nghĩa liên quan đến hình học);*

ISO 1328-1:1995, *Cylindrical gears - ISO system of accuracy - Part 1: Definitions and allowable values of deviations relevant to corresponding flanks of gear teeth (Bánh răng trụ - Hệ thống độ chính xác ISO - Phần 1: Các định nghĩa và các giá trị cho phép của sai lệch có liên quan tới các sườn răng tương ứng của các răng bánh răng);*

ISO 6336-1:1996⁷⁾, *Calculation of load capacity of spur and helical gears - Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors (Tính toán khả năng tải của bánh răng thẳng và bánh răng nghiêng - Phần 1: Nguyên lý cơ bản, giới thiệu và các hệ số ảnh hưởng chung);*

ISO/TR 10495:1997, *Cylindrical gears - Calculation of service life under variable loads - Conditions for cylindrical gears according to ISO 6336 (Bánh răng trụ - Tính toán tuổi thọ làm việc trong điều kiện tải trọng thay đổi - Các điều kiện cho bánh răng trụ tuân theo bộ TCVN 7578 (ISO 6336)).*

3 Thuật ngữ và định nghĩa

Tiêu chuẩn này áp dụng các thuật ngữ và định nghĩa cho trong ISO 1122-1. Về các ký hiệu, xem Bảng 1.

⁷⁾ ISO 6336-1:1996 đã hủy và được thay thế bằng ISO 6336-1:2006. ISO 6336-1:2006 đã được chấp nhận thành TCVN 7578-1:2017 (ISO 6336-1:2006), *Tính toán khả năng tải của bánh răng thẳng và bánh răng nghiêng - Phần 1: Nguyên lý cơ bản, giới thiệu và các hệ số ảnh hưởng chung.*

Bảng 1 - Các ký hiệu và chữ viết tắt sử dụng trong tiêu chuẩn này

Ký hiệu	Mô tả hoặc thuật ngữ	Đơn vị
a	Khoảng cách tâm a°	mm
b	Chiều rộng răng	mm
b_B	Chiều rộng răng của một đường xoắn vít riêng biệt của bánh răng nghiêng chữ V	mm
c_f	Giá trị trung bình của độ cứng vững ăn khớp trên một đơn vị chiều rộng răng	N/(mm.μm)
c'	Độ cứng vững lớn nhất của răng trong một cặp răng trên một đơn vị chiều rộng răng (độ cứng vững đơn)	N/(mm.μm)
$d_{1,2}$	Đường kính tham chiếu (vòng chia) của bánh răng bé, bánh răng lớn	mm
$d_{a1,2}$	Đường kính vòng đỉnh răng của bánh răng bé, bánh răng lớn	mm
$d_{b1,2}$	Đường kính vòng cơ sở của bánh răng bé, bánh răng lớn	mm
$d_{f1,2}$	Đường kính vòng chân răng của bánh răng bé, bánh răng lớn	mm
d_{sh}	Đường kính danh nghĩa của trục cho tính toán về uốn	mm
d_{shI}	Đường kính trong của trục rỗng	mm
$d_{w1,2}$	Đường kính vòng lăn của bánh răng bé, bánh răng lớn	mm
$d_{Na1,2}$	Đường kính của một vòng tròn xác định các biên bên ngoài của các mặt bên sử dụng được của răng được vát mép/vê tròn đỉnh	mm
$f_{H\beta}$	Sai lệch độ thẳng hàng của răng (không bao gồm sai lệch của dạng đường xoắn vít)	μm
f_{ma}	Độ không thẳng hàng ăn khớp do các sai lệch chế tạo	μm
f_{pb}	Sai lệch bước cơ sở ngang (có thể sử dụng các giá trị f_{pt} cho tính toán phù hợp với ISO 6336-1, khi sử dụng các dung sai tuân theo ISO 1328-1)	μm
f_{eh}	Sai lệch đường xoắn vít do các độ lệch đàn hồi	μm
g_u	Chiều dài đường tiếp xúc	mm
h	Chiều cao răng	mm
h_{ap}	Chiều cao đầu răng của thanh răng cơ sở cho các bánh răng trụ	mm
h_{fp}	Chiều cao chân răng của thanh răng cơ sở cho các bánh răng trụ	mm
h_{Fe}	Cánh tay đòn của mômen uốn cho tác dụng tải trọng tại điểm ngoài cùng của tiếp xúc răng một cặp răng	mm
l	Khoảng cách (giữa hai) ổ trục	mm
m^*	Khối lượng tương đối của bánh răng riêng biệt trên một đơn vị chiều rộng răng có liên quan tới đường tác dụng	kg/mm
m_n	Môđun pháp	mm

Bảng 1 (tiếp theo)

Ký hiệu	Mô tả hoặc thuật ngữ	Đơn vị
$m_{r\phi}$	Khối lượng thu gọn của cặp bánh răng trên một đơn vị chiều rộng răng có liên quan tới đường tác dụng	kg/mm
m_t	Môđun ngang	mm
$n_{1,2}$	Vận tốc quay của bánh răng bé, bánh răng lớn	min ⁻¹
n_E	Vận tốc cộng hưởng	min ⁻¹
p_{bn}	Bước cơ sở pháp	mm
p_{bt}	Bước cơ sở ngang	mm
pr	Độ lồi của răng	mm
q	Lượng dư dự trữ cho gia công tinh mặt bên răng	mm
q_s	Thông số của rãnh $s_{Fn}/2\rho_F$	-
s	Chiều dày răng	mm
s_{Fn}	Dây cung chân răng tại tiết diện tới hạn	mm
s_R	Chiều dày vành răng	mm
u	Tỷ số truyền ^a $ u = z_2/z_1 \geq 1$	-
v	Vận tốc tiếp tuyến (không có chỉ số dưới dòng: tại vòng tham chiếu $\approx$ vận tốc tiếp tuyến tại vòng chia)	m/s
v_p	Thông số vận tốc	-
$x_{1,2}$	Hệ số dịch chỉnh profin của bánh răng bé, bánh răng lớn	-
y_α	Lượng dư chạy rà cho một cặp bánh răng	μm
y_β	Lượng dư chạy rà (độ không thẳng hàng tương đương)	μm
z_n	Số răng quy đổi của một bánh răng nghiêng	-
$z_{1,2}$	Số răng của bánh răng bé, bánh răng lớn	-
A	Giá trị phụ cho xác định f_{ϕ}	mm. $\mu\text{m}/\text{N}$
B	Chiều dài răng tổng trong mặt phẳng hướng trục của một bánh răng nghiêng chữ V bao gồm cả khe hở	mm
C_α	Cạnh vát đỉnh răng	μm
C_β	Hệ số thanh răng cơ sở (cùng một thanh răng cho bánh răng bé và bánh răng lớn)	-
C_R	Hệ số phôi (thân) bánh răng	-
E	Môđun đàn hồi, môđun Young	N/mm ²
F_m	Tải trọng ngang trung bình tại mặt trụ tham chiếu (mặt trụ chia) ($= F_t K_A K_V$)	N
F_t	Tải trọng ngang (danh nghĩa) tại mặt trụ tham chiếu (mặt trụ chia)	N

Bảng 1 (tiếp theo)

Ký hiệu	Mô tả hoặc thuật ngữ	Đơn vị
F_{IH}	Tải trọng ngang xác định tại mặt trụ tham chiếu (mặt trụ chia) ($= F_t K_A K_V K_{HB}$)	N
F_B	Sai lệch tổng của đường xoắn vít	μm
F_{Bx}	Độ không thẳng hàng tương đương ban đầu (trước chạy rà)	μm
F_{By}	Độ không thẳng hàng tương đương ban đầu (sau chạy rà)	μm
K_V	Hệ số động lực học	-
K_A	Hệ số ứng dụng	-
K_{Fa}	Hệ số tải trọng ngang (ứng suất chân răng)	-
$K_{F\beta}$	Hệ số tải trọng bề mặt (ứng suất chân răng)	-
$K_{H\alpha}$	Hệ số tải trọng ngang (ứng suất tiếp xúc)	-
K_{HB}	Hệ số tải trọng bề mặt (ứng suất tiếp xúc)	-
K_r	Hệ số tải trọng ăn khớp (tính đến sự phân bố không đều của tải trọng giữa các ăn khớp răng đối với nhiều đường truyền)	-
$M_{1,2}$	Các giá trị phụ để xác định Z_p	-
N_L	Số chu kỳ	-
N_S	Hệ số cộng hưởng trong phạm vi cộng hưởng chính	-
P	Công suất truyền động	KW
R_a	Giá trị độ nhám trung bình đại số (như quy định trong TCVN 5120:2007 (ISO 4287:1997))	μm
R_z	Độ nhám trung bình từ đỉnh đến đáy (như quy định trong TCVN 5120:2007 (ISO 4287:1997))	μm
S_F	Hệ số an toàn cho đứt gãy răng	-
$S_{F\min}$	Hệ số an toàn nhỏ nhất (đứt gãy răng)	-
S_H	Hệ số an toàn cho tróc rỗ	-
$S_{H\min}$	Hệ số an toàn nhỏ nhất (tróc rỗ)	-
$T_{1,2}$	Mômen xoắn của bánh răng bé, mômen xoắn của bánh răng lớn (danh nghĩa)	Nm
Y_F	Hệ số dạng răng	-
$Y_{R\text{rel}T}$	Hệ số bề mặt tương đối	-
Y_S	Hệ số hiệu chỉnh ứng suất	-
Y_X	Hệ số cỡ kích thước (răng-chân răng)	-
Y_β	Hệ số góc đường xoắn vít (răng-chân răng)	-
$Y_{S\text{rel}T}$	Hệ số độ nhạy tương đối của rãnh	-
Z_V	Hệ số vận tốc	-

Bảng 1 (tiếp theo)

Ký hiệu	Mô tả hoặc thuật ngữ	Đơn vị
$Z_{B,0}$	Các hệ số tiếp xúc của một cặp răng cho bánh răng bé, cho bánh răng lớn	-
Z_E	Hệ số đàn hồi	$\sqrt{N/mm^2}$
Z_H	Hệ số vùng (miền)	-
Z_L	Hệ số bôi trơn	-
Z_R	Hệ số nhám bề mặt ảnh hưởng đến độ bền lâu của bề mặt	-
Z_W	Hệ số biến cứng khi gia công nguội	-
Z_X	Hệ số cỡ kích thước (tróc rỗ)	-
Z_β	Hệ số góc nghiêng của đường xoắn vít (tróc rỗ)	-
Z_s	Hệ số của tỉ số tiếp xúc (tróc rỗ)	-
α_n	Góc áp lực pháp	°
α_t	Góc áp lực ngang	°
α_{wt}	Góc áp lực ngang tại mặt trụ lặn	°
α_{p0}	Góc áp lực pháp của thanh răng cơ sở cho các bánh răng trụ	°
β	Góc nâng của đường xoắn vít (góc nghiêng của răng) [không có chỉ số dưới dòng - tại mặt trụ tham chiếu (chia)]	°
β_o	Góc nghiêng của răng trên vòng cơ sở	°
ϵ_a	Tỉ số tiếp xúc ngang	-
ϵ_{an}	Tỉ số tiếp xúc quy đổi, tỉ số tiếp xúc ngang của bánh răng quy đổi	-
ϵ_p	Tỉ số trùng khớp chiều trục (dọc)	-
ϵ_γ	Tỉ số tiếp xúc tổng ($\epsilon_\gamma = \epsilon_a + \epsilon_p$)	-
λ_p	Hệ số đặc trưng cho độ không thẳng hàng tương đương sau chạy rà	-
$v_{40,50}$	Độ nhớt động ở 40 °C, 50 °C	-
v_l	Thông số độ nhớt	-
ρ_p	Bán kính góc lượn chân răng của thanh răng cơ sở cho các bánh răng trụ	mm
ρ_{rel}	Bán kính cong tương đối	mm
ρ_c	Bán kính cong tương đối tại bề mặt chia	mm
ρ_F	Bán kính góc lượn răng - chân răng tại tiết diện tới hạn	mm
σ_B	Độ bền kéo	N/mm ²
σ_F	Ứng suất răng - chân răng	N/mm ²
$\sigma_{F lim}$	Trị số ứng suất danh nghĩa (uốn)	N/mm ²

Bảng 1 (kết thúc)

Ký hiệu	Mô tả hoặc thuật ngữ	Đơn vị
σ_{FE}	Trị số ứng suất cho phép (uốn) = $\sigma_{Flin} Y_{ST}$	N/mm ²
σ_{FG}	Giới hạn ứng suất răng - chân răng	N/mm ²
σ_{FP}	Ứng suất răng chân răng cho phép	N/mm ²
σ_{F0}	Ứng suất răng - chân răng danh nghĩa	N/mm ²
σ_H	Ứng suất tiếp xúc tính toán	N/mm ²
σ_{Hlim}	Trị số ứng suất (tiếp xúc) cho phép	N/mm ²
σ_{HG}	Trị số ứng suất cho phép thay đổi = $\sigma_{HP} S_{Hmin}$	N/mm ²
σ_{HP}	Ứng suất tiếp xúc cho phép	N/mm ²
σ_{H0}	Ứng suất tiếp xúc danh nghĩa	N/mm ²
$\omega_{1,2}$	Vận tốc góc của bánh răng bé hoặc bánh răng lớn	rad/s
* Đối với các cặp bánh răng ăn khớp ngoài a, u, z₁ và z₂ là dương; đối với các cặp bánh răng ăn khớp trong a, u và z₂ là âm với z₁ dương. CHÚ THÍCH: 1 N/mm² = 1 MPa.		

4 Ứng dụng

4.1 Thiết kế, các ứng dụng riêng

4.1.1 Quy định chung

Những người làm thiết kế bánh răng phải thấy rằng yêu cầu đối với các ứng dụng khác nhau thay đổi rất lớn. Việc sử dụng các quy trình tính toán của tiêu chuẩn này cho các ứng dụng riêng đòi hỏi phải có sự đánh giá cẩn thận tất cả các xem xét có thể áp dụng được, đặc biệt là:

- Ứng suất cho phép của vật liệu và số lần lặp lại của tải trọng;
- Các hậu quả của bất cứ tỷ lệ phần trăm hư hỏng nào (mức hư hỏng);
- Hệ số an toàn thích hợp.

Các xem xét về thiết kế để ngăn ngừa các hiện tượng đứt gãy bắt nguồn từ các nguyên nhân về ứng suất ở mặt bên răng, nứt bề mặt đỉnh răng và các hư hỏng của phôi bánh răng xuyên qua thân hoặc mayơ nên được phân tích bằng các phương pháp thiết kế máy chung.

Bất cứ các thay đổi nào theo các yêu cầu sau phải được đưa vào báo cáo tính toán.

- Nếu cần có một phương pháp tính toán chính xác hơn hoặc nếu tuân theo các hạn chế trong 4.1 đối với bất cứ lý do không thực tế nào thì phải đánh giá các hệ số có liên quan theo tiêu chuẩn cơ sở hoặc tiêu chuẩn áp dụng khác.

TCVN 12131:2017

b) Các hệ số thu được từ kinh nghiệm có thể tin cậy được hoặc các dữ liệu thử nghiệm có thể được sử dụng thay cho các hệ số riêng biệt theo tiêu chuẩn này. Về vấn đề này, áp dụng các tiêu chí cho phương pháp A trong ISO 6336-1:1996, 4.1.8.

Về mặt khác, các tính toán đánh giá phải rất phù hợp với tiêu chuẩn này nếu các ứng suất, các hệ số an toàn v.v... đã được phân loại là phù hợp với tiêu chuẩn này.

Có thể áp dụng được tiêu chuẩn này khi phối bánh răng, các mối nối liên kết trục/mayơ, các trục, ổ trục, thân hộp, các mối nối ren, nền móng và khớp nối trục tuân theo các yêu cầu về độ chính xác, khả năng tải và độ cứng vững tạo thành cơ sở cho tính toán khả năng tải của các bánh răng.

Mặc dù phương pháp mô tả trong tiêu chuẩn này chủ yếu dùng cho các mục đích tính toán lại, bằng phép tính lặp, có thể sử dụng phương pháp này để xác định khả năng tải của các bánh răng. Phép tính lặp được thực hiện bằng lựa chọn một tải trọng và tính toán hệ số an toàn tương ứng đối với sự ăn mòn tróc rỗ, S_{H1} cho bánh răng bé. Nếu S_{H1} lớn hơn S_{Hmin} , tải trọng sẽ tăng lên, nếu S_{H1} nhỏ hơn S_{Hmin} , tải trọng sẽ giảm đi. Phép tính này được thực hiện tới khi tải trọng được lựa chọn tương ứng với $S_{H1} = S_{Hmin}$. Sử dụng phương pháp tương tự cho bánh răng lớn ($S_{H2} = S_{Hmin}$) và cũng cho các hệ số an toàn đối với đứt gãy răng, $S_{F1} = S_{F2} = S_{Fmin}$.

4.1.2 Các dữ liệu của bánh răng

Tiêu chuẩn này áp dụng trong phạm vi các yêu cầu bắt buộc sau:

a) Kiểu bánh răng:

- Các bánh răng trụ thân khai răng thẳng, răng nghiêng và các bánh răng nghiêng chữ V ăn khớp ngoài và ăn khớp trong;

- Đối với các bánh răng nghiêng chữ V, giả thiết rằng tải trọng tiếp tuyến tổng được phân bố đều giữa hai đường xoắn vít; nếu tải trọng tiếp tuyến tổng phân bố không đều (ví dụ, do tác dụng của các lực chiều trục bên ngoài) thì phải tính đến đặc điểm này; hai đường xoắn vít được xử lý như hai bánh răng nghiêng đơn lắp song song;

- Truyền động bánh răng hành tinh và truyền động bánh răng khác có nhiều đường truyền.

b) Phạm vi các tỉ số tiếp xúc ngang của các cặp bánh răng trụ răng thẳng và bánh răng nghiêng thực:

- $1,2 < \epsilon_\alpha < 2,5$ (ảnh hưởng đến c' , c_y , K_v , $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$, $K_{H\alpha}$ và $K_{F\alpha}$).

c) Phạm vi các góc nghiêng của răng:

- β nhỏ hơn hoặc bằng 30° (ảnh hưởng đến c' , c_y , K_v và $H_{H\beta}$).

d) Các thanh răng cơ sở:

- Không hạn chế¹⁾.

¹⁾ Trong thực tế, có thể giả thiết rằng các tỷ lệ của thanh răng cơ sở của các dụng cụ cắt răng bằng các tỷ lệ của thanh răng cơ sở của các bánh răng.

4.1.3 Phôi bánh răng, vành bánh răng

Tiêu chuẩn này được áp dụng khi s_R , chiều dày của vành bánh răng ở bên dưới các chân răng của các bánh răng ăn khớp trong và ăn khớp ngoài $> 3,5 m_n$.

4.1.4 Vật liệu

Vật liệu là các loại thép (có ảnh hưởng đến Z_E , σ_{Hlim} , σ_{FE} , K_V , K_{Hp} và $K_{F\beta}$). Về các vật liệu và các chữ viết tắt của vật liệu sử dụng trong tiêu chuẩn này, xem Bảng 2. Đối với các vật liệu khác, xem ISO 6336-1, TCVN 7578-2 (ISO 6336-2), TCVN 7578-3 (ISO 6336-3) và TCVN 7578-5 (ISO 6336-5).

Bảng 2 - Vật liệu

Vật liệu	Chữ viết tắt
Thép ($\sigma_B < 800 \text{ N/mm}^2$)	St
Thép tôi thể tích (tôi thấu), thép hợp kim hoặc thép cacbon, được tôi thể tích ($\sigma_B \geq 800 \text{ N/mm}^2$)	V
Thép được tăng cứng bề mặt, được xementit hoá	Eh
Thép được tôi ngọn lửa hoặc tôi cảm ứng	IF
Thép thấm nito, được thấm nito	NT (nitr)
Thép tôi thể tích và tăng cứng bề mặt, được thấm nito	NV (nitr)
Thép tôi thể tích và tăng cứng bề mặt, được thấm nito-cacbon	NV (nitrocarb)

4.1.5 Bôi trơn

Các quy trình tính toán có hiệu lực đối với các bánh răng được bôi trơn bằng phun dầu hoặc bôi trơn trong thùng dầu khi sử dụng chất bôi trơn đã được nhà sản xuất/thiết kế bánh răng chấp thuận. Tính hiệu lực này tùy thuộc thêm vào điều kiện trong đó tại mọi thời điểm vận hành phải có đủ số lượng chất bôi trơn đã được chấp thuận cho ăn khớp bánh răng. Biện pháp cho làm mát phải bảo đảm cho nhiệt độ bôi trơn không vượt quá các nhiệt độ đã giả thiết dùng cho tính toán (ảnh hưởng tới sự tạo thành màng chất bôi trơn, nghĩa là các hệ số Z_L , Z_V và Z_R).

Với điều kiện là sẵn có đủ chất bôi trơn cho ăn khớp răng, cũng không được loại trừ việc bôi trơn bằng mỡ cho các thiết bị phụ có vận tốc thấp.

4.2 Hệ số an toàn

Cần thiết phải có sự phân biệt giữa hệ số an toàn có liên quan tới ăn mòn tạo thành tróc rỗ, S_H và hệ số an toàn có liên quan đến đứt gãy răng S_F .

Đối với một ứng dụng đã cho, khả năng tải thích hợp của bánh răng được chứng minh bằng các giá trị tính toán của S_H và S_F bằng hoặc lớn hơn các giá trị S_{Hmin} và S_{Fmin} .

TCVN 12131:2017

Việc lựa chọn giá trị cho một hệ số an toàn nên dựa trên độ tin cậy của các dữ liệu sẵn có và hậu quả của các hư hỏng có thể xảy ra.

Các hệ số quan trọng được xem xét là:

- a) Các trị số ứng suất cho phép dùng trong tính toán có hiệu lực đối với một xác suất xảy ra hư hỏng đã cho (các giá trị cho vật liệu trong TCVN 7578-5 (ISO 6336-5) có hiệu lực cho xác suất hư hỏng 1 %).
- b) Chất lượng quy định và hiệu quả của kiểm tra chất lượng tại tất cả các giai đoạn chế tạo;
- c) Độ chính xác cho các thông số kỹ thuật của chế độ làm việc và các điều kiện bên ngoài;
- d) Sự đứt gãy răng thường được xem là mối nguy hiểm lớn hơn so với ăn mòn tạo ra tróc rỗ.

Vì vậy, giá trị được lựa chọn cho S_{Fmin} nên lớn hơn giá trị được lựa chọn cho S_{Hmin} . Về tính toán hệ số an toàn thực, xem 6.1.5 (S_H đối với tróc rỗ) và 7.1.4 (S_F đối với đứt gãy răng).

Giá trị nhỏ nhất của các hệ số an toàn nên được thoả thuận giữa khách hàng, nhà sản xuất và cơ quan có thẩm quyền về phân loại.

4.3 Dữ liệu đầu vào

Phải sẵn có các dữ liệu sau cho tính toán:

- a) Các dữ liệu về bánh răng:

$a, z_1, z_2, m_n, d_1, d_2, d_{a1}, d_{a2}, b, x_1, x_2, \alpha_n, \beta, \epsilon_\alpha, \epsilon_\beta$ (xem TCVN 7585:2006 (ISO 54:1996), TCVN 7584:2006 (ISO 54:1996));

- b) prôfin gốc của răng thanh răng dùng cho dao cắt răng:

h_{a0}, ρ_{a0} (xem TCVN 7585:2006 (ISO 54:1996));

- c) Các dữ liệu cho thiết kế và chế tạo:

$C_{a1}, C_{a2}, f_{pb}, S_{Hmin}, S_{Fmin}, Ra_1, Ra_2, Rz_1, Rz_2$;

Các vật liệu, độ cứng của vật liệu và các chi tiết về nhiệt luyện, cấp chính xác của bánh răng, khoảng cách giữa các ổ trục I, vị trí của các bánh răng so với các ổ trục, các kích thước của trục bánh răng bé d_{ah} và khi thích hợp, sự thay đổi đường xoắn vít (độ vòng, cạnh vát đầu mút răng).

- d) Các dữ liệu về công suất:

P hoặc T hoặc F_t, n_1, v_1 , các chi tiết về máy dẫn động và được dẫn động.

Có thể tính toán các dữ liệu hình học cần thiết theo các tiêu chuẩn quốc gia hoặc tiêu chuẩn quốc tế.

Thông tin được trao đổi giữa nhà sản xuất và khách hàng nên bao gồm các dữ liệu quy định các ưu tiên về vật liệu, sự bôi trơn, hệ số an toàn và các lực tác dụng từ bên ngoài do rung và quá tải (hệ số ứng dụng).

4.4 Công thức số

Phải sử dụng các đơn vị đã liệt kê trong Điều 3. Thông tin tạo điều kiện dễ dàng cho sử dụng tiêu chuẩn được cho trong Phụ lục C của ISO 6336-1:1996.

5 Hệ số ảnh hưởng

5.1 Quy định chung

Các hệ số ảnh hưởng K_V , $K_{H\alpha}$, $K_{H\beta}$, $K_{F\alpha}$ và $K_{F\beta}$ phụ thuộc hoàn toàn vào tải trọng của răng. Lúc ban đầu, đây là tải trọng tác dụng (tải trọng tiếp tuyến danh nghĩa nhân với hệ số ứng dụng).

Các hệ số cũng là các hệ số độc lập và vì vậy phải được tính toán một cách liên tiếp như sau:

- K_V với tải trọng tiếp tuyến tác dụng $F_t K_A$;
- $K_{H\beta}$ hoặc $K_{F\beta}$ với tải trọng được tính toán lại $F_t K_A K_V$;
- $K_{H\alpha}$ hoặc $K_{F\alpha}$ (phương pháp B) với tải trọng tiếp tuyến tác dụng $F_t K_A K_V K_{H\beta}$

Khi một bánh răng truyền động cho hai hoặc nhiều bánh răng đối tiếp hoặc là bánh răng nghiêng chữ V thì cần thay thế K_A bằng $K_A K_v$. Nếu có thể thực hiện được, hệ số tải trọng ăn khớp K_v nên được ưu tiên xác định bằng phép đo; theo cách khác, có thể đánh giá giá trị của K_v theo tài liệu sẵn có.

Sự đơn giản hoá tất cả các hệ số ảnh hưởng trong điều này đòi hỏi phải có các giả thiết sau (cũng xem Điều 4):

- Số răng của bánh răng bé $z_1 < 50$;
- Các bánh răng có dạng đĩa đặc hoặc có các vành răng nặng.

Khi các chi tiết khác biệt một cách đáng kể so với bất cứ giả thiết nào trong các giả thiết trên, tham khảo ISO 6336-1.

5.2 Tải trọng tiếp tuyến danh nghĩa, F_t , mômen xoắn danh nghĩa, T , công suất danh nghĩa, P

Tải trọng tiếp tuyến danh nghĩa F_t được xác định trong mặt phẳng ngang tại mặt trụ tham chiếu (chia). Tải trọng này dựa trên mômen xoắn đầu vào máy được dẫn động. Đây là mômen xoắn tương ứng với điều kiện làm việc thường xuyên nặng nhọc nhất. Theo cách khác, có thể sử dụng mômen xoắn danh nghĩa có động cơ chính làm cơ sở nếu nó tương ứng với yêu cầu về mômen xoắn của máy được dẫn động hoặc có thể lựa chọn một cơ sở thích hợp khác.

$$F_t = \frac{2000 T_{12}}{d_{12}} = \frac{19098 \times 1000 P}{d_{12} n_{12}} = \frac{1000 P}{v} \quad (1)$$

$$T_{12} = \frac{F_t d_{12}}{2000} = \frac{1000 P}{\omega_{12}} = \frac{9549 P}{n_{12}} \quad (2)$$

$$P = \frac{F_t v}{1000} = \frac{T_{12} \omega_{12}}{1000} = \frac{T_{12} n_{12}}{9549} \quad (3)$$

$$v = \frac{d_{12}\omega_{12}}{2000} = \frac{d_{12}n_{12}}{19098} \quad (4)$$

$$\omega_{12} = \frac{\pi n_{12}}{30} = \frac{2000v}{d_{12}} = \frac{n_{12}}{9549} \quad (5)$$

5.3 Tải trọng không đều, mômen xoắn không đều, công suất không đều

Khi tải trọng được truyền không đều, nên quan tâm đến không chỉ tải trọng cực đại (tải trọng đỉnh) và số chu kỳ dự tính của nó mà cũng còn quan tâm đến các tải trọng trung gian và các số chu kỳ của chúng. Loại tải trọng này được phân loại như một chu kỳ làm việc và có thể được biểu thị bằng một phổ tải trọng. Trong các trường hợp này, phải quan tâm đến ảnh hưởng của môi tích lũy của chu kỳ làm việc trong đánh giá bộ truyền bánh răng. Phương pháp tính toán ảnh hưởng của các tải trọng trong điều kiện này được cho trong ISO/TR 10495.

5.4 Tải trọng tiếp tuyến lớn nhất, $F_{\max}$, mômen xoắn lớn nhất, $T_{\max}$, công suất lớn nhất, $P_{\max}$

Đây là tải trọng tiếp tuyến lớn nhất, $F_{\max}$ (hoặc mômen xoắn tương ứng, $T_{\max}$, công suất tương ứng, $P_{\max}$) trong phạm vi chế độ làm việc thay đổi. Độ lớn của tải trọng này có thể được giới hạn bởi một khớp nối trục an toàn có độ nhạy thích hợp. Phải biết được $F_{\max}$, $T_{\max}$ và $P_{\max}$ khi xác định mức an toàn đối với hư hỏng do tróc rỗ, và đối với sự gãy răng bất ngờ do chất tải tương ứng với giới hạn ứng suất tĩnh (xem 5.5).

5.5 Hệ số ứng dụng, K_A

5.5.1 Quy định chung

Hệ số K_A điều chỉnh tải trọng danh nghĩa, F_t để bù cho các tải trọng gia tăng của bánh răng từ các nguồn bên ngoài. Các lực bổ sung này phụ thuộc tương đối lớn vào các đặc tính của các máy dẫn động và được dẫn động, cũng như các khối lượng và độ cứng vững của hệ thống, bao gồm các trục và các khớp nối trục được sử dụng trong làm việc.

Khách hàng và nhà sản xuất/thiết kế nên thỏa thuận về giá trị của hệ số ứng dụng với sự nhất trí của cơ quan có thẩm quyền phân loại.

5.5.2 Phương pháp A - Hệ số $K_{A,A}$

Phải xác định K_A trong phương pháp này bằng các phép đo kỹ lưỡng và sự phân tích toàn diện đối với hệ thống, hoặc trên cơ sở kinh nghiệm vận hành có thể tin cậy được trong lĩnh vực ứng dụng có liên quan (xem 5.3).

5.5.3 Phương pháp B - Hệ số $K_{A,B}$

Nếu không có dữ liệu tin cậy thu được như đã mô tả trong 5.5.2, hoặc ngay từ trước giai đoạn thiết kế ban đầu, có thể sử dụng các giá trị hướng dẫn cho K_A như mô tả trong Phụ lục C.

5.6 Hệ số động lực học trong (nội tại), K_v

5.6.1 Quy định chung

Hệ số động lực học liên kết tải trọng tổng của răng, bao gồm các ảnh hưởng động lực học bên trong của một hệ "đa cộng hưởng", với tải trọng tiếp tuyến được truyền của răng. Trong tiêu chuẩn này đã sử dụng phương pháp B của ISO 6336-1:1996 cùng với các thay đổi.

Trong quy trình này, giả thiết rằng cặp bánh răng gồm có một khối lượng cơ bản đơn và hệ lò xo gồm có các khối lượng kết hợp của bánh răng bé và bánh răng lớn, và độ cứng vững ăn khớp của các răng tiếp xúc. Cũng giả thiết rằng mỗi cặp bánh răng vận hành như một cặp bánh răng một tầng, nghĩa là bỏ qua ảnh hưởng của các tầng khác trong một hệ bánh răng có nhiều tầng. Giả thiết này chỉ có thể bảo vệ được khi độ cứng vững xoắn (được đo tại bán kính cơ sở của các bánh răng) có trục chung với một bánh răng lớn và một bánh răng bé nhỏ hơn độ cứng vững ăn khớp. Về quy trình xử lý các trục rất cứng vững, xem 5.6.3 và Phụ lục B.1.

Các lực gây ra bởi các dao động xoắn của các trục và các khối lượng khớp nối trục không được bao hàm trong K_v . Các lực này nên được bao gồm với các lực tác dụng từ bên ngoài khác (ví dụ, với hệ số ứng dụng).

Trong các truyền động nhiều bánh răng ăn khớp, có một vài tần số riêng. Các tần số này có thể cao hơn hoặc thấp hơn tần số riêng của một cặp bánh răng đơn chỉ có một ăn khớp. Khi các bánh răng này vận hành trong phạm vi quá mức tới hạn, nên có sự phân tích bằng phương pháp A. Xem ISO 6336-1:1996, 6.3.1.

Tải trọng riêng cho tính toán K_A là $(F_t K_A)/b$.

Nếu $(F_t K_A)/b > 100 \text{ N/mm}$ thì $F_m/b = (F_t K_A)/b$.

Nếu $(F_t K_A)/b \leq 100 \text{ N/mm}$ thì $F_m/b = 100 \text{ N/mm}$.

Khi tải trọng riêng $F_t K_A/b < 50 \text{ N/mm}$, một rủi ro riêng biệt về dao động sẽ xuất hiện (trong một số trường hợp, có sự tách ly của các profin răng làm việc), trên tất cả là đối với các bánh răng trụ răng thẳng hoặc các bánh răng nghiêng có cấp chất lượng thấp vận hành ở vận tốc cao.

5.6.2 Tính toán các thông số yêu cầu cho đánh giá K_v

5.6.2.1 Tính toán khối lượng thu gọn, m_{red}

a) Tính toán khối lượng thu gọn, m_{red} của một cặp bánh răng một tầng

$$m_{red} = \frac{J_1^* J_2^*}{J_1^* r_{b2}^2 + J_2^* r_{b1}^2} \quad (6)$$

Trong đó

m_{red} ... Là khối lượng thu gọn của một cặp bánh răng, nghĩa là khối lượng trên một đơn vị chiều rộng răng của mỗi bánh răng có liên quan đến bán kính cơ sở hoặc đường tác dụng.

$J_{1,2}^*$ Là các mômen quán tính cực trên một đơn vị chiều rộng răng;

$r_{b1,2}$ Là các bán kính cơ sở ($= 0,5 d_{b1,2}$)

b) Tính toán khối lượng thu gọn, m_{red} của một cặp bánh răng nhiều tầng:

Xem B.1.

c) Tính toán khối lượng thu gọn, m_{red} của các bánh răng có kết cấu ít phổ biến

Về thông tin cho các trường hợp sau, xem B.1:

- Trục bánh răng bé có đường kính ở giữa chiều cao răng, d_{m1} , gần bằng đường kính trục;
- Hai bánh răng đồng trục được liên kết cứng vững;
- Các bánh răng hành tinh;
- Các bánh răng trung gian.

5.6.2.2 Xác định tốc độ vận hành cộng hưởng (cộng hưởng chính) của một cặp bánh răng

a) Vận tốc vận hành cộng hưởng, n_{E1} của bánh răng bé:

$$n_{E1} = \frac{30 \times 10^{-3}}{\pi Z_1} \sqrt{\frac{c_\gamma}{m_{red}}} \text{ tính bằng min}^{-1} \quad (7)$$

Với c_γ từ Phụ lục A.

b) Hệ số cộng hưởng, N

Tỷ số giữa vận tốc của bánh răng bé và vận tốc cộng hưởng, hệ số cộng hưởng N được xác định như sau:

$$N = \frac{n_1}{n_{E1}} = \frac{n_1 \pi Z_1}{30000} \sqrt{\frac{m_{red}}{c_\gamma}} \quad (8)$$

Vận tốc vận hành cộng hưởng có thể lớn hơn hoặc nhỏ hơn vận tốc vận hành được tính toán từ công thức (8) vì độ cứng vững chưa được bao gồm (ví dụ, độ cứng vững của các trục, các ổ trục và thân hộp) và là kết quả của sự giảm chấn. Vì các lý do an toàn, phạm vi cộng hưởng được xác định như sau:

$$N_s < N \leq 1,15 \quad (9)$$

Ở các tải trọng sao cho $(F_t K_A)/b$ nhỏ hơn 100 N/mm, giới hạn dưới của hệ số cộng hưởng N_s được xác định:

- Nếu $(F_t K_A)/b < 100$ N/mm thì

$$N_s = 0,5 + 0,35 \sqrt{\frac{F_t K_A}{b \times 100}} \quad (10)$$

- Nếu $(F_t K_A)/b \geq 100$ N/mm thì

$$N_s = 0,85 \quad (11)$$

5.6.2.3 Độ chính xác của bánh răng và các thông số chạy rà B_p , B_f , B_k

B_p , B_f và B_k là các thông số không thứ nguyên được sử dụng để tính đến ảnh hưởng của các sai lệch của răng và các thay đổi profile răng đến tải trọng động²⁾.

$$B_p = \frac{c' f_{p\text{eff}}}{K_A (F_t / b)} \quad (12)$$

$$B_f = \frac{c' f_{f\text{eff}}}{K_A (F_t / b)} \quad (13)$$

$$B_k = \left| 1 - \frac{c' C_a}{K_A (F_t / b)} \right| \quad (14)$$

Với

c' Như đã cho trong Phụ lục A;

C_a Giá trị thiết kế cho thay đổi profile răng (cạnh vát đỉnh răng tại lúc bắt đầu và kết thúc của ăn khớp răng). Phải thay thế giá trị C_{ay} từ chạy rà cho C_a trong công thức (14) trong trường hợp các bánh răng không có thay đổi profile răng được xác định. Có thể thu được C_{ay} từ Bảng 3.

Bước cơ sở hiệu dụng và các sai lệch profile là các thông số hiện diện sau chạy rà. Các giá trị $f_{p\text{eff}}$ và $f_{f\text{eff}}$ được xác định bằng cách trừ đi các lượng dư chạy rà y_p và y_f như sau:

$$f_{p\text{eff}} = f_{pb1} - y_{p1} \text{ hoặc } f_{p\text{eff}} = f_{pb2} - y_{p2} \quad (15)$$

Lấy giá trị lớn hơn

$$f_{f\text{eff}} = f_{fo1} - y_{f1} \text{ hoặc } f_{f\text{eff}} = f_{fo2} - y_{f2} \quad (16)$$

Lấy giá trị lớn hơn

5.6.2.4 Lượng dư chạy rà, y_a

a) Đối với St, V³⁾

$$y_p = y_a = \frac{160}{\sigma_{H\text{lim}}} f_{pb} \quad (17)$$

²⁾ Giá trị C_a của cạnh vát đỉnh răng chỉ cho phép đối với các bánh răng có các cấp chính xác trong phạm vi 0 đến 6 như đã quy định trong ISO 1328-1:1995.

³⁾ Về giải thích các chữ viết tắt đã sử dụng, xem Bảng 2.

$$y_f = \frac{160}{\sigma_{Hlim}} f_{\sigma} \quad (18)$$

b) Đối với Eh, IF, NT (nitr), NV (nitr), NV (nitrocarb)³⁾

$$y_p = y_a = 0,075f_{pb} \quad (19)$$

$$y_f = 0,075f_{fa} \quad (20)$$

5.6.3 Hệ số động lực học trong phạm vi dưới mức tới hạn ($N \leq N_S$)

Trong phạm vi này, cộng hưởng có thể xảy ra nếu tần số ăn khớp răng trùng với $N = 1/2$ và $N = 1/3$. Rủi ro của sự xuất hiện cộng hưởng này tương đối nhỏ trong trường hợp các bánh răng trụ răng thẳng và răng nghiêng chính xác, nếu bánh răng trụ răng thẳng có thay đổi prôfin răng thích hợp (các bánh răng có cấp chính xác 6 hoặc cao hơn theo ISO 1328-1:1995).

Khi tỉ số tiếp xúc của các bánh răng trụ răng thẳng nhỏ hoặc nếu chất lượng thuộc cấp thấp, K_v có thể được điều chỉnh lớn như trong phạm vi vận tốc cộng hưởng chính. Nếu xảy ra trường hợp này thì nên thay đổi các thông số thiết kế hoặc vận hành.

Các cộng hưởng ở $N = 1/4, 1/5$ ít gây ra trục trặc vì các biên độ rung liên hợp thường nhỏ.

Đối với các cặp bánh răng có độ cứng vững của các trục dẫn động và bị dẫn không bằng nhau, trong phạm vi $N = 0,2 \dots 0,5$, tần số tiếp xúc của răng có thể kích thích các tần số riêng khi độ cứng vững xoắn c của trục cứng vững hơn liên quan đến đường tác dụng thuộc cùng một cấp độ lớn như độ cứng vững của răng, nghĩa là, nếu d_b^2 có cùng một cấp độ lớn c_r . Khi xảy ra trường hợp này, các độ tăng (số gia) của tải trọng động có thể vượt quá các giá trị được tính toán theo công thức (21).

$$K_v = (NK) + 1 \quad (21)$$

$$K = (C_{v1}B_p) + (C_{v2}B_l) + (C_{v3}B_k) \quad (22)$$

Trong đó:

C_{v1} và C_{v2} là các giá trị cho phép đối với sai lệch bước vào sai lệch prôfin trong khi C_{v3} là giá trị cho phép đối với thay đổi có chu kỳ của độ cứng vững ăn khớp.

Xem Bảng 3.

Trong trường hợp các bánh răng không có thay đổi prôfin răng theo quy định thì giá trị C_{ay} do chạy rà phải thay thế cho C_a trong công thức (14). Giá trị C_{ay} thu được từ Bảng 3.

Về độ cứng vững đơn của răng c' , xem Phụ lục A.

5.6.4 Hệ số động lực học trong phạm vi cộng hưởng chính ($N_S < N \leq 1,15$)

Các bánh răng nghiêng chất lượng cao có tỉ số tiếp xúc tổng cao có thể vận hành tốt trong phạm vi này. Các bánh răng trụ răng thẳng có cấp chính xác 5 hoặc cao hơn như đã quy định trong ISO 1328-1:1995 phải được thay đổi prôfin răng thích hợp như đã quy định trong ISO 6336-1:1996,

6.4.1 hạng mục b).

Tuân theo yêu cầu trên, hệ số này bằng:

$$K_v = (C_{v1}B_p) + (C_{v2}B_r) + (C_{v4}B_k) + 1 \quad (23)$$

Về các thông số C, tham khảo Bảng 3.

5.6.5 Hệ số động lực học trong phạm vi quá mức tới hạn ($N \geq 1,5$)

Các giá trị đỉnh của cộng hưởng có thể xảy ra tại $N = 2, 3, \dots$ trong phạm vi này. Tuy nhiên, trong đa số các trường hợp các biên độ dao động đều nhỏ vì các lực kích thích có các tần số thấp hơn tần số ăn khớp răng thường là nhỏ.

Đối với một số bánh răng trong phạm vi vận tốc này cũng cần phải xem xét đến các tải trọng động do dao động ngang bánh răng và các bộ phận trục. Khi tần số tới hạn gần tới tần số quay và nếu tình huống này không thể tránh được thì cần phải được tính đến trong đánh giá K_v .

Tuân theo yêu cầu trên, hệ số này bằng:

$$K_v = (C_{v5}B_p) + (C_{v6}B_r) + C_{v7} \quad (24)$$

Về các thông số C, tham khảo Bảng 3.

Bảng 3 - Các công thức cho tính toán các hệ số C_{v1} đến C_{v7} và C_{ay}

	$1 < \epsilon_y \leq 2$	$\epsilon_y > 2$	
C_{v1}	0,32	0,32	
C_{v2}	0,34	$\frac{0,57}{\epsilon_y - 0,3}$	
C_{v3}	0,23	$\frac{0,096}{\epsilon_y - 1,56}$	
C_{v4}	0,90	$\frac{0,57 - 0,05 \epsilon_y}{\epsilon_y - 1,44}$	
C_{v5}	0,47	0,47	
C_{v6}	0,47	$\frac{0,12}{\epsilon_y - 1,74}$	
	$1 < \epsilon_y \leq 1,5$	$1,5 < \epsilon_y \leq 2,5$	$\epsilon_y > 2,5$
C_{v7}	0,75	$0,125 \sin [\pi(\epsilon_y - 2)] + 0,875$	1,0
$C_{ay} = \frac{1}{18} \left(\frac{\sigma_{Hlim}}{97} - 18,45 \right)^2 + 1,5$			
CHÚ THÍCH: Khi vật liệu của bánh răng bé (1) khác với vật liệu của bánh răng lớn (2): C_{ay1} và C_{ay2} được tính toán tách biệt; sau đó $C_{ay} = 0,5(C_{ay1} + C_{ay2})$.			

5.6.6 Hệ số động lực học trong phạm vi trung gian ($1,15 < N < 1,5$)

Trong phạm vi này, hệ số động lực học được xác định bằng nội suy tuyến tính giữa K_v tại $N = 1,15$ như đã quy định trong 5.6.4 và K_v tại $N = 1,5$ như đã quy định trong 5.6.5.

$$K_v = K_{v(N=1,5)} + \frac{K_{v(N=1,15)} - K_{v(N=1,5)}}{0,35} (1,5 - N) \quad (25)$$

5.7 Hệ số tải trọng bề mặt, K_{HB}

5.7.1 Quy định chung

Hệ số tải trọng bề mặt điều chỉnh các ứng suất của răng bánh răng để tính đến các ảnh hưởng của sự phân bố tải trọng không đều trên chiều rộng răng.

Sử dụng các phương pháp C1 và C2 của ISO 6336-1:1996 với các thay đổi trong tiêu chuẩn này.

5.7.2 Hệ số tải trọng bề mặt, K_{HB-C1}

5.7.2.1 Quy định chung

Việc sử dụng phương pháp C1 thích hợp cho các bánh răng có các đặc điểm sau:

- a) Bánh răng bé trên trục đặc hoặc trục rỗng, $d_{sh}/d_{sh} < 0,5$, được bố trí đối xứng giữa các ổ trục ($s/l \leq 1$; xem Hình 2), (một bánh răng bé được bố trí không đối xứng sẽ dẫn đến biến dạng uốn bổ sung phải được đánh giá và cộng vào f_{ma});
- b) Đường kính bánh răng bé xấp xỉ bằng đường kính trục;
- c) Bánh răng lớn và hộp cứng vững, trục bánh răng lớn cứng vững, các ổ trục cứng vững;
- d) Một vết tiếp xúc trong điều kiện có tải kéo dài trên toàn bộ chiều rộng răng;
- e) Không có các tải trọng bên ngoài bổ sung tác dụng trên trục bánh răng bé (ví dụ, từ các khớp nối trục);
- f) Lượng dư vận hành $y_p \leq y_p$ lớn nhất như đã quy định trong 5.7.2.3. Có thể kiểm tra xác minh $F_{\beta x}$ tính toán theo công thức:

$$F_{\beta x} = \frac{K_{HB} - 1}{K_{\beta} \left(\frac{c_v / 2}{F_m / b} \right)} \quad (26)$$

Nên sử dụng các giá trị f_{ma} được xác minh bằng các phép kiểm như vết tiếp xúc của răng ở tư thế làm việc.

Về ứng dụng cho các bánh răng hành tinh, tham khảo Phụ lục B.

5.7.2.2 Độ không thẳng hàng của ăn khớp do các dung sai chế tạo, f_{ma}

- a) Cụm các bánh răng không có bất cứ sự thay đổi hoặc điều chỉnh nào: