

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 - Profil 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 6336-1:1996¹⁾, *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.

¹⁾ 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/vẽ 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_{red}	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 $f_{\alpha n}$	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)	-
$K_{H\beta}$	Hệ số tải trọng bề mặt (ứng suất tiếp xúc)	-
K_γ	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_b, ρ	-
N_f	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	-
$Y_{R,relT}$	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)	-
$Y_{S,relT}$	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
$Z_{B,D}$	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 lẩn	°
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_b	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_β	Tỉ số trùng khớp chiều trục (đọc)	-
ϵ_γ	Tỉ số tiếp xúc tổng ($\epsilon_\gamma = \epsilon_a + \epsilon_\beta$)	-
k_β	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	-
ν_1	Thông số độ nhớt	-
r_{fp}	Bán kính góc lượn chân răng của thanh răng cơ sở cho các bánh răng trụ	mm
r_{fd}	Bán kính cong tương đối	mm
r_c	Bán kính cong tương đối tại bề mặt chia	mm
r_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
σ_{Fim}	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) = $\sigma_{Fim} Y_{ST}$	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
$\sigma_{H \lim}$	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
<p>^a 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.</p> <p>CHÚ THÍCH: 1 N/mm² = 1 MPa.</p>		

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 mẻ đỉnh răng và các hư hỏng của phối bánh răng xuyên qua thân hoặc may cơ 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.

- a) 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:

- $1,2 < \epsilon_a < 2,5$ (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 , $K_{H\beta}$ 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:

- 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 %).
- Chất lượng quy định và hiệu quả của kiểm tra chất lượng tại tất cả các giai đoạn chế tạo;
- Độ chính xác cho các thông số kỹ thuật của chế độ làm việc và các điều kiện bên ngoài;
- Sự đứt gãy răng thường được xem là mối nguy hiểm lớn hơn so với ăn mòn tạo ra tróc rỗ.

Vi 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_{a1} 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.

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

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

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

$$v = \frac{d_{1,2}\omega_{1,2}}{2000} = \frac{d_{1,2}n_{1,2}}{19098} \quad (4)$$

$$\omega_{1,2} = \frac{\pi n_{1,2}}{30} = \frac{2000v}{d_{1,2}} = \frac{n_{1,2}}{9549} \quad (5)$$

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 $(F_t K_A)/b > 100$ N/mm thì $F_m/b = (F_t K_A)/b$.

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

Khi tải trọng riêng $F_t K_A/b < 50$ 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.

TCVN 12131:2017

$J_{1,2}^*$ 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:

$$n_{E1} = \frac{30 \times 10^{-3}}{\pi z_1} \sqrt{\frac{c_r}{m_{red}}} \text{ tính bằng } \text{min}^{-1} \quad (7)$$

Với c_r 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:

$$N = \frac{n_1}{n_{E1}} = \frac{n_1 \pi z_1}{30000} \sqrt{\frac{m_{red}}{c_r}} \quad (8)$$

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_r , B_k

B_p , B_r 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 profin răng đến tải trọng động²⁾.

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

$$B_r = \frac{c' f_{reff}}{K_A (F_t / b)} \quad (13)$$

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

Với

c' Như đã cho trong Phụ lục A;

C_a Giá trị thiết kế cho thay đổi profin 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 profin răng được xác định. Có thể thu được C_{ay} từ Bảng 3.

Bước cơ sở hiệu dụng và các sai lệch profin là các thông số hiện diện sau chạy rà. Các giá trị f_{pbeff} và f_{reff} được xác định bằng cách trừ đi các lượng dư chạy rà y_p và y_r như sau:

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

Lấy giá trị lớn hơn

$$f_{reff} = f_{ra1} - y_{r1} \text{ hoặc } f_{reff} = f_{ra2} - y_{r2} \quad (16)$$

Lấy giá trị lớn hơn

5.6.2.4 Lượng dư chạy rà, y_a

a) Đối với St, V³⁾

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

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.

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

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

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

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

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 profile 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_p^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).

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

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

Trong đó:

C_{v1} và C_{v2} là các giá trị cho phép đối với sai lệch bước vào sai lệch profile 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 profile 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 profile 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}

	$1 < \epsilon_\gamma \leq 2$	$\epsilon_\gamma > 2$	
C_{v1}	0,32	0,32	
C_{v2}	0,34	$\frac{0,57}{\epsilon_\gamma - 0,3}$	
C_{v3}	0,23	$\frac{0,096}{\epsilon_\gamma - 1,56}$	
C_{v4}	0,90	$\frac{0,57 - 0,05 \epsilon_\gamma}{\epsilon_\gamma - 1,44}$	
C_{v5}	0,47	0,47	
C_{v6}	0,47	$\frac{0,12}{\epsilon_\gamma - 1,74}$	
	$1 < \epsilon_\gamma \leq 1,5$	$1,5 < \epsilon_\gamma \leq 2,5$	$\epsilon_\gamma > 2,5$
C_{v7}	0,75	$0,125 \sin [\pi(\epsilon_\gamma - 2)] + 0,875$	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 $C_{ay} = 0,5(C_{ay1} + C_{ay2})$.

TCVN 12131:2017

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:

- 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});
- Đường kính bánh răng bé xấp xỉ bằng đường kính trục;
- Bánh răng lớn và hộp cứng vững, trục bánh răng lớn cứng vững, các ổ trục cứng vững;
- Một vết tiếp xúc trong điều kiện có tải kéo dài trên toàn bộ chiều rộng răng;
- Không có các tải trọng bên ngoài bổ sung tác dụng trên trục bánh răng bé (ví dụ, từ các khớp nối trục);
- Lượng dư vận hành $y_\beta \leq y_\beta$ 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}

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

$$f_{ma} = 1,0f_{rp} \quad (27)$$

b) Các cặp bánh răng có biện pháp điều chỉnh (mài rà hoặc chạy rà dưới tác dụng của tải trọng nhẹ, các ổ trục điều chỉnh được hoặc thay đổi thích hợp góc của đường xoắn vít) và các cặp bánh răng có độ vòng thích hợp:

$$f_{ma} = 0,5f_{rp} \quad (28)$$

c) Các cặp bánh răng có cạnh vát đầu răng được thiết kế thích hợp

$$f_{ma} = 0,7f_{rp} \quad (29)$$

Đối với một cặp các bánh răng, giá trị lớn hơn trong các giá trị f_p của cặp phải được thay vào các công thức (27) đến (29).

5.7.2.3 Lượng dư chạy rà, y_p , hệ số chạy rà, κ_p

Giá trị y_p là giá trị dùng để giảm độ không thẳng hàng tương đương ban đầu bằng chạy rà sau khi bắt đầu vận hành. Trong khi κ_p là hệ số đặc trưng cho độ không thẳng hàng tương đương sau chạy rà. Việc sử dụng κ_p trong các tính toán chỉ có hiệu lực với điều kiện là κ_p tỷ lệ với $F_{\beta x}$

a) Đối với St, V:

$$y_p = \frac{320}{\sigma_{Hlim}} F_{\beta x}; \quad \kappa_p = 1 - \frac{320}{\sigma_{Hlim}} \quad (30)$$

Với $y_p \leq F_{\beta x}$ và $\kappa_p \geq 0$

Khi $v \leq 5$ m/s: không có sự hạn chế

Khi $5 \text{ m/s} < v \leq 10 \text{ m/s}$: Giới hạn trên của y_p là $25600/\sigma_{Hlim}$ tương ứng với $F_{\beta x} = 80 \mu\text{m}$;

Khi $v > 10 \text{ m/s}$: Giới hạn trên của y_p là $12800/\sigma_{Hlim}$ tương ứng với $F_{\beta x} = 40 \mu\text{m}$;

σ_{Hlim} được quy định trong TCVN 7578-5 (ISO 6336-5).

b) Đối với Eh, IF, NT (nitr.), NV (nitr.):

$$y_p = 0,15F_{\beta x}; \quad \kappa_p = 0,85 \quad (31)$$

Đối với tất cả các vận tốc, giới hạn trên là $y_p = 6 \mu\text{m}$, tương ứng với $F_{\beta x} = 40 \mu\text{m}$. Khi vật liệu của bánh răng bé khác với vật liệu của bánh răng lớn, y_{p1} và κ_{p1} đối với bánh răng bé, và y_{p2} , κ_{p2} đối với bánh răng lớn phải được xác định một cách riêng biệt.

Giá trị trung bình của các giá trị:

$$y_p = \frac{y_{p1} + y_{p2}}{2}; \quad \kappa_p = \frac{\kappa_{p1} + \kappa_{p2}}{2} \quad (32)$$

được sử dụng cho tính toán.

5.7.2.4 Xác định hệ số tải trọng bề mặt, K_{HP-C1}

5.7.2.4.1. Bánh răng có đường xoắn vít không thay đổi

a) Bánh răng trụ răng thẳng và bánh răng nghiêng đơn⁴⁾

$$K_{HP} = 1 + \frac{4000}{3\pi} \kappa_p \frac{c_v}{E} \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 \left[5,12 + \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 \left(\frac{1}{b} - \frac{7}{12}\right) \right] + \frac{\kappa_p c_v f_{ma}}{2F_m / b} \quad (33)$$

b) Bánh răng nghiêng chữ V^{4) 5)}

$$K_{HP} = 1 + \frac{4000}{3\pi} \kappa_p \frac{c_v}{E} \left[3,2 \left(\frac{2b_B}{d_1}\right)^2 + \left(\frac{B}{d_1}\right)^4 \left(\frac{1}{B} - \frac{7}{12}\right) \right] + \frac{\kappa_p c_v f_{ma}}{F_m / b_B} \quad (34)$$

5.7.2.4.2 Bánh răng có đường xoắn vít thay đổi

a) Bánh răng trụ răng thẳng và bánh răng nghiêng đơn⁴⁾- Với thay đổi riêng phần đường xoắn vít⁶⁾ (có bù cho độ lệch xoắn)

$$K_{HP} = 1 + \frac{4000}{3\pi} \kappa_p \frac{c_v}{E} \left(\frac{b}{d_1}\right)^4 \left(\frac{1}{b} - \frac{7}{12}\right) + \frac{\kappa_p c_v f_{ma}}{2F_m / b} \quad (35)$$

- Với thay đổi hoàn toàn đường xoắn vít (có bù cho độ lệch xoắn và độ lệch uốn):

$$K_{HP} = 1 + \frac{\kappa_p c_v f_{ma}}{2F_m / b} \text{ và } K_{HP} \geq 1,05 \quad (36)$$

b) Bánh răng nghiêng chữ V^{4) 5)}- Với thay đổi riêng phần đường xoắn vít⁷⁾ (có bù cho độ lệch xoắn và độ lệch uốn):

$$K_{HP} = 1 + \frac{\kappa_p c_v f_{ma}}{F_m / b_B} \text{ và } K_{HP} \geq 1,05 \quad (37)$$

Tính hiệu lực của các công thức (33) đến (37) phụ thuộc vào sự tuân thủ 5.7.2.1 a) đến f).

⁴⁾ Giả thiết rằng toàn bộ momen xoắn được đưa vào tại một đầu mút trục. Nếu momen xoắn được đưa vào ở cả hai đầu mút trục hoặc ở giữa các đường xoắn vít của một bánh răng nghiêng chữ V thì cần phải có sự phân tích chính xác hơn.

⁵⁾ Giá trị K_{HP} dùng cho đường xoắn vít chịu tác dụng của ứng suất nghiêm trọng, đó là đường xoắn vít gần với đầu mút chịu xoắn của bánh răng bé hơn; tải trọng tiếp tuyến được chia đều giữa hai đường xoắn vít, nghĩa là một chiều rộng khe hở nhỏ so với chiều dài răng trong mặt phẳng hướng trục ($B-2b_B \leq 0,5b_B$). Vì đối với tính toán K_{HP} đã sử dụng một nửa chiều dài răng trong mặt phẳng hướng trục (bao gồm cả một nửa chiều rộng khe hở), và các giá trị thu được là lớn, vì vậy, đối với các bánh răng nghiêng chữ V có chiều rộng khe hở lớn, phương pháp C2 của ISO 6336-1:1996 là thích hợp trong trường hợp này, xem 5.7.3.

⁶⁾ Độ lệch xoắn hầu hết có thể được bù trừ bằng giao tuyến thẳng giữa mặt bên răng và mặt lặn hoặc thay đổi góc của đường xoắn vít. Ngoài ra, độ võng là cần thiết khi có yêu cầu bù trừ cho độ lệch uốn.

⁷⁾ Thay đổi toàn bộ cả hai đường xoắn vít là cần thiết. Thay đổi riêng phần góc của đường xoắn vít chỉ bù cho độ lệch xoắn là không thích hợp đối với các bánh răng nghiêng kép được bố trí đối xứng giữa các ổ trục. Các độ lệch xoắn và uốn hầu hết có thể được bù bằng thay đổi đường xoắn vít. Tuy nhiên, thường chỉ thay đổi đường xoắn vít gần nhất với đầu mút chịu tác dụng của momen xoắn vào là đủ; các độ lệch xoắn và uốn của đường xoắn vít kia có xu hướng bù trừ lẫn nhau. Nên kiểm tra xác minh đối với trường hợp này.

5.7.3 Hệ số tải trọng bề mặt, K_{HP-C2}

5.7.3.1 Quy định chung

Được lấy từ tiêu chuẩn cơ sở, phương pháp này được bố trí sao cho có tính đến các ảnh hưởng đến độ thẳng hàng ăn khớp, các biến dạng đàn hồi của bánh răng bé và các độ không chính xác trong chế tạo.

Phải tính toán K_{HP} từ độ không thẳng hàng ăn khớp tổng sau chạy rà; F_{py} gồm có hai thành phần sau:

- Sai số hệ thống được tính đến bởi f_{sh} (độ không thẳng hàng ăn khớp do độ võng của trục). Sai số này chủ yếu do độ võng của trục gây ra, nhưng về nguyên tắc có thể bao gồm tất cả các sai lệch cơ khí có thể được đánh giá chính xác cả về trị số và chiều.

- Sai số ngẫu nhiên được biểu thị bởi f_{ms} (độ không thẳng hàng ăn khớp do dung sai chế tạo). Không thể đánh giá được chiều thực tế và trị số của độ không thẳng hàng do quá trình chế tạo; chỉ có phạm vi của sai số này được giới hạn bởi dung sai chế tạo (có liên quan tới cấp chính xác của bánh răng).

Ứng dụng của hiệu chỉnh đường xoắn vít và độ võng:

- Hiệu chỉnh đường xoắn vít là sự thay đổi bước dùng để bù cho sai số hệ thống, và mặc dù về mặt lý thuyết có thể áp dụng sự hiệu chỉnh đường xoắn vít để làm cho độ lệch tính toán xúng hợp một cách chính xác với một tải trọng riêng và loại bỏ sự đóng góp của f_{sh} cho K_{HP} đối với tải trọng riêng biệt này, nhưng trong thực tế, các tải trọng thay đổi và các sai số trong đánh giá f_{sh} đã để lại ảnh hưởng bền vững đến K_{HP} cần được tính đến;

- Độ võng là sự thay đổi bước gồm có sự trừ tính để bảo vệ tốt nhất chống lại thành phần ngẫu nhiên của độ không thẳng hàng. Vì f_{ms} có thể có một chiều cho nên độ võng cần đối xứng với điểm giữa của chiều rộng răng.

Nên có sự phân tích chính xác và toàn diện hơn phù hợp với ISO 6336-1 nếu thiết kế không tương xứng với các yêu cầu đã liệt kê trong Điều 4 hoặc bất cứ yêu cầu nào trong các yêu cầu sau có ảnh hưởng đáng kể đến độ không thẳng hàng:

- Các biến dạng đàn hồi không do các lực ăn khớp của bánh răng gây ra nhưng do các lực bên ngoài (ví dụ, đai truyền, xích, khớp nối trục);

- Các biến dạng đàn hồi của bánh răng lớn và trục bánh răng lớn;

- Các biến dạng đàn hồi và độ không chính xác trong chế tạo hộp bánh răng;

- Các khe hở và độ lệch của ổ trục;

- Các bố trí khác so với các bố trí trên Hình 2;

- Bất cứ biến dạng nào trong chế tạo hoặc các biến dạng khác chỉ ra sự cần thiết phải có phân tích chi tiết hơn.

Theo phương pháp này, khi tính toán một giá trị K_{HP} lớn hơn 2,0 thì giá trị thực sẽ thường nhỏ hơn. Tuy nhiên, nếu giá trị tính toán của K_{HP} lớn hơn 1,5 thì nên xem xét lại thiết kế (ví dụ, độ cứng vững của

TCVN 12131:2017

trục tăng, thay đổi vị trí của ổ trục đã tăng, độ chính xác của đường xoắn vít được nâng cao).

5.7.3.2 Tính toán $K_{H\beta-C2}$

Tải trọng riêng cho tính toán $K_{H\beta}$ là $(F_t K_A K_V)/b$

Nếu $(F_t K_A K_V)/b > 100$ N/mm thì $F_m/b = (F_t K_A K_V)/b$

Nếu $(F_t K_A K_V)/b < 100$ N/mm thì $F_m/b = 100$ N/mm

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{F_{py} c_T}{2F_m / b} \quad \text{áp dụng khi } K_{H\beta} \leq 2 \quad (38)$$

Với giá trị c_T được lấy từ Phụ lục A.

Lưu ý rằng b là giá trị nhỏ hơn trong các chiều rộng răng của bánh răng bé và bánh răng lớn được đo tại vòng chia. Các cạnh vát hoặc góc lượn của các đầu mút răng được bỏ qua. (Đối với các bánh răng nghiêng chữ V, $b = 2b_B$).

5.7.3.3 Độ không thẳng hàng ăn khớp sau chạy rà, $F_{\beta y}$

$$F_{\beta y} = F_{\beta x} - y_{\beta} \quad (39)$$

trong đó:

$F_{\beta x}$ Là độ không thẳng hàng ăn khớp trước chạy rà (xem 5.7.4);

y_{β} Là lượng dư chạy rà (xem 5.7.2.3)

5.7.4 Độ không thẳng hàng ăn khớp trước chạy rà, $F_{\beta x}$

Độ không thẳng hàng ăn khớp trước chạy rà, $F_{\beta x}$ là giá trị tuyệt đối của tổng số của các sai lệch chế tạo và các độ lệch của bánh răng bé và độ võng của trục được đo trong mặt phẳng tác dụng.

Đối với các cặp bánh răng không kiểm tra vị trí thuận lợi của vết tiếp xúc⁸⁾

$$F_{\beta x} = 1,33B_1 f_{sh} + B_2 f_{ma} \quad (40)$$

Với B_1 và B_2 được lấy từ Bảng 4.

Đối với các cặp bánh răng có kiểm tra vị trí thuận lợi của vết tiếp xúc (ví dụ bằng điều chỉnh các ổ trục):

$$F_{\beta x} = |1,33B_1 f_{sh} - f_{H\beta 5}| \quad (41)$$

Trong đó:

$f_{H\beta 5}$ Là sai lệch lớn nhất của độ dốc đường xoắn vít cho cấp chính xác 5 của ISO (xem ISO 1328-1:1995).

Bằng cách trừ đi $f_{H\beta 5}$ sẽ tạo ra lượng dư để bù cho biến dạng đàn hồi và các sai lệch chế tạo.

⁸⁾ Với một vị trí thuận lợi của vết tiếp xúc, các biến dạng đàn hồi và sai lệch chế tạo sẽ bù trừ lẫn nhau (xem Hình 1, vai trò của bù trừ)

Bảng 4 - Các hằng số cho sử dụng công thức (40)

Số	Thay đổi đường xoắn vít		Hằng số công thức	
	Kiểu	Giá trị	B ₁	B ₂
1	Không	-	1	1
2	Chỉ có độ vòng ở bụng	$C_{\beta} = 0,5 f_{ma}^a$	1	0,5
3	Chỉ có độ vòng ở giữa	$C_{\beta} = 0,5(f_{ma} + f_{sh})^a$	0,5	0,5
4 ^b	Chỉ hiệu chỉnh đường xoắn vít	Dạng hiệu chỉnh được tính toán để phù hợp với mômen xoắn phân tích	0,1 ^c	1,0
5	Hiệu chỉnh đường xoắn vít cộng với độ vòng giữa	Trường hợp 2 cộng với trường hợp 4	0,1 ^c	0,5
6	Cạnh vát đầu mút răng	Giá trị thích hợp $C_{I(II)}$ xem Phụ lục D	0,7	0,7

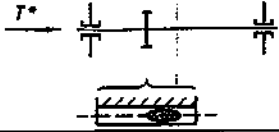

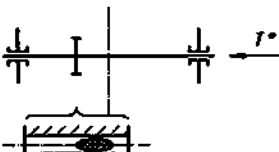
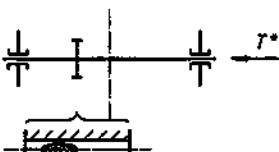
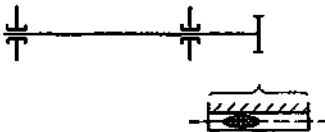
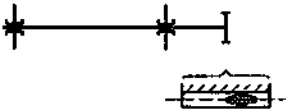
^a Về độ vòng thích hợp, C_{β} , xem Phụ lục D.

^b Phần lớn được áp dụng cho các ứng dụng có các điều kiện tải trọng không đổi.

^c Có hiệu lực cho quy trình chế tạo tốt nhất, nếu không, các giá trị cao hơn là thích hợp.

5.7.4.1 Giá trị nhỏ nhất cho $K_{H\beta-C2}$

Đối với các cặp bánh răng không có hiệu chỉnh đường xoắn vít hoặc độ vòng, giá trị nhỏ nhất của $K_{H\beta}$ là 1,25; đối với các cặp bánh răng có hiệu chỉnh đường xoắn vít một cách thích hợp và độ vòng, giá trị nhỏ nhất của $K_{H\beta}$ là 1,10. Phải kiểm tra vị trí thuận lợi của vết tiếp xúc.

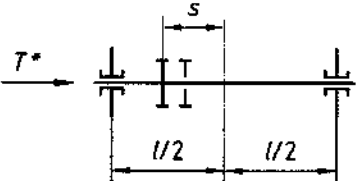
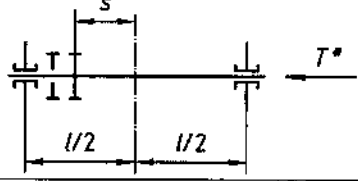
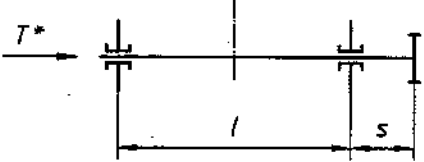
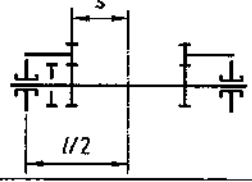
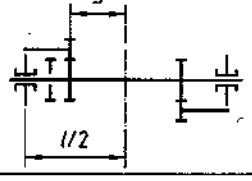
Hình	Vị trí của vết tiếp xúc	Xác định $F_{\beta x}$
a)	Vết tiếp xúc nằm về phía giữa khoảng cách các ổ trục 	$F_{\beta x}$ phù hợp với công thức (41) (bù)
b)	Vết tiếp xúc nằm cách xa điểm giữa khoảng cách các ổ trục 	$F_{\beta x}$ phù hợp với công thức (40) (tăng thêm)
c)	Vết tiếp xúc nằm về phía giữa khoảng cách các ổ trục 	$F_{\beta x}$ phù hợp với công thức (40) $ K' \times l \times s / d_1^2 (d_1/d_{sh})^4 \leq B^*$ (tăng thêm) $F_{\beta x}$ phù hợp với công thức (41) $ K' \times l \times s / d_1^2 (d_1/d_{sh})^4 > B^*$ (bù)
d)	Vết tiếp xúc nằm cách xa điểm giữa khoảng cách các ổ trục 	$F_{\beta x}$ phù hợp với công thức (41) $ K' \times l \times s / d_1^2 (d_1/d_{sh})^4 \geq B^* - 0,3$ (tăng thêm) $F_{\beta x}$ phù hợp với công thức (41) $ K' \times l \times s / d_1^2 (d_1/d_{sh})^4 < B^* - 0,3$ (bù)
e)	Vết tiếp xúc nằm về phía khoảng cách các ổ trục 	$F_{\beta x}$ phù hợp với công thức (40) (tăng thêm)
f)	Vết tiếp xúc nằm cách xa khoảng cách các ổ trục 	$F_{\beta x}$ phù hợp với công thức (41) (bù)

CHÚ THÍCH: Các hình a) tới d) chỉ ra các bố trí lắp ráp phổ biến nhất với bánh răng bé ở giữa các ổ trục. Các Hình e) tới f) chỉ ra bánh răng bé được lắp công xôn.

T* Đầu mút có mômen xoắn vào hoặc ra, không phụ thuộc vào chiều quay.

$B^* B^* = 1$ đối với các bánh răng trụ răng thẳng và bánh răng nghiêng đơn; $B^* = 1,5$ đối với các bánh răng nghiêng chữ V, cường độ tải trọng tối đa (đỉnh) xảy ra trên đường xoắn vít gần với đầu mút chịu tác động của mômen xoắn.

Hình 1 - Các quy tắc để xác định $F_{\beta x}$ đối với vị trí vết tiếp xúc

Hệ số K' Có Không Tăng cứng vững ^a		Hình	Bố trí
0,48	0,8	a)	với $s/l < 0,3$ 
-0,48	-0,8	b)	với $s/l < 0,3$ 
1,33	1,33	c)	với $s/l < 0,3$ 
-0,36	-0,6	d)	với $s/l < 0,3$ 
-0,6	-1,0	e)	với $s/l < 0,3$ 

^a Khi $d_1/d_{sh} \geq 1,5$, độ cứng vững được giả thiết là tăng lên; khi $d_1/d_{sh} < 1,15$, độ cứng vững không tăng, không có bất cứ sự tăng cứng vững nào khi một bánh răng bé trượt trên một trục và then dẫn hướng hoặc phụ tùng tương tự hoặc khi có lắp ép nóng thông thường.

T* Đầu mút có mômen xoắn vào hoặc ra, không phụ thuộc vào chiều quay.

Đường gạch chỉ ra đường xoắn vít bị biến dạng của một bánh răng nghiêng chữ V.

Xác định f_{sh} từ đường kính ở các khe hở của truyền động bánh răng nghiêng chữ V được lắp ở điểm giữa khoảng cách các ổ trục.

Hình 2 - Hằng số K' để thay vào các công thức (42) và (43) cho tính toán f_{sh}

5.7.4.2 Độ không thẳng hàng tương đương, f_{sh}

Đối với bánh răng trụ răng thẳng và bánh răng nghiêng đơn:

$$f_{sh} = \frac{F_m}{b} 0,023 \left[\left| 1 + K' \frac{ls}{d_1^2} \left(\frac{d_1}{d_m} \right)^4 - 0,3 \right| + 0,3 \right] \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \quad (42)$$

Tính toán f_{sh} cho các bánh răng nghiêng chữ V có liên quan tới đường xoắn vít ở gần nhất với đầu mút trục bị dẫn hoặc dẫn tải trọng.

$$f_{sh} = \frac{F_m}{b} 0,046 \left[\left| 1,5 + K' \frac{ls}{d_1^2} \left(\frac{d_1}{d_m} \right)^4 - 0,3 \right| + 0,3 \right] \left(\frac{b_B}{d_1} \right)^2 \quad (43)$$

Trong đó:

$$b = 2b_B;$$

b_B là chiều rộng của một đường xoắn vít.

Trong các công thức (42) và (43), K' , s và l tuân theo Hình 2.

Trong Hình 2, các bánh răng bé được chỉ ra bằng đường gạch chỉ thị các đường xoắn vít của các bánh răng nghiêng chữ V có giá trị f_{sh} nhỏ hơn và lắp ép nóng thông thường (đối với một lắp ép nóng thông thường, ảnh hưởng của gối đỡ được bỏ qua). Đường kính chân răng phải lớn hơn một chút so với đường kính trục.

5.7.4.3 Độ không thẳng hàng do độ không chính xác trong chế tạo, f_{ma}

Độ không thẳng hàng do các độ không chính xác chế tạo f_{ma} bằng dung sai của đường xoắn vít f_{HP} :

$$f_{ma} = f_{HP} \quad (44)$$

Nên sử dụng giá trị lớn hơn của bánh răng lớn và bánh răng bé.

CHÚ THÍCH: Về mặt lý thuyết, các dung sai chế tạo của bánh răng bé, bánh răng lớn và độ thẳng hàng của trục có thể dẫn đến trường hợp xấu nhất cho nên cần kiểm tra sự phân bố thích hợp của tải trọng, ví dụ, bằng kiểm tra vết tiếp xúc.

5.8 Hệ số tải trọng bề mặt, K_{FP}

$$K_{FP} = K_{FP}^{N_F} \quad (45)$$

a) Nếu $b/h \geq 3$ thì

$$N_F = \frac{(b/h)^2}{1 + b/h + (b/h)^2} = \frac{1}{1 + h/b + (h/b)^2} \quad (46)$$

b) Nếu $b/h < 3$ thì

$$N_F = 0,6923 \quad (47)$$

Trong đó

b Là giá trị nhỏ hơn của chiều rộng răng của bánh răng bé và bánh răng lớn đo được ở các vòng chia. Các cạnh vát hoặc góc lượn của các đầu mút răng được bỏ qua. Đối với các bánh răng nghiêng chữ V, chiều rộng của một đường xoắn vít b_B phải được thay thế.

h Là chiều cao răng tính từ đỉnh răng tới chân răng $h = (d_a - d)/2$.

5.9 Hệ số tải trọng ngang, $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$

5.9.1 Quy định chung

Các hệ số tải trọng ngang tính đến ảnh hưởng của sự phân bố tải trọng ngang không đều giữa một vài cặp răng bánh răng tiếp xúc đồng thời như sau: $K_{H\alpha}$ đối với ứng suất bề mặt, và $K_{F\alpha}$ đối với ứng suất ở chân răng. Cần áp dụng phương pháp B của ISO 6336-1:1996.

5.9.2 Xác định các hệ số tải trọng ngang

Các công thức (48) và (49) dựa trên giả thiết rằng các sai lệch bước cơ sở thích hợp cho độ chính xác của bánh răng đã quy định được phân bố xung quanh chu vi của bánh răng bé và bánh răng lớn vì phù hợp với quy trình kỹ thuật chế tạo bình thường. Không áp dụng các công thức này khi các răng bánh răng được thay đổi có chủ định.

Trong các công thức sau sử dụng c_γ từ Phụ lục A và y_α từ 5.9.4.

- Đối với các bánh răng có tỉ số tiếp xúc tổng $\epsilon_\gamma \leq 2$:

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = \frac{\epsilon_\gamma}{2} \left(0,9 + 0,4 \frac{c_\gamma (f_{pb} - y_\alpha)}{F_{Ht} / b} \right) \quad (48)$$

- Đối với các bánh răng có tỉ số tiếp xúc tổng $\epsilon_\gamma > 2$:

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 0,9 + 0,4 \sqrt{\frac{2(\epsilon_\gamma - 1)}{\epsilon_\gamma} \frac{c_\gamma (f_{pb} - y_\alpha)}{F_{Ht} / b}} \quad (49)$$

Trong các công thức (48) và (49), sử dụng giá trị lớn hơn của $(f_{pb} - y_{\alpha 1})$ và $(f_{pb} - y_{\alpha 2})$.

5.9.3 Điều kiện giới hạn cho $K_{H\alpha}$ và $K_{F\alpha}$

Khi, phù hợp với các công thức (48) và (49), và

$$\text{Khi } K_{H\alpha} = K_{F\alpha} > \frac{\epsilon_\gamma}{\epsilon_\alpha Z_e^2}, \text{ thì đối với } K_{H\alpha} \text{ và } K_{F\alpha} \text{ thay thế } \frac{\epsilon_\gamma}{\epsilon_\alpha Z_e^2} \quad (50)$$

Và khi $K_{H\alpha} < 1,0$ và tương ứng với $K_{F\alpha} < 1,0$ thì thay thế $K_{H\alpha}$ và $K_{F\alpha}$ bằng giá trị giới hạn 1,0.

Nên lựa chọn độ chính xác của các bánh răng nghiêng sao cho $K_{H\alpha}$ và $K_{F\alpha}$ không lớn hơn ϵ_α . Hệ quả là có thể cần thiết phải giới hạn các dung sai sai lệch bước cơ sở của các bánh răng có cấp chất lượng thấp.

TCVN 12131:2017

5.9.4 Lượng dư chạy rà, y_α

a) Đối với St, V:

$$y_\alpha = \frac{160}{\sigma_{Hlim}} f_{pb} \quad (51)$$

- Nếu $v \leq 5$ m/s, không có sự hạn chế;
- Nếu $5 \text{ m/s} < v < 10$ m/s, giới hạn trên của $y_\alpha = 12800/\sigma_{Hlim}$, tương ứng với $f_{pb} < 80 \mu\text{m}$;
- Nếu $v > 10$ m/s, giới hạn trên của $y_\alpha = 6400/\sigma_{Hlim}$, tương ứng với $f_{pb} < 40 \mu\text{m}$.

b) Đối với Eh, IF, NT (nitr.) et NV (nitr.):

$$y_\alpha = 0,075f_{pb} \quad (52)$$

Đối với tất cả các vận tốc có sự hạn chế giới hạn trên của $y_\beta = 3 \mu\text{m}$, tương ứng với $f_{pb} = 40 \mu\text{m}$.

6 Tính toán độ bền lâu bề mặt (tróc rỗ)

6.1 Công thức cơ bản

6.1.1 Quy định chung

Tính toán độ bền lâu của bề mặt dựa trên ứng suất tiếp xúc σ_H tại điểm ăn khớp hoặc tại điểm bên trong (thấp nhất) của tiếp xúc một cặp răng. Phải sử dụng giá trị lớn hơn trong hai giá trị thu được để xác định khả năng của độ bền lâu bề mặt. Ứng suất tiếp xúc σ_H và ứng suất tiếp xúc cho phép σ_{HP} phải được tính toán tách biệt cho bánh răng lớn và bánh răng bé; σ_H phải $\leq \sigma_{HP}$.

6.1.2 Xác định ứng suất tiếp xúc, σ_H cho bánh răng bé

Ứng suất tiếp xúc σ_H cho bánh răng bé được tính toán như sau:

$$\sigma_{H0} = Z_B \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{HB} K_{H\alpha}} \leq \sigma_{HP} \quad (53)$$

Với

$$\sigma_{H0} = Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_b} \frac{u \pm 1}{u}} \quad (\text{sử dụng dấu âm cho các bánh răng ăn khớp trong}) \quad (54)$$

Trong đó:

σ_{H0} Là ứng suất tiếp xúc danh nghĩa tại điểm ăn khớp; đây là ứng suất được tạo ra trong ăn khớp răng không có vết nứt (không có sai số) bởi tác dụng của mômen (tính danh nghĩa);

b Là chiều rộng răng (đối với bánh răng nghiêng chữ V, $b = 2b_e$) và giá trị b của các bánh răng đối tiếp là giá trị nhỏ hơn của các chiều rộng răng tại các vòng chia của bánh răng bé và bánh răng lớn, khi bỏ qua bất cứ cạnh vát ngang hoặc góc lượn đầu mút răng có chủ định nào, không bao gồm các phần không được tôi của các profin răng bánh răng được tôi bề mặt hoặc các vùng chuyển tiếp;

Z_B Là hệ số tiếp xúc của một cặp răng cho bánh răng bé (xem 6.2).

6.1.3 Xác định ứng suất tiếp xúc, σ_H cho bánh răng lớn

Ứng suất tiếp xúc σ_H cho bánh răng lớn được tính toán như sau:

$$\sigma_H = Z_D \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \leq \sigma_{HP} \quad (55)$$

Trong đó:

Z_D Là hệ số tiếp xúc của một cặp răng đối với bánh răng lớn (xem 6.2).

Tải trọng tiếp tuyến tổng trong trường hợp các truyền động bánh răng có nhiều đường truyền, các hệ thống bánh răng hành tinh hoặc các truyền động bánh răng ghép không được phân bố hoàn toàn đều trên các cặp bánh răng riêng (phụ thuộc vào thiết kế, vận tốc tiếp tuyến và độ chính xác chế tạo). Đặc điểm này phải được tính đến bằng cách thay thế K_V, K_A cho K_A trong công thức (53) và công thức (55) để điều chỉnh tải trọng tiếp tuyến trung bình cho mỗi ăn khớp răng khi cần thiết, xem Điều 5.

6.1.4 Xác định ứng suất tiếp xúc cho phép, σ_{HP} đối với tuổi thọ dài

Trong tiêu chuẩn này sử dụng phương pháp B của TCVN 7578-2:2006 (ISO 6336-2:1996).

$$\sigma_{HPref} = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_{Hlim}} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X = \frac{\sigma_{HG}}{S_{Hmin}} \quad (56)$$

Phải thu được ứng suất tiếp xúc cho phép (tuổi thọ dài) từ công thức (56) với các hệ số ảnh hưởng σ_{Hlim} , S_{Hmin} , Z_L , Z_V , Z_R , Z_W và Z_X được tính toán theo tiêu chuẩn này. Tuy nhiên, theo TCVN 7578-2 (ISO 6336-2), các giá trị của σ_{Hlim} có hiệu lực đối với số chu kỳ tải trọng $N_L = 5 \times 10^7$ (đối với St, V, Eh) hoặc số chu kỳ tải trọng 2×10^8 (đối với IF, NT (nitr.), NV (nitr.), NV (nitrocar.)). Số chu kỳ tải trọng này có thể bị vượt quá trong tuổi thọ của một bánh răng trong ngành hàng hải. Nếu không xảy ra trường hợp này, cần tham khảo TCVN 7578-2 (ISO 6336-2) về phạm vi tuổi thọ giới hạn. Hơn nữa, các giá trị của σ_{HPref} thu được từ công thức (56) có thể thay thế cho σ_{HP} , các điều kiện tối ưu đã cho, vật liệu, bôi trơn, chế tạo và kinh nghiệm; theo cách khác, các giá trị của σ_{HP} thu được đối với chất lượng vật liệu MQ theo TCVN 7578-5 (ISO 6336-5) khi sử dụng công thức (57):

Đối với St, V, Eh:

$$\sigma_{HP} = 0,92 \sigma_{HPref} \left(\frac{10^{10}}{N_L} \right)^{0,0157} = \frac{\sigma_{HG}}{S_{Hmin}} \quad (57)$$

Đối với IF, NT (nitr.), NV (nitr.), NV (nitrocar.):

$$\sigma_{HP} = 0,92 \sigma_{HPref} \left(\frac{10^{10}}{N_L} \right)^{0,0096} = \frac{\sigma_{HG}}{S_{Hmin}}$$

TCVN 12131:2017

6.1.5 Hệ số an toàn đối với độ bền lâu bề mặt, S_H

Phải tính toán S_H riêng biệt cho bánh răng bé và bánh răng lớn:

$$S_H = \frac{\sigma_{HG}}{\sigma_H} > S_{H\min} \quad (58)$$

Với σ_{HG} đối với độ bền lâu tuân theo công thức (57); σ_H phải phù hợp với công thức (53) cho bánh răng bé, và phù hợp với công thức (55) cho bánh răng lớn (xem 6.1.1).

CHÚ THÍCH: Đây là hệ số an toàn tính toán về mặt ứng suất tiếp xúc (áp suất Hertz). Hệ số tương ứng có liên quan đến khả năng chịu mômen xoắn bằng bình phương của S_H .

Về hệ số an toàn nhỏ nhất đối với độ bền lâu bề mặt, $S_{H\min}$, và xác suất hư hỏng, xem 4.1.3 của ISO 6336-1:1996.

6.2 Các hệ số tiếp xúc của một cặp răng, Z_B, Z_D

Khi $Z_B > 1$ hoặc $Z_D > 1$, sử dụng các hệ số Z_B và Z_D để biến đổi ứng suất tiếp xúc tại điểm ăn khớp của các bánh răng trụ răng thẳng thành ứng suất tiếp xúc tại giới hạn bên trong (thấp nhất) của tiếp xúc một cặp răng của bánh răng bé hoặc bánh răng lớn. Xem 6.1.1.

a) Bánh răng ăn khớp trong

Z_D luôn luôn được lấy bằng đơn vị

b) Bánh răng trụ răng thẳng

Xác định M_1 (thương số của $\rho_{rel C}$ tại điểm ăn khớp và $\rho_{rel S}$ tại giới hạn bên trong (điểm thấp nhất) của tiếp xúc một cặp răng của bánh răng bé) và M_2 (thương số của $\rho_{rel C}$ và $\rho_{rel D}$ của bánh răng lớn) như sau:

$$M_1 = \frac{tg\alpha_w}{\sqrt{\left[\sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2} - 1} - \frac{2\pi}{z_1} \right] \left[\sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2} - 1} - (\epsilon_\alpha - 1) \frac{2\pi}{z_2} \right]}} \quad (59)$$

$$M_2 = \frac{tg\alpha_w}{\sqrt{\left[\sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2} - 1} - \frac{2\pi}{z_2} \right] \left[\sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2} - 1} - (\epsilon_\alpha - 1) \frac{2\pi}{z_1} \right]}} \quad (60)$$

(Về tính toán tỉ số tiếp xúc profile răng ϵ_α , xem 6.5.2).

Nếu $M_1 > 1$ thì $Z_B = M_1$; nếu $M_1 \leq 1$ thì $Z_B = 1,0$.

Nếu $M_2 > 1$ thì $Z_D = M_2$; nếu $M_2 \leq 1$ thì $Z_D = 1,0$.

c) Bánh răng nghiêng có $\epsilon_\beta \geq 1$

$$Z_B = Z_D = 1$$

d) Bánh răng nghiêng có $\epsilon_\beta < 1$

Z_B và Z_D được xác định bằng nội suy tuyến tính giữa các giá trị cho truyền động bánh răng trụ răng thẳng và răng nghiêng với $\epsilon_\beta \geq 1$:

$$\begin{aligned} Z_B &= M_1 - \epsilon_\beta (M_1 - 1); Z_B \geq 1 \\ Z_D &= M_2 - \epsilon_\beta (M_2 - 1); Z_D \geq 1 \end{aligned} \quad (61)$$

Nếu Z_B hoặc Z_D được đặt là đơn vị, các ứng suất tiếp xúc tính toán theo các công thức (53) hoặc (55) là các giá trị cho ứng suất tiếp xúc tại mặt trụ lăn.

Các công thức trong 6.2 áp dụng cho tính toán ứng suất tiếp xúc khi điểm ăn khớp nằm trên đường tiếp xúc. Nếu điểm ăn khớp là yếu tố quyết định và nằm ngoài đường tiếp xúc thì Z_B và/hoặc Z_D hoặc cả hai phải được xác định đối với tiếp xúc tại vòng đỉnh liền kề. Đối với các bánh răng nghiêng khi ϵ_β nhỏ hơn 1,0, phải xác định Z_B và Z_D bằng nội suy tuyến tính giữa các giá trị (được xác định tại điểm ăn khớp hoặc tại vòng đỉnh liền kề khi thích hợp) cho các bánh răng trụ răng thẳng và các bánh răng trụ răng nghiêng có $\epsilon_\beta \geq 1$.

6.3 Hệ số vùng, Z_H

Hệ số vùng Z_H giải thích cho sự ảnh hưởng đến áp suất Hertz của độ cong profin răng tại điểm ăn khớp và sự biến đổi lực tiếp tuyến tại mặt trụ tham chiếu thành lực pháp tuyến tại mặt trụ lăn

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b \cos \alpha_{wt}}{\cos^2 \alpha_t \sin \alpha_{wt}}} \quad (62)$$

6.4 Hệ số đàn hồi, Z_E

Hệ số đàn hồi Z_E tính đến các ảnh hưởng của đặc tính vật liệu E (môđun đàn hồi) và ν (hệ số Poisson) đến ứng suất tiếp xúc. Vì tiêu chuẩn này chỉ áp dụng cho các bánh răng bằng thép cho nên Z_E là cố định

$$Z_E = 189,8 \quad (63)$$

6.5 Hệ số của tỉ số tiếp xúc Z_ϵ

6.5.1 Quy định chung

Hệ số của tỉ số tiếp xúc Z_ϵ tính đến ảnh hưởng của tiếp xúc ngang và tỉ số trùng khớp đến khả năng tải bề mặt của các bánh răng trụ.

a) Bánh răng trụ răng thẳng

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}} \quad (64)$$

Giá trị bảo toàn $Z_\epsilon = 1,0$ có thể lựa chọn được cho các bánh răng trụ răng thẳng có tỉ số tiếp xúc nhỏ hơn 2,0.

TCVN 12131:2017

b) Bánh răng nghiêng

Nếu $\epsilon_\beta < 1$, thì

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3} (1 - \epsilon_\beta) + \frac{\epsilon_\beta}{\epsilon_\alpha}} \quad (65)$$

Nếu $\epsilon_\beta > 1$, thì:

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}} \quad (66)$$

6.5.2 Tỷ số tiếp xúc ngang, ϵ_α

$$\epsilon_\alpha = g_n / p_{bt} \quad (67)$$

Với chiều dài đường tiếp xúc

$$g_n = \frac{1}{2} \left[\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} \pm \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \right] - a \sin \alpha_{wt} \quad (68)$$

Và bước cơ sở ngang:

$$p_{bt} = m_t \pi \cos \alpha_t \quad (69)$$

Dấu dương được dùng cho các bánh răng ăn khớp ngoài, dấu âm cho các bánh răng ăn khớp trong.

Công thức (69) chỉ có hiệu lực nếu đường tiếp xúc được giới hạn có hiệu lực bằng vòng đỉnh răng của bánh răng bé động và bánh răng lớn và không có hiệu lực, ví dụ như, đối với các prôfin răng có cắt chân răng.

6.5.3 Tỷ số trùng khớp (đọc), ϵ_β

$$\epsilon_\beta = \frac{b \sin \beta}{\pi m_n} \quad (70)$$

Về định nghĩa cho chiều rộng răng, xem 6.1.2.

6.6 Hệ số góc của đường xoắn vít, Z_β

Hệ số góc của đường xoắn vít, Z_β tính đến ảnh hưởng đến ứng suất bề mặt của góc đường xoắn vít.

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} \quad (71)$$

6.7 Trị số ứng suất cho phép (tiếp xúc), σ_{Hlim}

TCVN 7578-5 (ISO 6336-5) cung cấp thông tin về các vật liệu thông dụng cho bánh răng, các phương pháp nhiệt luyện và ảnh hưởng của chất lượng bánh răng đến các giá trị đối với trị số ứng suất cho phép σ_{Hlim} thu được từ các kết quả thử của các bánh răng kiểu tham chiếu tiêu chuẩn.

Về các yêu cầu liên quan đến vật liệu và nhiệt luyện cho các chất lượng ML, MQ, ME và MX, cũng xem

TCVN 7578-5 (ISO 6336-5). Phải lựa chọn chất lượng vật liệu MQ cho các bánh răng trong ngành hàng hải, trừ khi có thỏa thuận khác.

6.8 Ảnh hưởng đến sự tạo thành màng bôi trơn, Z_L , Z_V và Z_R

6.8.1 Quy định chung

Như đã mô tả trong TCVN 7578-2 (ISO 6336-2), Z_L giải thích ảnh hưởng của độ nhớt danh nghĩa của chất bôi trơn, Z_V , ảnh hưởng của các vận tốc mặt bên răng và Z_R giải thích ảnh hưởng của nhám bề mặt đến sự tạo thành màng chất bôi trơn trong vùng tiếp xúc. Phương pháp B của TCVN 7578-2:2006 (ISO 6336-2:1996) được sử dụng trong tiêu chuẩn này.

Phải xác định các hệ số cho vật liệu mềm hơn khi độ cứng của các bánh răng ăn khớp khác nhau.

6.8.2 Hệ số bôi trơn, Z_L

Có thể tính toán Z_L theo các công thức (72) đến (75):

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4(1,0 - C_{ZL})}{\left[1,2 + \frac{80}{v_{50}}\right]^2} = C_{ZL} + \frac{4(1,0 - C_{ZL})}{\left[1,2 + \frac{134}{v_{40}}\right]^2} \quad (72)$$

a) Nếu $\sigma_{Hlim} < 850 \text{ N/mm}^2$, thì

$$C_{ZL} = 0,83 \quad (73)$$

b) Nếu $850 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{Hlim} \leq 1200 \text{ N/mm}^2$, thì

$$C_{ZL} = \frac{\sigma_{Hlim}}{4375} + 0,6357 \quad (74)$$

c) nếu $\sigma_{Hlim} > 1200 \text{ N/mm}^2$, thì

$$C_{ZL} = 0,91 \quad (75)$$

Theo cách khác, có thể tính toán Z_L từ công thức (76):

$$Z_L = C_{ZL} + 4(1,0 - C_{ZL})v_f \quad (76)$$

Trong đó

$$v_f = 1 / (1,2 + 80v_{50})^2$$

Khi sử dụng các thông số độ nhớt từ Bảng 5.

Bảng 5 - Các thông số độ nhớt

Cấp độ nhớt ISO	VG 32 ^a	VG 46 ^a	VG 68 ^a	VG 100	VG 150	VG 220	VG 320
Độ nhớt danh nghĩa							
ν_{40} mm ² /s	32	46	68	100	150	220	320
ν_{50} mm ² /s	21	30	43	61	89	125	180
Thông số độ nhớt	0,040	0,067	0,107	0,158	0,227	0,295	0,370
ν_f							

^a Chỉ đối với truyền động có vận tốc cao.

6.8.3 Hệ số vận tốc, Z_v

Có thể tính toán Z_v theo các công thức (77) và (78):

$$Z_v = C_{zv} + \frac{2(1,0 - C_{zv})}{\sqrt{0,8 + \frac{32}{v}}} \quad (77)$$

Trong đó

$$C_{zv} = C_{zL} + 0,02 \quad (78)$$

Về các giá trị của C_{zL} , xem các công thức (73) đến (75)

Theo cách khác, có thể tính toán Z_v theo công thức (79):

$$Z_v = C_{zv} + 2(1,0 - C_{zv})\nu_p \quad (79)$$

Trong đó thông số vận tốc $\nu_p = 1/(0,8 + 32/\nu)^{0,5}$

6.8.4 Hệ số nhám bề mặt, Z_R

6.8.4.1 Tính toán Z_R

Có thể tính toán Z_R theo các công thức sau:

$$Z_R = \left(\frac{3}{R_{z10}} \right)^{C_{zR}} \quad (80)$$

Trong đó:

$$Z_R = \left(\frac{1,29a^{\nu^3}}{R_{z1} + R_{z2}} \right)^{C_{zR}} \quad (81)$$

6.8.4.2 Giá trị độ nhám

$$R_z = \frac{R_{z1} + R_{z2}}{2} \quad (82)$$

$R_{z1,2}$ được đo trên một vài profin răng. Phải xác định độ nhám trung bình R_{z1} (cho profin bánh răng bé) và độ nhám trung bình R_{z2} (cho profin bánh răng lớn) đối với trạng thái bề mặt sau chế tạo của chúng, bao gồm cả bất cứ sự xử lý chạy rà nào được đặt kế hoạch cho quá trình chế tạo, đưa vào vận hành hoặc trong vận hành, khi để bảo đảm an toàn, quá trình chạy rà sẽ phải xảy ra. Nếu độ nhám đã công bố là một giá trị R_a (= giá trị CLA; = giá trị AA), có thể sử dụng phép tính gần đúng sau để chuyển đổi.

$$R_a = \text{CLA} = \text{AA} = \frac{R_z}{6} \quad (83)$$

$$R_{z10} = R_z \sqrt[3]{\frac{10}{\rho_{\text{red}}}} \quad (84)$$

$$\rho_{\text{red}} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} \quad (85)$$

Trong đó:

$$\rho_{1,2} = 0,5d_{b1,2} \tan \alpha_t \quad (86)$$

(Cũng áp dụng được cho các bánh răng ăn khớp trong, d_b , sau đó lấy dấu âm).

6.8.4.3 Chỉ số phụ thuộc vật liệu, C_{ZR}

a) Nếu $\sigma_{\text{Hlim}} < 850 \text{ N/mm}^2$, thì

$$C_{ZR} = 0,15 \quad (87)$$

b) Nếu $850 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{\text{Hlim}} \leq 1200 \text{ N/mm}^2$, thì

$$C_{ZR} = 0,32 - 0,0002\sigma_{\text{Hlim}} \quad (88)$$

c) Nếu $\sigma_{\text{Hlim}} > 1200 \text{ N/mm}^2$, thì

$$C_{ZR} = 0,08 \quad (89)$$

6.9 Hệ số biến cứng khi gia công, Z_w

Như đã mô tả trong TCVN 7578-2 (ISO 6336-2), hệ số biến cứng khi gia công, Z_w tính đến độ bền lâu bề mặt tăng lên do ăn khớp của một bánh răng lớn bằng thép (thép kết cấu, thép được tôi thể tích) với một bánh răng bé cứng hơn một cách đáng kể ($\approx 200\text{HV}$ hoặc lớn hơn) so với bánh răng lớn và có các mặt bên răng nhẵn bóng ($R_z \leq 6 \mu\text{m}$, nếu không, các ảnh hưởng của mài mòn không được bao gồm trong tiêu chuẩn này). Áp dụng phương pháp B của TCVN 7578-2:2006 (ISO 6336-2:1996) như sau:

Nếu $\text{HB} < 130$ thì

$$Z_w = 1,2 \quad (90)$$

Nếu $130 \leq \text{HB} \leq 470$, thì

$$Z_w = 1,2 - \frac{\text{HB} - 130}{1700} \quad (91)$$

TCVN 12131:2017

Nếu HB > 470 thì

$$Z_w = 1,0 \quad (92)$$

Trong đó HB là độ cứng Brinell của các sườn răng của bánh răng mềm hơn của cặp bánh răng.

6.10 Hệ số cỡ kích thước, Z_x

Z_x có tính đến số liệu thống kê đã chỉ ra rằng các mức ứng suất tại đó hư hỏng do mỏi sinh ra sẽ giảm đi cùng với việc tăng cỡ kích thước của bộ phận (số lượng lớn hơn của các điểm yếu trong kết cấu), là hậu quả của ảnh hưởng đến các khuyết tật bên dưới bề mặt có các gradient ứng suất nhỏ hơn đã xảy ra (phân tích ứng suất lý thuyết) và ảnh hưởng của cỡ kích thước đến chất lượng vật liệu (ảnh hưởng đến quá trình rèn, các thay đổi trong cấu trúc, v.v...). Các thông số ảnh hưởng quan trọng là:

- Chất lượng vật liệu (sự nạp liệu vào lò, độ sạch, rèn);
- Nhiệt luyện, chiều sâu biến cứng, sự phân bố của lớp biến cứng;
- Bán kính cong của mặt bên răng;
- Môđun: trong trường hợp tôi bề mặt, chiều sâu của lớp biến cứng so với cỡ kích thước của răng (ảnh hưởng đỡ của lõi).

Đối với các bánh răng được tôi thể tích và đối với các bánh răng được tôi bề mặt với chiều sâu của lớp tôi bề mặt thích hợp so với cỡ kích thước của răng và các bán kính cong tương đối, hệ số cỡ kích thước Z_x được lấy bằng 1,0.

7 Tính toán độ bền uốn của răng

7.1 Công thức cơ bản

7.1.1 Quy định chung

Như đã quy định trong TCVN 7578-3 (ISO 6336-3), ứng suất kéo lớn nhất tại chân răng không thể vượt quá ứng suất uốn cho phép đối với vật liệu. Đây là cơ sở cho đánh giá độ bền uốn của các răng bánh răng.

Phải tính toán tách biệt ứng suất uốn thực ở chân răng σ_F và ứng suất uốn cho phép σ_{FP} cho bánh răng bé và bánh răng lớn; σ_F phải nhỏ hơn σ_{FP} .

7.1.2 Xác định ứng suất uốn ở chân răng, σ_F

Tiêu chuẩn này sử dụng phương pháp B của TCVN 7578-3:2006 (ISO 6336-3:1996).

Tính toán ứng suất uốn ở chân răng như sau:

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_A K_V K_{FB} K_{Fz} \leq \sigma_{FP} \quad (93)$$

Với

$$\sigma_{F0} = \frac{F_1}{bm_n} Y_F Y_S Y_B \quad (94)$$

Trong trường hợp các truyền động bánh răng có nhiều đường truyền, các hệ thống bánh răng hành tinh hoặc các truyền động bánh răng của đường truyền ghép, tải trọng tiếp tuyến tổng không hoàn toàn phân bố đều trên các ăn khớp răng riêng (phụ thuộc vào thiết kế, vận tốc tiếp tuyến và độ chính xác chế tạo). Đặc điểm này phải được tính đến bằng cách thay thế K_v, K_A cho K_A trong công thức (93) để điều chỉnh tải trọng tiếp tuyến trung bình cho mỗi ăn khớp răng khi cần thiết (xem Điều 5).

Khi chiều rộng răng b (đối với bánh răng nghiêng chữ V, $b = 2b_B$) lớn hơn chiều rộng răng của bánh răng đối tiếp, độ bền uốn của các răng phải dựa trên chiều rộng răng nhỏ hơn cộng với một chiều dài không vượt quá một môđun của bất cứ phần kéo dài nào tại mỗi đầu mút. Tuy nhiên, nếu biết trước rằng, do có độ vòng hoặc cạnh vát ở đầu mút răng, sự tiếp xúc không kéo dài tới đầu mút của mặt răng thì phải sử dụng chiều rộng răng nhỏ hơn, cho cả bánh răng bé và bánh răng lớn. Chiều rộng răng b là chiều rộng răng tại mặt trụ chân răng của bánh răng.

7.1.3 Xác định ứng suất cho phép ở chân răng, σ_{FP}

$$\sigma_{FPrel} = \frac{\sigma_{FE}}{S_{Fmin}} Y_{RelT} Y_{RelB} Y_X = \frac{\sigma_{FG}}{S_{Fmin}} \quad (95)$$

Theo TCVN 7578-3 (ISO 6336-3), các giá trị σ_{Fim} và σ_{FE} có hiệu lực đối với số chu kỳ tải trọng $N_L = 3 \times 10^6$. Số chu kỳ tải trọng này có thể bị vượt quá trong tuổi thọ của bánh răng trong ngành hàng hải. Nếu không xảy ra trường hợp này, cần tham khảo TCVN 7578-3 (ISO 6336-3) đối với phạm vi tuổi thọ giới hạn. Hơn nữa, các giá trị σ_{HPrel} thu được từ công thức (95) có thể được thay thế cho σ_{FP} , các điều kiện tối ưu đã cho, vật liệu, chế tạo và kinh nghiệm; theo cách khác giá trị của σ_{FP} thu được từ công thức (96):

$$\sigma_{FP} = 0,92 \sigma_{FPrel} \left(\frac{10^{10}}{N_L} \right)^{0,01} = \frac{\sigma_{FG}}{S_{Fmin}} \quad (96)$$

7.1.4 Hệ số an toàn cho độ bền uốn, S_F

Phải tính toán hệ số S_F theo công thức sau:

$$S_F = \frac{\sigma_{FG}}{\sigma_F} \geq S_{Fmin} \quad (97)$$

S_F được tính toán tách biệt cho bánh răng bé và bánh răng lớn, với σ_{FG} được tính toán phù hợp với công thức (95) hoặc (96) khi thích hợp, và σ_F thu được từ công thức (93).

Thông tin thêm về hệ số an toàn và xác suất hư hỏng được cho trong ISO 6336-1:1996, 1.3.

TCVN 12131:2017

7.2 Hệ số dạng răng, Y_F

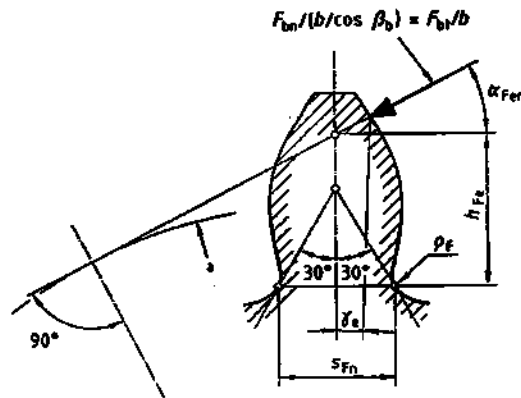
7.2.1 Quy định chung

Y_F là hệ số dạng răng tính đến ảnh hưởng của dạng răng đến ứng suất uốn danh nghĩa. Y_F có liên quan đến tác dụng của tải trọng ở giới hạn ngoài cùng của tiếp xúc một cặp răng (phương pháp B của TCVN 7578-3:2006 (ISO 6336-3:1996)).

Các giá trị của Y_F được xác định cho các bánh răng trụ răng thẳng và các bánh răng trụ răng thẳng quy đổi của các bánh răng nghiêng. Các bánh răng trụ răng thẳng quy đổi có số răng quy đổi z_n . Về tính toán z_n và các thông số khác của bánh răng quy đổi, xem 7.2.4.

Phải xác định Y_F khác biệt cho bánh răng bé và bánh răng lớn từ công thức sau (xem Hình 3).

$$Y_F = \frac{\frac{6h_{Fe} \cos \alpha_{Fen}}{m_n}}{\left(\frac{s_{Fn}}{m_n}\right)^2 \cos \alpha_n} \tag{98}$$



• **Vòng cơ sở**

Hình 3 - Xác định các kích thước của dây cung chân răng tại tiết diện tới hạn

Các công thức đã cho ở đây áp dụng cho tất cả các profile góc của thanh răng có và không có cát chân răng, nhưng với các hạn chế sau:

- a) Điểm tiếp xúc của tiếp tuyến 30° nằm trên góc lượn chân răng;
- b) profile góc của thanh răng của truyền động bánh răng có một góc lượn chân răng;
- c) Các răng được tạo ra khi sử dụng các dụng cụ cắt như dao phay lăn răng hoặc dao bào răng có răng dạng thanh răng.

TCVN 12131:2017

Bán kính góc lượn chân răng, ρ_F :

$$\frac{\rho_F}{m_n} = \frac{\rho_{FP}}{m_n} + \frac{2G^2}{\cos\theta(z_n \cos^2\theta - 2G)} \tag{104}$$

Cánh tay đòn của mô men uốn, h_{Fe} :

$$\alpha_{en} = \arccos\left(\frac{d_{bn}}{d_{en}}\right) \tag{105}$$

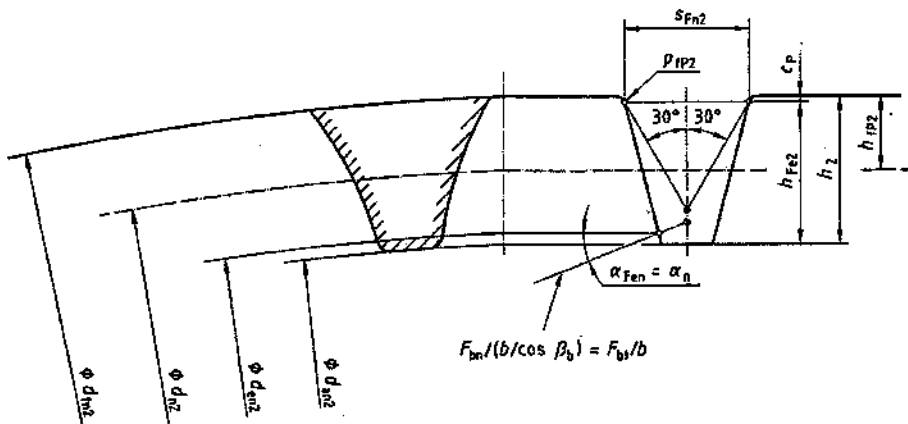
$$\gamma_e = \frac{0,5\pi + 2 \times x \times \text{tg}\alpha_n + \text{inv}\alpha_n - \text{inv}\alpha_{en}}{z_n} \tag{106}$$

$$\alpha_{Fen} = \alpha_{en} - \gamma_e = \text{tg}\alpha_{en} - \text{inv}\alpha_n - \frac{0,5\pi + 2 \times x \times \text{tg}\alpha_n}{z_n} \tag{107}$$

$$\frac{h_{Fe}}{m_n} = 0,5 \left[(\cos\gamma_e - \sin\gamma_e \text{tg}\alpha_{Fen}) \frac{d_{en}}{m_n} - z_n \cos\left(\frac{\pi}{3} - \theta\right) - \frac{G}{\cos\theta} + \frac{\rho_{FP}}{m_n} \right] \tag{108}$$

7.2.3 Bánh răng ăn khớp trong

Giả thiết rằng giá trị của hệ số dạng răng của một thanh răng đặc biệt có thể được thay thế như một giá trị thích hợp của hệ số dạng răng của một bánh răng ăn khớp trong. Profil của thanh răng này nên là một phiên bản của profil gốc của thanh răng được thay đổi sao cho có thể tạo ra profil chuẩn, bao gồm cả vòng đỉnh răng và vòng chân răng, của một bánh răng đôi tiếp chính xác của bánh răng ăn khớp trong. Góc của chiều tải trọng là α_n (xem Hình 5).



Hình 5 - Các thông số dùng để xác định hệ số dạng răng, Y_F , của một bánh răng ăn khớp trong

Các giá trị được sử dụng trong công thức (98) được xác định như sau:

Dây cung pháp tuyến ở chân răng, s_{Fn2} :

$$\frac{S_{Fn2}}{m_n} = 2 \left[\frac{\pi}{4} + \frac{h_{fP2} - \rho_{fP2}}{m_n} \operatorname{tg} \alpha_n + \frac{\rho_{fP2} - S_{pr}}{m_n \cos \alpha_n} - \frac{\rho_{fP2}}{m_n} \cos \frac{\pi}{6} \right] \quad (109)$$

Trong đó

ρ_{fP2} Là bán kính của răng (xem dưới đây)

Cánh tay đòn của mômen uốn, h_{Fe2} :

$$\frac{h_{Fe2}}{m_n} = \frac{d_{an2} - d_{m2}}{2m_n} \left[\frac{\pi}{4} + \left(\frac{h_{fP2}}{m_n} - \frac{d_{an2} - d_{m2}}{2m_n} \right) \operatorname{tg} \alpha_n \right] \operatorname{tg} \alpha_n - \frac{\rho_{fP2}}{m_n} \left(1 - \sin \frac{\pi}{6} \right) \quad (110)$$

Trong đó

ρ_{fP2} Là bán kính của răng (xem dưới đây);

d_{an2} Là giá trị thu được từ công thức (121) có bỏ sung chỉ số dưới dòng 2;

d_{m2} Là giá trị thu được theo cùng một cách như d_m [công thức (121)], lưu ý rằng $d_{m2} - d_{f2} = d_{n2} - d_2$.

Để thu được h_{fP2} từ công thức (111), tham khảo công thức (113) và thông tin có liên quan đối với ρ_{fP2}

$$h_{fP2} = \frac{d_{n2} - d_{m2}}{2} \quad (111)$$

Bán kính góc lượn chân răng ρ_{F2} , bán kính của răng ρ_{fP2} :

Phải sử dụng bán kính góc lượn chân răng ρ_{F2} khi đã biết. Nếu không:

$$\rho_{F2} = \rho_{fP2} = \frac{C_P}{1 - \sin \alpha_n} = \frac{h_{f2} - h_{fN2}}{1 - \sin \alpha} = \frac{d_{N2} - d_{f2}}{2(1 - \sin \alpha_n)} \quad (112)$$

(d_{N2} biểu thị đường kính của một vòng tròn ở gần chân rưng chứa các giới hạn của các prôfin răng hiệu dụng của một bánh răng ăn khớp trong).

Nếu không có đủ các dữ liệu, có thể sử dụng phép tính gần đúng sau:

$$\rho_{F2} = \rho_{fP2} = 0,15m_n \quad (113)$$

Bảo đảm sử dụng dấu một cách chính xác; xem chú thích cuối trang trong Bảng 1.

7.2.4 Các thông số của bánh răng quy đổi

$$\beta_B = \arccos \sqrt{1 - (\sin \beta \cos \alpha_n)^2} \quad (114)$$

$$z_n = \frac{z}{\cos^2 \beta_b \cos \beta} \quad (115)$$

Phép tính gần đúng

$$z_n \approx \frac{z}{\cos^3 \beta} \quad (116)$$

$$\epsilon_{an} = \frac{\epsilon_a}{\cos^2 \beta_b} \quad (117)$$

$$d_n = \frac{d}{\cos^2 \beta_b} = m_n z_n \quad (118)$$

$$p_{bn} = \pi m_n \cos \alpha_n \quad (119)$$

$$d_{bn} = d_n \cos \alpha_n \quad (120)$$

$$d_{en} = d_n + d_a - d \quad (121)$$

$$d_{en} = 2 \frac{z}{|z|} \left\{ \sqrt{\left[\left(\frac{d_{en}}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_{bn}}{2} \right)^2 - \frac{\pi d \cos \beta \cos \alpha_n}{|z|} (\epsilon_{an} - 1) \right]^2} + \left(\frac{d_{bn}}{2} \right)^2 \right\} \quad (122)$$

Giá trị của z là dương đối với bánh răng ăn khớp ngoài và là âm đối với bánh răng ăn khớp trong (xem Điều 3, chú thích cuối trang 2).

7.3 Hệ số hiệu chỉnh ứng suất, Y_s

Hệ số hiệu chỉnh ứng suất Y_s được sử dụng để chuyển đổi ứng suất uốn danh nghĩa thành ứng suất cục bộ ở chân răng. Phải xác định riêng biệt Y_s cho bánh răng bé và bánh răng lớn. Y_s có hiệu lực trong phạm vi $1 \leq q_s < 8$.

$$Y_s = (1,2 + 0,13L) q_s^{1/(1,2+2,3/L)} \quad (123)$$

Trong đó

$$L = \frac{s_{Fn}}{h_{Fe}} \quad (124)$$

$$q_s = \frac{s_{Fn}}{2\rho_F} \quad (125)$$

Với

s_{Fn} Từ công thức (103) đối với các bánh răng ăn khớp ngoài, công thức (109) đối với các bánh răng ăn khớp trong;

h_{Fe} Từ công thức (108) đối với các bánh răng ăn khớp ngoài, công thức (110) đối với các bánh răng ăn khớp trong;

ρ_F Từ công thức (104) đối với các bánh răng ăn khớp ngoài, công thức (113) đối với các bánh răng ăn khớp trong.

7.4 Hệ số góc của đường xoắn vít, Y_β

Ứng suất ở chân răng của một bánh răng trụ răng thẳng quy đổi đã tính toán như một giá trị ban đầu, được chuyển đổi bằng hệ số đường xoắn vít Y_β thành giá trị của bánh răng nghiêng tương ứng. Bằng phương pháp này, đã tính đến hướng nghiêng của các đường tiếp xúc trong ăn khớp (ứng suất nhỏ hơn ở chân răng).

Nếu $\epsilon_\beta > 1$ và $\beta \leq 30^\circ$, thì

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{120^\circ} \quad (126)$$

Nếu $\epsilon_\beta > 1$ và $\beta > 30^\circ$, thì

$$Y_\beta = 0,75 \quad (127)$$

Nếu $\epsilon_\beta \leq 1$ và $\beta \leq 30^\circ$, thì

$$Y_\beta = 1 - \epsilon_\beta \frac{\beta}{120^\circ} \quad (128)$$

Nếu $\epsilon_\beta \leq 1$ và $\beta > 30^\circ$, thì

$$Y_\beta = 1 - 0,25\epsilon_\beta \quad (129)$$

7.5 Độ bền tham chiếu của chân răng, σ_{FE}

TCVN 7578-5 (ISO 6336-5) cung cấp thông tin về các giá trị của σ_{Fm} và σ_{FE} cho các vật liệu bánh răng được sử dụng phổ biến. Tiêu chuẩn đó cũng bao gồm các yêu cầu cho quá trình nhiệt luyện và chất lượng vật liệu cho các cấp chất lượng ML, MQ và ME.

Phải sử dụng cấp chất lượng MQ cho các bánh răng trong ngành hàng hải, trừ khi có quy định khác.

7.6 Hệ số độ nhạy tương đối của rãnh, Y_{srelT}

Y_{srelT} chỉ thị gần đúng dung sai ứng suất dư của vật liệu trong vùng góc lượn chân răng. Tiêu chuẩn này sử dụng phương pháp B của TCVN 7578-3:2006 (ISO 6336-3:1996).

$$Y_{srelT} = \frac{1 + \sqrt{\rho' \chi^*}}{1 + \sqrt{\rho' \chi_T^*}} \quad (130)$$

Trong đó:

ρ' Là chiều dày của lớp trượt được lấy từ Bảng 6 là một hàm số của vật liệu;

χ_T^* Là giá trị cho bánh răng kiểm tham chiếu tiêu chuẩn: $\chi_T^* = 1,2$;

χ^* Là gradient ứng suất tương đối được tính toán theo công thức sau⁹⁾

⁹⁾ Áp dụng cho môđun $m = 5$ mm. Hệ số Y_x bao hàm ảnh hưởng của cỡ kích thước (xem 7.8).

$$z' = 0,2(1 + 2q_s)$$

(131)

Trong đó:

q_s - Là thông số của rãnh thu được từ công thức (125).

Bảng 6 - Các giá trị của chiều dày lớp trượt ρ'

Vật liệu ^a	ρ' mm
NT (nitr.), NV (nitr.), NV (nitrocar.)	0,1005
V	
Giới hạn chảy $\sigma_s = 500 \text{ N/mm}^2$	0,0281
Giới hạn chảy $\sigma_s = 600 \text{ N/mm}^2$	0,0194
Giới hạn tỷ lệ $\sigma_{0,2} = 800 \text{ N/mm}^2$	0,0064
Giới hạn tỷ lệ $\sigma_{0,2} = 1000 \text{ N/mm}^2$	0,0014
Eh, IF	0,0030
^a Về giải thích các chữ viết tắt đã sử dụng, xem Bảng 2.	

7.7 Hệ số bề mặt tương đối, $Y_{R_{\text{eff}}}$

Hệ số bề mặt, $Y_{R_{\text{eff}}}$ giải thích ảnh hưởng đến ứng suất ở chân răng của trạng thái bề mặt ở các chân răng. Ảnh hưởng này chủ yếu phụ thuộc vào nhóm bề mặt ở các góc lượn chân răng.

Ảnh hưởng của trạng thái bề mặt đến độ bền uốn của chân răng không chỉ phụ thuộc vào nhám bề mặt ở các góc lượn chân răng mà còn phụ thuộc vào cỡ kích thước và hình dạng (vấn đề "các hốc lõm trong phạm vi một rãnh"). Vấn đề này chưa được nghiên cứu đầy đủ cho tới hiện nay để có thể tính đến trong tiêu chuẩn này. Phương pháp được áp dụng ở đây chỉ có hiệu lực khi các vết xước hoặc các khuyết tật tương tự có chiều sâu không lớn hơn $2 \times R_z$.

CHÚ THÍCH: $2 \times R_z$ là giá trị được ước lượng sơ bộ.

Ngoài cấu trúc bề mặt, các ảnh hưởng đã biết khác đến độ bền uốn của răng bao gồm các ứng suất nén còn dư (tăng cứng mặt ngoài bằng phun bi), sự oxy hóa ở ranh giới hạt và các tác động hóa học. Khi các góc lượn không được tăng cứng mặt ngoài bằng phun bi, có hình dạng thích hợp hoặc cả hai, nên thay thế một giá trị hơi lớn hơn giá trị thu được từ biểu đồ cho $Y_{R_{\text{eff}}}$. Khi xuất hiện sự oxy hóa ở ranh giới hạt hoặc các tác động hóa học, nên thay thế một giá trị nhỏ hơn giá trị đã chỉ thị trên biểu đồ cho $Y_{R_{\text{eff}}}$.

a) Đối với V, Eh, IF khi $R_z < 1 \mu\text{m}$

$$Y_{R_{\text{eff}}} = 1,12$$

(132)

b) Đối với NT (nitr.), NV(nitr.), NV (nitrocar.) khi $R_z < 1 \mu\text{m}$

$$Y_{Y_{\text{RFeT}}} = 1,025$$

c) Đối với V, Eh, IF nếu $R_z \geq 1 \mu\text{m}$

$$Y_{Y_{\text{RFeT}}} = 1,674 - 0,529 (R_z + 1)^{0,1} \quad (133)$$

d) Đối với NT (nitr.), NV (nitr.), NV (nitrocar.) khi $R_z \geq 1 \mu\text{m}$

$$Y_{Y_{\text{RFeT}}} = 4,299 - 3,259 (R_z + 1)^{0,005} \quad (134)$$

7.8 Hệ số cỡ kích thước, Y_x

Y_x được sử dụng để thừa nhận ảnh hưởng của cỡ kích thước đến

- Sự phân bố có thể xảy ra của các điểm yếu trong cấu trúc vật liệu,
- Các gradient ứng suất về mặt lý thuyết sẽ giảm đi trong vật liệu cùng với việc tăng các kích thước,
- Chất lượng của vật liệu, và
- Xuất hiện các khuyết tật trong quá trình rèn, v.v...

Y_x được tính toán phù hợp với Bảng 7.

Bảng 7 - Hệ số cỡ kích thước (chân răng), Y_x

Vật liệu ^a	Môđun pháp m_n	Hệ số cỡ kích thước Y_x
V	$m_n \leq 5$	$Y_x = 1,0$
	$5 < m_n < 30$	$Y_x = 1,03 - 0,006m_n$
	$m_n \geq 30$	$Y_x = 0,85$
Eh, IF NT (nitr.) NV (nitr.) NV (nitrocar.)	$m_n \leq 5$	$Y_x = 1,0$
	$5 < m_n < 25$	$Y_x = 1,05 - 0,01m_n$
	$m_n \geq 25$	$Y_x = 0,8$

^a Về giải thích các chữ viết tắt đã sử dụng, xem Bảng 2.

Phụ lục A

(Quy định)

Các thông số độ cứng vững của răng c' và c_γ

A.1 Quy định chung

Thông số độ cứng vững của răng biểu thị tải trọng cần thiết trên 1 mm chiều rộng răng, có hướng dọc theo đường tác dụng¹⁰⁾ để tạo ra biến dạng phù hợp với tải trọng lên tới 1 μm của một hoặc nhiều cặp răng không có sai lệch trong tiếp xúc.

Độ cứng vững đơn, c' là độ cứng vững lớn nhất của một cặp răng trong một cặp bánh răng trụ răng thẳng. Độ cứng vững này xấp xỉ bằng độ cứng vững lớn nhất của một cặp răng trong tiếp xúc một cặp răng¹¹⁾. Độ cứng vững đơn c' của bánh răng nghiêng là độ cứng vững lớn nhất theo phương pháp tuyến với đường xoắn vít của một cặp răng.

Độ cứng vững ăn khớp, c_γ là giá trị trung bình của độ cứng vững của tất cả các răng trong ăn khớp răng.

Phương pháp B từ ISO 6336-1:1996 sử dụng trong tiêu chuẩn này áp dụng cho phạm vi $x_1 \geq x_2 \leq 2$.

A.2 Độ cứng vững đơn, c' A.2.1 Tính toán c'

Đối với tải trọng riêng, $F_t K_A / b \geq 100 \text{ N/mm}$:

$$c' = 0,8c'_n C_R C_\beta \cos\beta \quad (\text{A.1})$$

A.2.2 Độ cứng vững đơn lý thuyết, c'_n

$$c'_n = \frac{1}{q'} \quad (\text{A.2})$$

Trong đó:

$$q' = C_1 + \frac{C_2}{Z_m} + \frac{C_3}{Z_{n2}} + (C_4 x_1) + \frac{(C_5 x_1)}{Z_{m1}} 1 + (C_6 x_2) + \frac{(C_7 x_2)}{Z_{n2}} 2 + (C_8 x_1^2) + (C_9 x_2^2) \quad (\text{A.3})$$

¹⁰⁾ Có thể xác định gần đúng độ lệch của răng khi sử dụng F_t (F_m, F_H, \dots) thay cho F_M . Sự chuyển đổi từ F_t thành F_M (tải trọng tiếp tuyến với mặt trụ cơ sở) được bao hàm bởi các hệ số có liên quan, hoặc có thể bỏ qua các thay đổi do sự chuyển đổi này khi so sánh với các độ không ổn định khác (ví dụ, các dung sai của các giá trị đo).

¹¹⁾ Có thể giả thiết là c' tại giới hạn ngoài cùng của tiếp xúc một cặp răng xấp xỉ bằng giá trị lớn nhất của độ cứng vững đơn khi $\epsilon_\alpha > 1,2$.

Bảng A.1 - Các hằng số cho công thức (A.3)

C ₁	C ₂	C ₃	C ₄	C ₅	C ₆	C ₇	C ₈	C ₉
0,04723	0,15551	0,25791	-0,00635	-0,11654	-0,00193	-0,24188	0,00529	0,00182

A.2.3 Hệ số phối bánh răng, C_R

C_R = 1 cho các bánh răng được chế tạo từ các phối dạng đĩa đặc. Đối với các bánh răng khác.

$$C_R = 1 + \frac{\ln(b_s / b)}{5e^{5n/(5m_n)}} \quad (A.4)$$

Các điều kiện biên:

Khi $b_s/b < 0,2$, thay thế $b_s/b = 0,2$;

Khi $b_s/b > 1,2$, thay thế $b_s/b = 1,2$.

Về các ký hiệu, xem Hình A.1.

A.2.4 Hệ số thanh răng cơ sở, C_B

$$C_B = \left[1 + 0,5 \left(1,2 - \frac{h_p}{m_n} \right) \right] \left[1 - 0,02(20^\circ - \alpha_{pn}) \right] \quad (A.5)$$

A.2.5 Thông tin bổ sung

a) Các bánh răng ăn khớp trong: có thể xác định các giá trị gần đúng của độ cứng vững đơn lý thuyết của các răng bánh răng ăn khớp trong từ các công thức (A.2), (A.3) bằng cách thay thế giá trị vô hạn cho z_{n2} .

b) Tải trọng riêng ($F_t K_A / b$) < 100 N/mm²

$$c' = 0,8c_m C_R C_B \cos \beta \left[\frac{F_t K_A}{100b} \right]^{0,25} \quad (A.6)$$

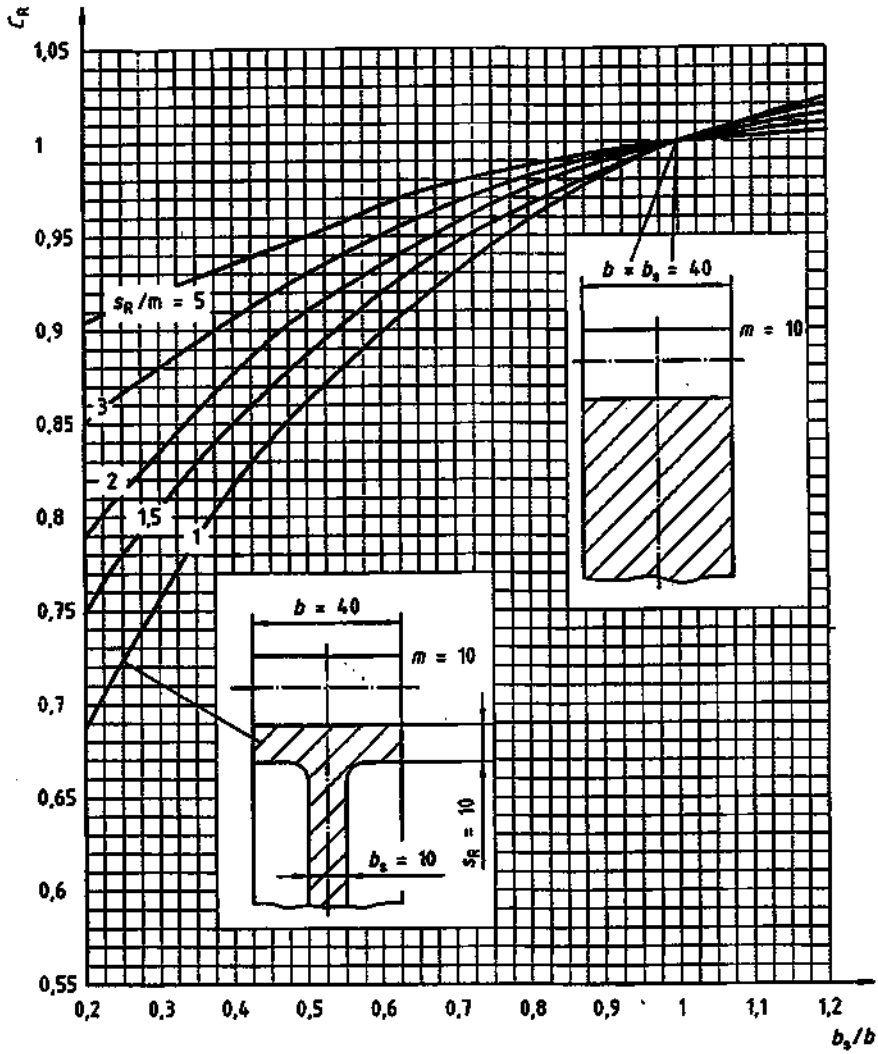
c) Công thức trên dựa trên cơ sở các cặp bánh răng bằng thép, đối với các vật liệu khác và các tổ hợp vật liệu, tham khảo ISO 6336-1:1996, Điều 9.

A.2.6 Độ cứng vững ăn khớp, c_r

Đối với các bánh răng trụ răng thẳng có $\epsilon_\alpha \geq 1,2$ và các bánh răng nghiêng có $\beta \leq 30^\circ$, độ cứng vững ăn khớp:

$$c_r = c'(0,75\epsilon_\alpha + 0,25) \quad (A.7)$$

Với c' theo công thức (A.1).



Hình A.1 - Hệ số phối bánh răng, C_R ; các giá trị trung bình cho các bánh răng đôi tiếp có kết cấu phối bánh răng tương tự hoặc cứng vững hơn

Phụ lục B

(Quy định)

Đặc điểm của các thiết kế bánh răng ít phổ biến

B.1 Hệ số động lực học, K_v cho các bánh răng hành tinh

B.1.1 Quy định chung

Trong các truyền động bánh răng bao gồm nhiều bánh răng ăn khớp như các bánh răng trung gian và trong truyền động bánh răng epixicloit, các bánh răng hành tinh và trung tâm, có một vài tần số riêng. Các tần số riêng này có thể cao hơn hoặc thấp hơn tần số riêng của một cặp bánh răng đơn chỉ có một ăn khớp răng.

Mặc dù các giá trị của K_v đã xác định theo các công thức trong tiêu chuẩn này phải được xem là không có độ tin cậy, tuy nhiên chúng có thể có ích trong đánh giá sơ bộ. Nếu có thể thực hiện được, nên đánh giá lại các giá trị K_v này bằng một phương pháp chính xác hơn.

Nên ưu tiên sử dụng phương pháp A cho phân tích các thiết kế truyền động ít phổ biến. Để có thêm thông tin tham khảo 6.1.1 của ISO 6336-1:1996.

B.1.2 Tính toán khối lượng tương đối của một bánh răng có các răng ăn khớp ngoài

Tham khảo 5.6.2.

B.1.3 Xác định vận tốc cộng hưởng cho các thiết kế bánh răng ít phổ biến

B.1.3.1 Quy định chung

Nên tiến hành việc xác định vận tốc cộng hưởng cho các thiết kế bánh răng ít phổ biến theo phương pháp A. Tuy nhiên, có thể sử dụng các phương pháp khác để tính toán gần đúng các ảnh hưởng. Một số ví dụ như sau:

- a) Trục bánh răng bé có đường kính ở giữa chiều cao răng, d_{m1} xấp xỉ bằng đường kính của trục;
- b) Hai bánh răng đồng trục được liên kết cứng vững;
- c) Một bánh răng lớn được dẫn động bởi hai bánh răng bé;
- d) Các bánh răng hành tinh;
- e) Các bánh răng trung gian.

B.1.3.2 Đường kính trục bánh răng bé bằng đường kính ở giữa chiều cao răng, d_{m1}

Độ cứng vững xoắn cao của trục bánh răng bé được gia tăng đáng kể bởi khối lượng của trục. Như vậy, có thể tính toán vận tốc cộng hưởng theo cách thông thường khi sử dụng khối lượng của bánh răng bé (phần có răng) và độ cứng vững ăn khớp thông thường c_r .

B.1.3.3 Hai bánh răng đồng trục được liên kết cứng vững

Phải tính đến khối lượng của bánh răng lớn hơn trong các bánh răng được liên kết với nhau.

B.1.3.4 Một bánh răng lớn được dẫn động bởi hai bánh răng bé

Vì khối lượng của bánh răng lớn thường lớn hơn nhiều so với khối lượng của các bánh răng bé cho nên mỗi ăn khớp răng có thể được xem như tách biệt nhau, nghĩa là:

- Như một cặp gồm bánh răng bé thứ nhất và bánh răng lớn, và
- Như một cặp gồm bánh răng bé thứ hai và bánh răng lớn.

B.1.3.5 Bánh răng hành tinh

Vì nhiều đường truyền động bao gồm các độ cứng vững rất khác nhau so với độ cứng vững ăn khớp cho nên trạng thái dao động (rung) của các bánh răng hành tinh rất phức tạp. Tính toán các hệ số tải trọng động bằng các công thức đơn giản như phương pháp B thường không hoàn toàn chính xác. Hơn nữa, phương pháp B được thay đổi như sau có thể được sử dụng cho đánh giá K_v lần đầu tiên. Nếu có thể thực hiện được, nên kiểm tra sự đánh giá này bằng phân tích lý thuyết hoặc thực nghiệm tiếp sau một cách chi tiết, hoặc dựa trên kinh nghiệm vận hành. Cũng nên xem các bình luận mở đầu về phụ lục này.

a) Bánh răng trung tâm/bánh răng hành tinh

Khối lượng thu gọn để xác định vận tốc cộng hưởng n_{E1} của bánh răng trung tâm được cho bởi:

$$m_{red} = \frac{J_{pia} J_{sun}}{(p J_{pia}^2 r_{beun}^2) + (J_{sun}^2 r_{bpta}^2)} \tag{B.1}$$

Trong đó:

J_{pia} và J_{sun} Là các mômen quán tính trên một đơn vị chiều rộng răng của một bánh răng hành tinh và bánh răng trung tâm tương ứng, tính bằng kilogam milimet vuông trên milimet ($kg \cdot mm^2/mm$);

$$r_{beun} \approx 0,5d_{beun};$$

$$r_{bpta} \approx 0,5d_{bpta};$$

p Là số bánh răng hành tinh trong tầng bánh răng được xem xét.

Phải sử dụng giá trị m_{red} xác định từ công thức B.1 trong công thức tính toán N (xem 5.6.2.2) khi độ cứng vững ăn khớp xấp xỉ bằng với một bánh răng hành tinh đơn được sử dụng cho độ cứng vững ăn khớp c, và số răng trên bánh răng trung tâm phải được sử dụng cho z_1 .

Về các bánh răng hành tinh, cần lưu ý rằng, F_t trong các công thức (12) đến (14) đối với B_p, B_r, B_k (xem 5.6.2.3) đáp ứng được cho tải trọng tiếp tuyến tổng tác dụng vào bánh răng trung tâm chia cho số bánh răng hành tinh.

b) Bánh răng hành tinh/bánh răng răng trong được liên kết với hộp bánh răng

Trong trường hợp này, khối lượng của bánh răng răng trong có thể được giả thiết là vô hạn. Như vậy, khối lượng tương đối đáp ứng được khối lượng tham chiếu của bánh răng hành tinh. Có thể xác định khối lượng thu gọn như sau:

$$m_{\text{red}} = \frac{J_{\text{pta}}}{r_{\text{bpta}}^2} \quad (\text{B.2})$$

Với ký hiệu như trên.

c) Bánh răng hành tinh/bánh răng răng trong quay

Trong trường hợp này, khối lượng tham chiếu của bánh răng răng trong có thể được xác định như đối với một bánh răng lớn ăn khớp ngoài, và tính toán khối lượng tương đối của bánh răng hành tinh phù hợp với công thức (B.2). Phải sử dụng phương pháp đã mô tả trong B.1.3.4 khi bánh răng răng trong ăn khớp với một vài bánh răng hành tinh.

B.1.3.6 Bánh răng trung gian

Có thể thu được các giá trị gần đúng từ các công thức sau khi bánh răng bé và bánh răng lớn đại khái có cùng một cỡ kích thước, bánh răng trung gian cũng có cỡ kích thước gần như vậy hoặc lớn hơn một chút:

- Khối lượng thu gọn

$$m_{\text{red}} = \frac{2}{\left(\frac{r_{b1}^2}{J_1} + \frac{2r_{b2}^2}{J_2} + \frac{r_{b3}^2}{J_3} \right)} \quad (\text{B.3})$$

- Độ cứng vững ăn khớp

$$c_v = 0,5(c_{v1,2} + c_{v2,3}) \quad (\text{B.4})$$

Trong đó:

J_1, J_2, J_3 Là các mômen quán tính trên một đơn vị chiều rộng răng của bánh răng bé, bánh răng trung gian và bánh răng lớn tính bằng kilogam milimet vuông trên milimet ($\text{kg} \cdot \text{mm}^2 / \text{mm}$);

$c_{v1,2}$ Là độ cứng vững ăn khớp của cặp bánh răng bé và bánh răng trung gian;

$c_{v2,3}$ Là độ cứng vững ăn khớp của cặp bánh răng trung gian và bánh răng lớn (về xác định c_v , xem Phụ lục A). Nên có sự phân tích chính xác hơn nếu vận tốc tham chiếu ở trong phạm vi $0,6 < v < 1,5$.

Nếu bánh răng trung gian lớn hơn nhiều so với các bánh răng bé và bị dẫn hoặc, nếu bánh răng bé hoặc bánh răng lớn nhỏ hơn nhiều so với hai bánh răng kia thì có thể tính toán K_v tách biệt cho mỗi cặp ăn khớp, nghĩa là:

- Đối với tổ hợp bánh răng bé - bánh răng trung gian, và

- Đối với tổ hợp bánh răng trung gian và bánh răng lớn.

TCVN 12131:2017

Các giá trị của m_{red} đã tính toán phù hợp với tính toán nêu trên có thể được thay vào công thức (7) của 5.6.2.2 để xác định vận tốc cộng hưởng.

Nên có sự phân tích chính xác cho các trường hợp không được nêu ra ở đây.

B.2 Các hệ số tải trọng bề mặt, K_{HP} , K_{FB} cho các bánh răng hành tinh đơn giản

Hệ số tải trọng bề mặt tính đến các ảnh hưởng của sự phân bố tải trọng không đều trên chiều rộng răng đến ứng suất bề mặt (K_{HP}) và ứng suất chân răng (K_{FB}).

Theo 7.2.3.1 a) và 7.6.1 của ISO 6336-1:1996, phương pháp C1 thích hợp cho các bánh răng của các bộ truyền bánh răng hành tinh đơn trong đó có các đặc điểm sau¹²⁾.

Giá bánh răng trung tâm hoặc giá bánh răng hành tinh và đôi khi bánh răng răng trong được phép di chuyển; nếu không, có thể đạt được sự phân chia tải trọng giữa các bánh răng hành tinh riêng biệt bằng độ chính xác chế tạo cao hơn, độ mềm dẻo cao hơn hoặc cả hai. Nếu cần thiết, có thể tham khảo các điều đã nêu trên.

Xác định:

- Độ không thẳng hàng ăn khớp do sai lệch chế tạo f_{ma} phù hợp với 5.7.2.2,
- Hệ số chạy rà χ_p phù hợp với 5.7.2.3,
- Độ cứng vững ăn khớp phù hợp với Phụ lục A.

Bất cứ sự phân chia không đều nào của tải trọng tiếp tuyến tổng giữa các bánh răng hành tinh đều được bao hàm bởi hệ số K_v (xem Điều 5). Như vậy, đối với các bánh răng này, $F_m = (F_t K_A K_V K_H)$, và với F_t là tải trọng tiếp tuyến danh nghĩa được truyền cho mỗi ăn khớp răng, cũng là tổng của các tải trọng trên cả hai đường xoắn vít của các bánh răng nghiêng chữ V.

a) Bánh răng trụ răng thẳng và bánh răng nghiêng đơn (xem chú thích cuối trang 5)

- Cặp bánh răng không có thay đổi đường xoắn vít, bánh răng trung tâm (Z)/bánh răng hành tinh (P) được lắp trên trục cố định, cứng vững của bánh răng hành tinh:

$$K_{HP} = 1 + \frac{4000}{3\pi} \rho_{K\beta} \frac{c_Y}{E} \left(\frac{b}{d_z} \right)^2 5,12 + \frac{\kappa_p c_Y f_{ma}}{2F_m / b} \quad (B.5)$$

- Đối với cùng một cặp bánh răng có thay đổi đường xoắn vít (chỉ bù độ lệch xoắn):

K_{HP} phù hợp với công thức (36) và 5.7.2.4.2, và $K_{HP} \geq 1,05$.

- Cặp bánh răng không có thay đổi đường xoắn vít, bánh răng trung tâm (Z)/bánh răng hành tinh (P) với các ngõng trục được lắp trong các ổ trục trong giá bánh răng hành tinh:

¹²⁾ Bỏ qua các lực phục hồi trong các khớp nối răng. Các lực phục hồi dẫn đến sự phân bố tải trọng không đều trên chiều dài răng trong mặt phẳng hướng trục có thể xảy ra khi các chi tiết của truyền động cứng vững và các đặc tính ma sát của các khớp nối mềm không đáp ứng yêu cầu.

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{4000}{3\pi} \kappa_p \frac{c_Y}{E} \left[5,12p \left(\frac{b}{d_z} \right)^2 + 2 \left(\frac{b}{d_p} \right)^4 \left(\frac{l_p}{b} - \frac{7}{12} \right) \right] + \frac{\kappa_p c_Y f_{ma}}{2F_m / b} \quad (\text{B.6})$$

- Đối với cùng một cặp bánh răng có thay đổi toàn bộ đường xoắn vít (độ lệch uốn và xoắn được bù hoàn toàn):

$K_{H\beta}$ phù hợp với công thức (36) của 5.7.2.4.2, và $K_{H\beta} \geq 1,05$.

- Cặp bánh răng không thay đổi đường xoắn vít, bánh răng răng trong (H)/bánh răng hành tinh (P) với các ngõng trục được lắp trong các ổ trục trong giá bánh răng hành tinh:

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{8000}{3\pi} \kappa_p \frac{c_Y}{E} \left(\frac{b}{d_p} \right)^4 \left(\frac{l_p}{b} - \frac{7}{12} \right) + \frac{\kappa_p c_Y f_{ma}}{2F_m / b} \quad (\text{B.7})$$

- Đối với cùng một cặp bánh răng có thay đổi đường xoắn vít (chỉ có độ lệch uốn được bù đắp):

$K_{H\beta}$ phù hợp với công thức (36) của 5.7.2.4.2 và $K_{H\beta} \geq 1,05$

- Cặp bánh răng có hoặc không thay đổi đường xoắn vít, bánh răng răng trong (H)/bánh răng hành tinh (P) được lắp trên trục bánh răng hành tinh cố định, cứng vững;

$K_{H\beta}$ phù hợp với công thức (36) của 5.7.2.4.2 và $K_{H\beta} \geq 1,05$

b) Bánh răng nghiêng chữ V (xem 5.7.2.4 với các chú thích cuối trang 4 và 5).

- Cặp bánh răng không thay đổi đường xoắn vít, bánh răng trung tâm (Z)/bánh răng hành tinh (P) được lắp trên trục bánh răng hành tinh cố định, cứng vững:

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{4000}{3\pi} \kappa_p \frac{c_Y}{E} \left(\frac{2b_B}{d_z} \right)^2 3,2 + \frac{\kappa_p c_Y f_{ma}}{F_m / b_B} \quad (\text{B.8})$$

- Đối với cùng một cặp bánh răng có thay đổi đường xoắn vít (chỉ có độ lệch xoắn được bù đắp, xem 5.7.2.4, chú thích cuối trang 4):

$K_{H\beta}$ phù hợp với công thức (37) của 5.7.2.4.2, và $K_{H\beta} \geq 1,05$

- Cặp bánh răng không thay đổi đường xoắn vít, bánh răng trung tâm (Z)/bánh răng hành tinh (P) với các ngõng trục được lắp trong các ổ trục trong giá bánh răng hành tinh.

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{4000}{3\pi} \kappa_p \frac{c_Y}{E} \left[3,2p \left(\frac{2b_B}{d_z} \right)^2 + 2 \left(\frac{B}{d_p} \right)^4 \left(\frac{l_p}{B} - \frac{7}{12} \right) \right] + \frac{\kappa_p c_Y f_{ma}}{F_m / b_B} \quad (\text{B.9})$$

- Đối với cùng một cặp bánh răng có thay đổi toàn bộ đường xoắn vít (độ lệch uốn và độ lệch xoắn được bù hoàn toàn, xem chú thích cuối trang 7):

$K_{H\beta}$ phù hợp với công thức (37) của 5.7.2.4.2, và $K_{H\beta} \geq 1,05$.

TCVN 12131:2017

- Cặp bánh răng không thay đổi đường xoắn vít, bánh răng răng trong (H)/bánh răng hành tinh (P) với các ngỗng trục được lắp trong các ổ trục của giá bánh răng hành tinh:

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{8000}{3\pi} \kappa_{\beta} \frac{c_{\gamma}}{E} \left(\frac{B}{d_p} \right)^4 \left(\frac{l_p}{B} - \frac{7}{12} \right) + \frac{\kappa_{\beta} c_{\gamma} f_{ma}}{F_m / b_B} \quad (\text{B.10})$$

- Đối với cùng một cặp bánh răng có thay đổi đường xoắn vít (chỉ có độ lệch uốn được bù):

$K_{H\beta}$ phù hợp với công thức (37) của 5.7.2.4.2, và $K_{H\beta} \geq 1,05$.

- Cặp bánh răng có hoặc không có thay đổi đường xoắn vít, bánh răng răng trong (H)/bánh răng hành tinh (P) được lắp trên trục bánh răng hành tinh cố định, cứng vững:

$K_{H\beta}$ phù hợp với công thức (37) của 5.7.2.4.2, và $K_{H\beta} \geq 1,05$.

Phụ lục C

(Tham khảo)

Giá trị hướng dẫn cho hệ số ứng dụng, K_A

C.1 Xác lập các hệ số ứng dụng

Có thể xác lập một cách tốt nhất các hệ số ứng dụng từ sự phân tích tỷ mỉ kinh nghiệm vận hành với một ứng dụng riêng biệt (xem ISO/TR 10495). Đối với các bánh răng trong ngành hàng hải, phải tuân thủ các quy tắc của cơ quan có thẩm quyền phân loại vì các quy tắc này được thiết lập dựa trên kinh nghiệm vận hành rộng lớn. Đối với các bánh răng của bộ phận dẫn động chính của các tàu đi biển, nên có sự nghiên cứu phân tích tỷ mỉ.

Hệ số K_A được sử dụng để thay đổi giá trị F_t , có tính đến các tải trọng bổ sung cho các tải trọng danh nghĩa tác dụng trên các bánh răng từ các nguồn bên ngoài. Nếu không thể xác định được tải trọng tiếp tuyến tương đương (xem 5.3) bằng sự phân tích hệ thống một cách toàn diện hoặc từ các giá trị đo được khi sử dụng các tiêu chí thích hợp cho hư hỏng tích lũy; có thể sử dụng các giá trị hướng dẫn theo thực nghiệm trong C.2.

Đối với các bánh răng trong ngành hàng hải chịu tác dụng của các mômen xoắn cực đại (đỉnh) có chu kỳ (dao động xoắn) và được thiết kế với tuổi thọ vô hạn, hệ số ứng dụng có thể được định nghĩa là tỷ số giữa mômen xoắn cực đại có chu kỳ và mômen xoắn định mức danh nghĩa. Mômen xoắn định mức danh nghĩa được quy định bởi công suất và vận tốc danh định; đó là mômen xoắn được sử dụng trong các tính toán khả năng tải.

Nếu bánh răng chịu tác dụng của một số các tải trọng đã biết vượt quá giá trị của các mômen xoắn cực đại có chu kỳ thì ảnh hưởng này có thể được bao hàm trực tiếp bởi một tiêu chí mỏi tích lũy như đã nêu ở trên, hoặc bởi một hệ số ứng dụng tăng trưởng biểu thị ảnh hưởng của phổ tải trọng.

Khách hàng và nhà sản xuất hoặc thiết kế nên thỏa thuận về giá trị của hệ số ứng dụng trong hợp đồng với cơ quan có thẩm quyền phân loại.

C.2 Giá trị gần đúng cho các hệ số ứng dụng

K_A được sử dụng trong chuẩn bị các thiết kế sơ bộ có thể được lựa chọn từ các giá trị sau:

- Đối với các bánh răng truyền động chính được dẫn động bằng động cơ diesel, $K_A = 1,35$;
- Đối với các bánh răng truyền động chính được dẫn động bằng động cơ tuabin, $K_A = 1,1$.

Đối với các truyền động bánh răng của các máy móc phụ trợ như các thiết bị đã liệt kê trong Bảng C.1, có thể sử dụng các giá trị sau:

TCVN 12131:2017

- Đối với các thiết bị phụ được dẫn động bằng động cơ diesel, $K_A = 1,5$;
- Đối với các thiết bị phụ được dẫn động bằng tuabin hoặc động cơ điện, $K_A = 1,25$;
- Đối với các máy phát điện được dẫn động bằng tuabin, $K_A = 1,1$.

Bảng C.1 - Máy móc phụ trợ

Máy phát điện	Máy bơm chuyển hàng, máy bơm cung cấp
Kính thủy lục nhánh bên	Kính thủy động điều khiển
Kính thủy lục phương vị	Thiết bị kính trên boong
Bất cứ thiết bị nào khác cần thiết cho bảo đảm an toàn của tàu thủy hoặc thiết bị hàng hải tương tự khác	

Phụ lục D

(Tham khảo)

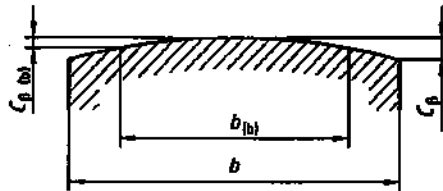
Các giá trị hướng dẫn cho độ vồng và cạnh vát đầu mút răng của các bánh răng trụ**D.1 Quy định chung**

Độ vồng và cạnh vát đầu mút răng được thiết kế hợp lý có ảnh hưởng có lợi đến sự phân bố tải trọng trên chiều rộng răng của bánh răng (xem 5.7). Các chi tiết về thiết kế nên dựa trên sự đánh giá cẩn thận các biến dạng và sai lệch trong chế tạo truyền động bánh răng được xem xét. Nếu các biến dạng là đáng kể thì thay đổi góc của đường xoắn vít có thể được chồng lên trên độ vồng hoặc cạnh vát đầu mút răng, nhưng thay đổi đường xoắn vít một cách thích hợp nên được ưu tiên.

D.2 Giá trị độ vồng, C_p

Quy tắc không bắt buộc sau được rút ra từ kinh nghiệm; giá trị độ vồng (xem Hình D.1) cần thiết để đạt được sự phân bố tải trọng chấp nhận được có thể được xác định như sau:

Tuân theo các giới hạn $10 \mu\text{m} \leq C_p \leq 40 \mu\text{m}$ cộng với dung sai chế tạo $5 \mu\text{m}$ đến $10 \mu\text{m}$ và giá trị $b_{(b)}/b$ có thể lớn hơn 1 đối với các bánh răng không có độ vồng: $C_p \approx 0,5F_{p\text{tot}}$.



Hình D.1 - Giá trị độ vồng $C_{p(b)}$ và chiều rộng, $b_{(b)}$

Để tránh sự quá tải của các đầu mút răng, giá trị độ vồng phải được tính toán như sau:

$$C_p = 0,5(f_{sn} + f_{rB}) \quad (D.1)$$

Khi các bánh răng có kết cấu cứng vững để trong thực tế có thể bỏ qua f_{sn} , hoặc khi các đường xoắn vít đã được thay đổi để bù cho biến dạng ở giữa chiều rộng răng thì có thể sử dụng giá trị độ vồng như sau:

$$C_p = 0,5f_{rB} \quad (D.2)$$

Tuân theo hạn chế $10 \mu\text{m} \leq C_p \leq 25 \mu\text{m}$ cộng với dung sai chế tạo khoảng $5 \mu\text{m}$, 60 % đến 70 % của các giá trị nêu trên là thích hợp cho các bánh răng có độ chính xác rất cao và vận tốc cao.

D.3 Giá trị $C_{I(II)}$ và chiều rộng $b_{(II)}$ của cạnh vát đầu mút răng

D.3.1 Phương pháp C1

Phương pháp này dựa trên một giá trị được giả thiết cho độ không thẳng hàng tương đương của cặp bánh răng không có cạnh vát đầu mút răng, và dựa trên các khuyến nghị về giá trị độ vòng của răng bánh răng.

a) Giá trị của cạnh vát đầu mút răng (xem Hình D.2)

Đối với các bánh răng được tôi thể tích: $C_{I(II)} \approx F_{\beta_{xcv}}$ cộng với dung sai chế tạo 5 μm đến 10 μm .

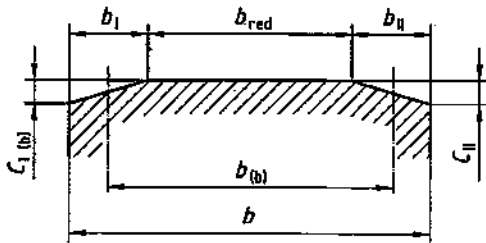
Như vậy, bằng phép tương tự với $F_{\beta_{xcv}}$ trong Điều D.1, $C_{I(II)}$ được tính toán gần đúng như sau:

$$C_{I(II)} = f_{sh} + 1,5f_{HP} \tag{D.3}$$

Đối với các bánh răng được tôi bề mặt và thấm nitơ: $C_{I(II)} \approx 0,5F_{\beta_{xcv}}$ cộng với dung sai chế tạo 5 μm đến 10 μm .

Như vậy, bằng phép tương tự với $F_{\beta_{xcv}}$ trong Điều D.1, $C_{I(II)}$ được tính toán gần đúng như sau:

$$C_{I(II)} = 0,5(f_{sh} + 1,5f_{HP}) \tag{D.4}$$



Hình D.2 - Giá trị $C_{I(II)}$ và chiều rộng $b_{(II)}$ của cạnh vát đầu mút răng

Khi các bánh răng có kết cấu cứng vững để trong thực tế có thể bỏ qua f_{sh} , hoặc khi các đường xoắn vít đã được thay đổi để bù cho biến dạng thì có thể sử dụng độ vòng phù hợp với công thức (D.2).

Đối với các bánh răng có độ tin cậy và chính xác rất cao với các vận tốc tiếp tuyến cao, 60 % đến 70 % của các giá trị nêu trên là thích hợp.

b) Chiều rộng của cạnh vát đầu mút răng

Đối với tải trọng gần như không thay đổi và các vận tốc tiếp tuyến cao hơn: $b_{(II)}$ là giá trị nhỏ hơn trong các giá trị $(0,1b)$ hoặc $(1,0m)$.

Giá trị sau thích hợp cho tải trọng thay đổi, các vận tốc thấp và trung bình:

$$b_{red} = (0,5 \text{ đến } 0,7)b \tag{D.5}$$

D.3.2 Phương pháp C2

Phương pháp này dựa trên độ lệch của các cặp bánh răng khi giả thiết tải trọng phân bố đều trên chiều rộng răng:

$$\delta_{\text{bđh}} = F_m / (bc_r), \text{ hoặc } F_m = F_t K_A K_V \quad (\text{D.6})$$

Đối với các bánh răng có độ tin cậy và chính xác cao với các vận tốc tiếp tuyến cao, các giá trị sau là thích hợp:

$$C_{H\beta} = (2 \text{ đến } 3) \delta_{\text{bđh}} \quad (\text{D.7})$$

$$b_{\text{red}} = (0,8 \text{ đến } 0,9)b \quad (\text{D.8})$$

Đối với các bánh răng tương tự có độ chính xác thấp hơn:

$$C_{H\beta} = (3 \text{ đến } 4) \delta_{\text{bđh}} \quad (\text{D.9})$$

$$b_{\text{red}} = (0,7 \text{ đến } 0,8)b \quad (\text{D.10})$$

Phụ lục E

(Tham khảo)

Kiểm tra và giải thích vết tiếp xúc của răng**E.1 Phạm vi và lĩnh vực ứng dụng**

Phụ lục này mô tả quy trình kiểm tra sự tiếp xúc răng của các thiết bị bánh răng trong ngành hàng hải (cấp chính xác 6 hoặc cao hơn) trong điều kiện không tải hoặc tải trọng riêng phần.

E.2 Phương pháp thử**E.2.1 Quy định chung**

Có hai phương pháp để xác định vết tiếp xúc của răng:

- Thử tiếp xúc (kiểm sự ăn khớp khi không có tải trọng);
- Thử có tải (vết tiếp xúc tại mức tải trọng quy định).

E.2.2 Thử tiếp xúc

Thử tiếp xúc là phương pháp thử tiết kiệm để xác định tổng của tất cả các sai lệch trong chế tạo. Thử tiếp xúc thường được thực hiện trong điều kiện đã lắp ráp hoàn toàn. Nếu không có thân hợp bánh răng, đặc biệt là trong trường hợp các bánh răng lớn thì có thể sử dụng thiết bị thử. Các ứng dụng điển hình là:

- Các bánh răng lớn dùng cho các truyền động trong ngành hàng hải, và
- Các bánh răng được lắp trên boong.

Các hệ số ảnh hưởng chính đến tiếp xúc của răng khi không tải được cho trong Bảng E.1.

Bảng E.1 - Các hệ số ảnh hưởng chính đến tiếp xúc của răng khi không tải

Sai lệch của răng	Sai lệch của thân hộp	Sai lệch của trục	Dung sai của ổ trục
Sai lệch bước răng	Sai lệch góc của trục	Độ đảo chiều trục	Khe hở ổ trục
Sai lệch profile răng	Sai lệch độ nghiêng của trục		Độ đồng tâm
Sai lệch bước đường xoắn vít			

E.2.3 Thử có tải

Thử có tải được áp dụng cho các bánh răng có tải trọng lớn, có thay đổi profile răng hoặc thay đổi bước

đường xoắn vít hoặc cả hai, để so sánh vết tiếp xúc thực với các dữ liệu thu được bằng tính toán. Để tiến hành thử nghiệm, tải trọng được tăng lên với các bước tăng hợp lý để có thể dự đoán được sự phân bố tải trọng lúc toàn tải. Ở giai đoạn tải trọng thấp nhất, các bánh răng phải đạt được vị trí cuối cùng của chúng. Trình tự điển hình của các giai đoạn tải trọng là: 5 %, 25 %, 50 %, 75 %, 100 % (giá trị lớn nhất có thể đạt được).

Các hệ số ảnh hưởng phụ thuộc tải trọng có ảnh hưởng đến sự tiếp xúc của răng được cho trong Bảng E.2.

Bảng E.2 - Các hệ số ảnh hưởng phụ thuộc tải trọng ảnh hưởng đến tiếp xúc của răng

Sai lệch của răng	Sai lệch của thân hộp	Sai lệch của trục	Dung sai của ổ trục
Biến dạng của răng	Độ cứng vững thân hộp	Độ võng của trục	Độ cứng vững ổ trục
Biến dạng Hertz	Nhiệt độ thân hộp	Độ cong vênh của trục	
Biến dạng phối bánh răng			
Mài mòn của răng			

E.2.4 Quy trình

Thông thường đối với cả hai phép thử tiếp xúc và thử tải trọng cần xem xét đến ít nhất là ba bộ răng (đối với toàn bộ mặt phẳng tiếp xúc). Bánh răng lớn hoặc bánh răng bé được sơn bằng một màu tương phản thích hợp. Sau một vài vòng quay không tải hoặc ở giai đoạn chát tải thực, sự truyền màu sắc cho bánh răng đối tiếp (không hoặc có tải trọng vừa phải) hoặc sự mài mòn màu sắc (tải trọng lớn) hoặc dùng để đánh giá vết tiếp xúc.

E.2.5 Các loại sơn

E.2.5.1 Thử tiếp xúc

Xem Bảng E.3.

Bảng E.3 - Các loại sơn thích hợp (thử tiếp xúc)

Các loại sơn thích hợp	Nhà sản xuất
Lukas Tuschiefarbe	Dr. Schönfeld & Co.
Diamant Tuschiefarbe	Schleifmittelwerk Kahl
Eosol Tuschiepaste	Emil Otto/Fabrik
Kruel Tuschiefarbe	Fa. C. Kreul
Norma Ölfarbe	H. Schminke & Co.
Yellow Gear Marking	Prescott & Comp. Ltd.

CHÚ THÍCH: Các loại sơn trên là các ví dụ về các sản phẩm sẵn có trên thị trường. Thông tin này được đưa ra để thuận tiện cho người sử dụng tiêu chuẩn này và không cấu thành tài liệu ISO kèm theo cho các sản phẩm này.

TCVN 12131:2017

E.2.5.2 Thử tải trọng

Màu sắc tương phản cho các phép thử tải trọng phải đáp ứng các yêu cầu sau:

- Có độ tương phản tốt trên bề mặt kim loại;
- Khả năng chịu nhiệt cao;
- Có khả năng chịu dầu;
- Độ bền kéo cao;
- Độ bám dính cao.

Xem Bảng E.4.

Bảng E.4 - Các loại sơn thích hợp

Các loại sơn thích hợp	Nhà sản xuất
Dykem Red Layout DX-296	The Dykem Company
Eosol Anreißfarbe	Emil Otto/Fabrik
Pelikan Anreißfarbe	Pelikanwerke
Regensburger Getrebeprüfack	Regensburger Lackfabrik
Copper sulphate	

CHÚ THÍCH: Các loại sơn trên là các ví dụ về các sản phẩm sẵn có trên thị trường. Thông tin này được đưa ra để thuận tiện cho người sử dụng tiêu chuẩn này và không cấu thành tài liệu ISO kèm theo cho các sản phẩm này.

E.3 Đánh giá các giá trị yêu cầu cho thử tiếp xúc và thử tải trọng

E.3.1 Chiều rộng tiếp xúc trên mặt răng

Vết tiếp xúc tối ưu được xác định trên cơ sở thay đổi bước đường xoắn vít thu được bằng phương pháp A, B hoặc C của ISO 6336-1:1996. Nếu áp dụng thay đổi đường xoắn vít theo đường cho tiếp xúc mặt răng, chiều rộng của vết tiếp xúc được tính toán như sau:

$$b_p = \frac{s_c}{f_{kor}} \times 100 \quad (E.1)$$

Trong đó:

- b_p Là chiều rộng tiếp xúc mặt răng, tính bằng phần trăm;
- s_c Là chiều dày của màng màu tương phản, tính bằng micromet (μm);
- f_{kor} Là giá trị hiệu chỉnh bước đường xoắn vít, tính bằng micromet (μm).

E.3.2 Chiều rộng tiếp xúc của prôfin răng

Chiều rộng tiếp xúc tối ưu trên prôfin răng được xác định tương ứng với prôfin và hiệu chỉnh bước đường xoắn vít và các dung sai tham chiếu. Nên dùng giá trị tải trọng một cách hợp lý khi có yêu cầu tiếp xúc toàn bộ prôfin răng.

E.4 Kiểm tra vết tiếp xúc

Kiểm tra vết tiếp xúc là yêu cầu chủ quan và vì thế nên được thực hiện cùng với sử dụng toàn bộ hồ sơ nghiên cứu. Đối với cả hai thử tiếp xúc và thử tải trọng, có thể điều chỉnh vết tiếp xúc tối ưu trong quá trình thử bằng các vòng ổ trục lệch tâm hoặc bằng các nêm bổ sung ở các góị đỡ để làm biến dạng thân hộp.

Thư mục tài liệu tham khảo

- [1] TCVN 5120:2007 (ISO 4287:1997), *Đặc tính hình học của sản phẩm (GPS) - Nhám bề mặt: Phương pháp profin - Thuật ngữ, định nghĩa và các thông số nhám*
 - [2] ISO 4288:1996, *Geometrical Product Specifications (GPS) - Surface texture: Profile method - Rules and procedures for the assessment of surface texture (Đặc tính hình học của sản phẩm - Cấu trúc bề mặt: Phương pháp profin - Quy tắc và quy trình đánh giá cấu trúc bề mặt)*
 - [3] ISO 9084:2000, *Calculation of load capacity of spur and helical gears - Application to high speed gears and gears of similar requirements (Tính toán khả năng tải của các bánh răng trụ răng thẳng và răng nghiêng - Ứng dụng cho các bánh răng có vận tốc cao và các bánh răng có các yêu cầu tương tự)*
 - [4] TCVN 12132 (ISO 9085), *Tính toán khả năng tải của các bánh răng thẳng và bánh răng nghiêng - Ứng dụng cho các bánh răng dùng trong công nghiệp*
-