

CƠ SỞ PHÂN TÍCH VÀ THIẾT KẾ CHI TIẾT MÁY THEO ĐỘ TIN CẬY

Các chi tiết cơ khí được gọi là an toàn và đáng tin cậy khi giá trị giới hạn theo chỉ tiêu tính (độ bền, cứng, bền mòn...) vượt quá giá trị tính toán. Do đó, để phân tích và thiết kế trên cơ sở độ tin cậy các chi tiết máy đòi hỏi các hiểu biết về bản chất ngẫu nhiên của độ bền S (hoặc độ cứng, độ bền mòn...) và ứng suất L (hoặc độ võng, lượng mòn...) dựa theo các dạng hỏng chi tiết máy và kết cấu.

Theo cơ sở tính toán độ tin cậy đã trình bày trong các chương trước và các số liệu trong các tài liệu chi tiết máy [32, 51, 53], trong chương này chúng tôi giới thiệu cơ sở tính toán thiết kế và phân tích các chi tiết máy theo độ tin cậy. Cần chú ý rằng trong nhiều chi tiết khi phân tích và thiết kế theo độ tin cậy chúng tôi xác định theo hệ số an toàn trung bình $\bar{n}$.

8.1 ĐỘ TIN CẬY BỘ TRUYỀN BÁNH MA SÁT

Đối với bộ truyền bánh ma sát với lực ép không đổi. Để bộ truyền làm việc được phải thỏa điều kiện không trượt trơn:

$$R = P(F_{ms} = F_n f > F) \quad (8.1)$$

trong đó: F_n - lực ép con lăn (giả sử là đơn định); $\bar{f}$, $\bar{F}$ - giá trị trung bình hệ số ma sát f và lực vòng có ích F tại điểm giữa vùng tiếp xúc.

Điểm phân vị phân phối chuẩn:

$$z_1 = - \frac{F_n \bar{f} - \bar{F}}{\sqrt{S_f^2 + S_F^2}} = - \frac{\bar{n} - 1}{\sqrt{\bar{n}^2 v_f^2 + v_F^2}} \quad (8.2)$$

trong đó: $\bar{n} = \frac{F_n \bar{f}}{\bar{F}}$ - hệ số an toàn trung bình; S_f , S_F , v_f , v_F - tương ứng sai lệch bình phương trung bình và hệ số biến phân của hệ số ma sát và tải trọng ngoài.

Đối với bộ truyền bánh ma sát với lực ép F_n điều chỉnh được, khi đó lực ép F_n tỉ lệ với lực vòng có ích F và hệ số tỉ lệ c ($F_n = cF$).

Xác suất không trượt trơn:

$$R = P[(cFf - F) > 0] \quad (8.3)$$

Hoặc $R = P[F(cf-1) > 0]$

Điểm phân vị phân phối chuẩn:

$$z_1 = -\frac{\bar{F}(cf-1)}{\sqrt{S_1^2 + S_2^2}} \quad (8.4)$$

trong đó: $S_1 = \left(\frac{\partial \varphi}{\partial F}\right)_m S_F = (cf-1)\bar{F}v_F$ và $S_2 = \left(\frac{\partial \varphi}{\partial f}\right)_m S_f = c\bar{F}\bar{f}v_f$.

8.2 ĐỘ TIN CẬY BỘ TRUYỀN ĐAI

Ứng suất tính toán lớn nhất (bao gồm ứng suất kéo và uốn) sinh ra trong đai tại vị trí dây đai bắt đầu tiếp xúc với bánh dẫn:

$$\sigma = \frac{F}{A} \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} + \sigma_v + \sigma_u \quad (8.5)$$

trong đó: F - lực vòng cần truyền; A - tiết diện ngang dây đai; σ_u - ứng suất uốn trong đai trên bánh đai nhỏ; σ_v - ứng suất do lực ly tâm gây nên; α - là góc trượt, giá trị lớn nhất của chúng bằng góc ôm đai $\alpha_{\max} = \alpha_1$; f - hệ số ma sát giữa đai và bánh đai, đối với đai thang là hệ số ma sát qui đổi $f = f/\sin(\gamma/2)$ với γ là góc chêm đai.

Giá trị trung bình và sai lệch bình phương trung bình ứng suất:

$$\bar{\sigma} = \frac{\bar{F}}{A} \frac{e^{\bar{f}\alpha}}{e^{\bar{f}\alpha} - 1} + \bar{\sigma}_v + \bar{\sigma}_u \quad (8.6)$$

$$S_{\sigma} = \sqrt{\left(\frac{\partial \sigma}{\partial f}\right)_{m_f}^2 S_f^2 + \left(\frac{\partial \sigma}{\partial F}\right)_{m_F}^2 S_F^2 + \left(\frac{\partial \sigma}{\partial \sigma_u}\right)_{m_{\sigma_u}}^2 S_{\sigma_u}^2 + \left(\frac{\partial \sigma}{\partial \sigma_v}\right)_{m_{\sigma_v}}^2 S_{\sigma_v}^2} \quad (8.7)$$

trong đó: S_f , S_F , S_{σ_u} và S_{σ_v} - sai lệch bình phương trung bình hệ số ma sát f , lực vòng F , ứng suất uốn và ứng suất do lực căng phụ gây nên.

Ta xác định giới hạn mỗi $\sigma_{\lim}$ từ phương trình đường cong mỏi:

$$\sigma_{\lim} = \sigma_{\lim_0} \sqrt[m]{\frac{N_0}{N}} \quad (8.8)$$

trong đó: $\sigma_{\lim_0}$ - giới hạn mỏi, tương ứng số vòng làm việc cơ sở N_0 ; N - tổng số vòng làm việc của đai; m - chỉ số mũ.

Giá trị trung bình và sai lệch bình phương trung bình ứng suất giới hạn theo độ bền:

$$\bar{\sigma}_{\lim} = \bar{\sigma}_{\lim_0} \sqrt[m]{\frac{N_0}{N}} \quad \text{và} \quad S_{\sigma_{\lim}} = \sqrt{S_{\sigma_{\lim_0}}^2 + S_3^2} \quad (8.9)$$

Cơ sở phân tích và thiết kế chi tiết máy...

trong đó: $S_{\sigma_{lim0}}$ - sai lệch bình phương trung bình của ứng suất giới hạn σ_{lim0} biết được từ kết quả thử nghiệm mỗi các dây đai; $S_3 = \left| \frac{\partial \sigma_{lim}}{\partial m} \right| S_m$
 $= \bar{\sigma}_{lim} \frac{1}{m^2} \left(\ln \frac{N_0}{N} \right) S_m$ - sai lệch bình phương trung bình, tính đến độ phân tán của chỉ số mũ m.

Điểm phân vị của phân phối chuẩn theo điều kiện bền của dây đai:

$$z_1 = - \frac{\bar{\sigma}_{lim} - \bar{\sigma}}{\sqrt{S_{\sigma_{lim0}}^2 + S_1^2 + S_2^2 + S_3^2}} \quad (8.10)$$
$$= - \frac{\bar{n} - 1}{\frac{1}{\bar{\sigma}} \sqrt{S_{\sigma_{lim0}}^2 + \left(\frac{\bar{F}}{A} \frac{\alpha e^{\bar{f}\alpha} S_f}{(e^{\bar{f}\alpha} - 1)} \right)^2 + \left(\frac{1}{A} \frac{e^{\bar{f}\alpha} S_F}{(e^{\bar{f}\alpha} - 1)} \right)^2 + \left(\bar{\sigma}_{lim} \frac{1}{m^2} \left(\ln \frac{N_0}{N} \right) S_m \right)^2 + S_{\sigma_u}^2 + S_{\sigma_v}^2}}$$

8.3 ĐỘ TIN CẬY BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG

Các dạng hỏng chủ yếu bộ truyền bánh răng là tróc rỗ bề mặt răng nếu được bôi trơn tốt và gãy răng do mỏi, tương ứng với việc tính toán thiết kế và kiểm nghiệm theo chỉ tiêu bền tiếp xúc và uốn. Do σ_{Hlim} , σ_F , σ_{Flim} và σ_F là tích của các đại lượng ngẫu nhiên, nên theo công thức (7.16) ta dễ dàng xác định được hệ số biến phân của chúng.

8.3.1 Tính toán theo độ bền tiếp xúc

Xác suất làm việc không hỏng R_H theo tiêu chuẩn bền tiếp xúc được xác định như là xác suất mà khi đó ứng suất tiếp xúc σ_H tính toán nhỏ hơn giới hạn mỏi tiếp xúc σ_{Hlim} tức là $R_H = P(\sigma_H < \sigma_{Hlim})$.

8.3.1.1 Ứng suất tiếp xúc σ_H

Ứng suất tiếp xúc σ_H được xác định theo công thức sau:

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{2T(u \pm 1)}{b_w d^2 u}} K_A K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{HV} \quad , \text{ MPa} \quad (8.11)$$

trong đó: K_A - hệ số tải trọng ngoài; $K_{H\beta}$ - hệ số phân phối không đều tải trọng theo chiều rộng vành răng; K_{HV} - hệ số tải trọng động; $K_{H\alpha}$ - hệ số phân phối không đều tải trọng giữa các răng; d - đường kính vòng chia bánh răng, mm; b_w - chiều rộng vành răng, mm; u - tỉ số truyền; T - mômen xoắn danh nghĩa trên bánh dẫn, Nmm; Z_M hệ số xét đến ảnh

Chương 8

hưởng cơ tính vật liệu; Z_ε - hệ số xét đến ảnh hưởng của tổng chiều dài tiếp xúc; Z_H - hệ số xét đến hình dạng của bề mặt tiếp xúc.

Công thức (8.11) được viết lại:

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{4T}{\psi_{ba} d_w^2 u} K_A K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{HV}} \quad (8.12)$$

với $\psi_{ba} = \frac{b_w}{a_w} = \frac{2b_w}{d(u \pm 1)}$ hệ số chiều rộng vành răng.

Giá trị trung bình của ứng suất tiếp xúc:

$$\bar{\sigma}_H = \bar{Z}_M \bar{Z}_H \bar{Z}_\varepsilon \sqrt{\frac{4\bar{T}}{\bar{\psi}_{ba} \bar{d}_w^3 \bar{u}} \bar{K}_A \bar{K}_{H\beta} \bar{K}_{H\alpha} \bar{K}_{HV}} \quad (8.13)$$

Công thức xác định hệ số biến phân v_{σ_H} :

$$v_{\sigma_H} = \sqrt{v_{Z_M}^2 + v_{Z_H}^2 + v_{Z_\varepsilon}^2 + \frac{1}{4}v_T^2 + \frac{1}{4}v_{K_A}^2 + \frac{1}{4}v_{K_{H\beta}}^2 + \frac{1}{4}v_{K_{H\alpha}}^2 + \frac{1}{4}v_{K_{HV}}^2 + \frac{9}{4}v_d^2 + \frac{1}{4}v_u^2 + \frac{1}{4}v_{\psi_{ba}}^2} \quad (8.14)$$

Sai lệch bình phương trung bình ứng suất tiếp xúc:

$$S_{\sigma_H} = v_{\sigma_H} \bar{\sigma}_H \quad (8.15)$$

Hệ số Z_M

Hệ số xét đến cơ tính vật liệu: $Z_M = \sqrt{\frac{2E_1 E_2}{\pi[E_2(1-\mu_1^2) + E_1(1-\mu_2^2)]}}$

Nếu cặp vật liệu là thép: $Z_M = \sqrt{\frac{E}{\pi(1-\mu^2)}}$, theo bảng 3.2

$\bar{E} = 2,079.10^5 \text{ MPa}$, $v_E = 0,01$ và $\bar{\mu} = 0,298$ và $v_\mu = 0,21$ từ đó suy ra:

$$\bar{Z}_M = \sqrt{\frac{\bar{E}}{\pi(1-\bar{\mu}^2)}} = \sqrt{\frac{2,079.10^5}{\pi(1-0,298^2)}} = 269,49$$

$$\begin{aligned} S_{Z_M} &= \sqrt{\left(\sqrt{\frac{1}{4\pi\bar{E}(1-\bar{\mu}^2)}} \right)^2 S_E^2 + \left(\frac{\bar{\mu}\sqrt{\bar{E}}}{\sqrt{\pi(1-\bar{\mu}^2)^3}} \right)^2 S_\mu^2} \\ &= \sqrt{\left(\sqrt{\frac{1}{4\pi \cdot 2,079.10^5 (1-0,298^2)}} \right)^2 (2,079.10^5 \cdot 0,01)^2 + \left(\frac{0,298\sqrt{2,079.10^5}}{\sqrt{\pi(1-0,298^2)^3}} \right)^2 (0,298 \cdot 0,21)^2} = 5,68 \end{aligned}$$

Hệ số xét đến ảnh hưởng của tổng chiều dài tiếp xúc Z_ε :

Cơ sở phân tích và thiết kế chi tiết máy...

$Z_{\epsilon} = \sqrt{\frac{4-\epsilon_{\alpha}}{3}}$ với ϵ_{α} - hệ số trùng khớp ngang có giá trị từ 1,2÷1,9 khi đó

$$\bar{\epsilon}_{\alpha} = \frac{1,2+1,9}{2} = 1,55 \quad \text{và} \quad S_{\epsilon_{\alpha}} = \frac{1,9-1,2}{6} = 0,1167.$$

Giá trị trung bình và sai lệch bình phương trung bình:

$$\bar{Z}_{\epsilon} = \sqrt{\frac{4-\bar{\epsilon}_{\alpha}}{3}} = \sqrt{\frac{4-1,55}{3}} = 0,9037$$

$$S_{Z_{\epsilon}} = \frac{1}{6\sqrt{4-\bar{\epsilon}_{\alpha}}} S_{\epsilon_{\alpha}} = \frac{1}{6\sqrt{4-1,55}} 0,1167 = 0,012426$$

Hệ số xét đến hình dạng của bề mặt tiếp xúc Z_H : $Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha_w}}$ với

α_w là góc ăn khớp có giá trị trung bình $\bar{\alpha}_w = 20^0$ và hệ số biến phân $v_{\alpha} = 0,1$.

Khi đó:

$$\bar{Z}_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\bar{\alpha}_w}} = \sqrt{\frac{2}{\sin 2 \cdot 20}} = 1,76$$

$$S_{Z_H} = \sqrt{\frac{2 \cos 2\bar{\alpha}_w}{(\sin 2\bar{\alpha}_w)^3}} S_{\alpha_w} = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos 40}{(\sin 40)^3}} \left(\frac{\pi}{180} 20 \cdot 0,1 \right) = 0,0838$$

Hệ số K_A

Theo ISO thì K_A được xem như là một hệ số độc lập và được đánh giá bởi các chuyên gia ngành cơ khí, dựa trên kết quả thực nghiệm và vận hành máy khi giải quyết các bài toán động lực học máy.

Nếu cho trước K_{Amin} và K_{Amax} thì $\bar{K}_A$ và v_{K_A} có thể xác định như sau:

$$\bar{K}_A = \frac{K_{Amax} + K_{Amin}}{2}$$

$$S_{K_A} = \frac{K_{Amax} - K_{Amin}}{6} \quad (8.16)$$

$$v_{K_A} = \frac{S_{K_A}}{\bar{K}_A} = \frac{K_{Amax} - K_{Amin}}{3(K_{Amax} + K_{Amin})}$$

Hệ số phân phối tải trọng theo chiều rộng vành răng $K_{H\beta}$:

Hệ số $K_{H\beta}$ được xác định theo công thức sau với miền phân phối $K_{H\beta}$ là $2(K_{H\beta} - 1)$:

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{0,4b_w^2 C_{\Sigma t} \gamma}{F_{nm}} K_{HW} \quad (8.17)$$

trong đó: b_w - chiều rộng vành răng; $C_{\Sigma t}$ - độ cứng riêng tổng cộng của cặp răng tiếp xúc; $\gamma = \gamma_w + \gamma_{\Delta}$ - góc xoay tổng cộng của răng với γ_w - góc xoay do biến dạng đàn hồi của tất cả chi tiết như bánh răng, trục, ổ và γ_{Δ} - góc xoay răng do sai số chế tạo; K_{HW} - hệ số tính đến khả năng chạy rà của răng; $F_{nm} = \bar{K}_A F_{nt}^*$ - lực vòng tương đương (với F_{nt}^* là lực vòng danh nghĩa).

Sai lệch bình phương trung bình:

$$S_{K_{H\beta}} = \frac{1}{6} \frac{2}{3} (\bar{K}_{H\beta} - 1) = \frac{1}{9} (\bar{K}_{H\beta} - 1) \quad (8.18)$$

Từ đây suy ra:

$$v_{K_{H\beta}} = \frac{(\bar{K}_{H\beta} - 1)}{9\bar{K}_{H\beta}} \quad (8.19)$$

Hệ số K_{HV}

Hệ số K_{HV} xét đến ảnh hưởng tải trọng động của chi tiết vì tỉ lệ với độ phân tán sai số Δ bước răng:

$$K_{HV} = 1 + cX = 1 + c\varphi\sqrt{\Delta} \quad (8.20)$$

trong đó: c - hệ số tỉ lệ thuận với vận tốc vòng, khối lượng qui đổi và tỉ lệ nghịch với tải trọng riêng được truyền; φ - hệ số tính đến ảnh hưởng quá trình chạy rà và tải trọng động đến độ bền mỏi.

Hệ số biến phân v_v của hệ số K_{HV} nhỏ hơn hệ số biến phân v_x của tải trọng động phụ $\frac{\bar{K}_{HV} - 1}{\bar{K}_{HV}}$ lần:

$$v_{K_{HV}} = \frac{\bar{K}_{HV} - 1}{\bar{K}_{HV}} v_x$$

Hệ số v_x được xác định theo biểu thức sau:

$$v_x = \sqrt{v_{\varphi}^2 + (0,5v_{\Delta})^2} \quad (8.21)$$

Khi đó:

$$v_{HV} = \frac{\bar{K}_{HV} - 1}{\bar{K}_{HV}} \sqrt{v_{\varphi}^2 + (0,5v_{\Delta})^2}$$

trong đó v_{Δ} là hệ số biến phân sai số bước răng Δ và v_{φ} là hệ số biến phân của φ .

Hệ số biến phân v_{φ} xác định theo công thức:

Cơ sở phân tích và thiết kế chi tiết máy...

$$v_{\varphi} = \frac{2(\varphi_{\max} - \varphi_{\min})}{3,5(\varphi_{\max} + \varphi_{\min})} \quad (8.22)$$

Khi độ rắn bề mặt $H > 350 \text{ HB}$ ($\varphi = 0,75 \dots 0,5$ và $v_{\varphi} = 0,114$):

$$v_{\text{HV}} \approx 0,17 \frac{\bar{K}_{\text{HV}} - 1}{\bar{K}_{\text{HV}}} \quad (8.23)$$

Khi độ rắn bề mặt $H \leq 350 \text{ HB}$ ($\varphi = 0,5 \dots 0,25$ và $v_{\varphi} = 0,19$):

$$v_{\text{HV}} \approx 0,23 \frac{\bar{K}_{\text{HV}} - 1}{\bar{K}_{\text{HV}}} \quad (8.24)$$

Hệ số xét đến sự phân phối không đều tải trọng giữa các răng $K_{H\alpha}$

Giá trị trung bình hệ số $\bar{K}_{H\alpha}$ đối với bánh răng trụ răng thẳng cho trong bảng 8.1.

Bảng 8.1

Độ rắn bánh dẫn và bị dẫn	Cấp chính xác				
	5	6	7	8	9
$H_1 > \text{HB300}$ và $H_2 > \text{HB350}$	$\frac{4 - \varepsilon_{\alpha}}{3}$	0,8	0,9	1	1
$H_1 \leq \text{HB350}$ hoặc $H_2 \leq \text{HB300}$	$\frac{4 - \varepsilon_{\alpha}}{3}$	$\frac{4 - \varepsilon_{\alpha}}{3}$	0,8	0,9	1

Đối với bánh răng trụ răng nghiêng:

$$\bar{K}_{H\alpha} = \frac{1}{\varepsilon_{\alpha}} \left[(0,942 - 0,002v) + (0,058 + 0,005v) 1,4^{n-6} \right] \quad (8.25)$$

trong đó: n là cấp chính xác; v - vận tốc vòng, m/s; ε_{α} - hệ số trùng khớp ngang.

Hệ số biến phân được xác định theo công thức:

$$v_{K_{H\alpha}} = \frac{(\bar{K}_{H\alpha} - a_{H\alpha})}{\bar{K}_{H\alpha}} v_{\Delta} \quad (8.26)$$

trong đó: $a_{H\alpha}$ - đại lượng giới hạn, phụ thuộc vào hệ số trùng khớp; $b_{H\alpha}$ - hệ số tỉ lệ, phụ thuộc vào tải trọng riêng được truyền, độ cứng, chạy rà răng, hệ số trùng khớp; Δ - sai số bước răng.

Nếu giá trị $K_{H\alpha}$ tính toán lớn hơn 1 thì ta lấy $K_{H\alpha} = 1$, nếu nhỏ hơn $K_{H\alpha\min}$ thì ta lấy $K_{H\alpha} = K_{H\alpha\min}$.

Nếu $1 \geq K_{H\alpha} \geq K_{H\alpha\min}$ thì các hệ số $a_{H\alpha} = 0,55$ và $v_{\Delta} = 0,25$.

8.3.1.2 Giới hạn mỏi tiếp xúc σ_{Hlim}

Giới hạn mỏi tiếp xúc σ_{Hlim} được xác định theo công thức:

$$\sigma_{Hlim} = \sigma_{Hlim}^0 K_{HL} Z_R Z_V K_t K_{XH} \quad (8.27)$$

trong đó: Z_R - hệ số ảnh hưởng độ nhám mặt răng; Z_V - hệ số ảnh hưởng vận tốc vòng; K_t - hệ số ảnh hưởng điều kiện bôi trơn; K_{XH} - hệ số ảnh hưởng kích thước răng; K_{HL} - hệ số tuổi thọ; σ_{Hlim}^0 - giá trị giới hạn mỏi dài hạn của mẫu thử;

Công thức (8.27) được viết dưới dạng sau:

$$\sigma_{Hlim} = \sigma_{Hlim}^0 Z_R Z_V K_t K_{XH} K_{HL} \quad (8.28)$$

Giá trị trung bình giới hạn mỏi tiếp xúc xác định theo công thức:

$$\bar{\sigma}_{Hlim} = \bar{\sigma}_{Hlim}^0 \bar{Z}_R \bar{Z}_V \bar{K}_t \bar{K}_{XH} \bar{K}_{HL} \quad (8.29)$$

Mặt khác $\bar{\sigma}_{Hlim}^0$ có thể xác định theo công thức:

$$\bar{\sigma}_{Hlim}^0 = K_p (a\bar{H} + b) \quad (8.30)$$

trong đó: a, b - là các hằng số đối với thép thường hóa hoặc tôi cải thiện $a = 2$ và $b = 70$; $\bar{H}$ - giá trị trung bình độ rắn bề mặt răng; K_p - hệ số xét đến mẫu thử.

Nếu độ rắn bề mặt cho giá trị H_{min} và H_{max} thì khi đó:

$$\bar{H} = \frac{H_{max} + H_{min}}{2} \quad (8.31)$$

Hệ số xét đến mẫu thử K_p được xác định theo công thức:

$$K_p = \frac{1}{1 + z_1^* v_{\sigma_{Hlim}^0}} \quad (8.32)$$

trong đó: $v_{\sigma_{Hlim}^0}$ - hệ số biến phân của giới hạn mỏi dài hạn của mẫu; z_1^* - điểm phân vị phân phối chuẩn, phụ thuộc vào xác suất làm việc không hỏng của mẫu thử khi xác định giới hạn mỏi.

Giá trị hệ số biến phân của giới hạn mỏi dài hạn: $v_{\sigma_{Hlim}^0} = 0,08 \div 0,1$ (đối với các răng được tôi bề mặt) và $v_{\sigma_{Hlim}^0} = 0,10 \div 0,12$ (đối với các răng được tăng bền bề mặt).

Giả sử khi thử nghiệm xác suất làm việc không hỏng 0,5 và do đó $z_1^* = 0$. Nếu xác suất làm việc không hỏng $0,8 \div 0,9$ thì điểm phân vị $z_1^* = - (0,84 \div 1,08)$. Hiện nay nếu tính xác suất làm việc không hỏng là 0,9 và 0,99 thì giá trị z_1^* sẽ bằng -1,28 và -2,32.

Từ công thức (8.28) suy ra hệ số biến phân giới hạn mỏi tiếp xúc:

$$v_{\sigma_{Hlim}} = \sqrt{v_{\sigma_{Hlim}^0}^2 + v_{Z_R}^2 + v_{Z_V}^2 + v_{K_t}^2 + v_{K_{XH}}^2 + v_{K_{HL}}^2} \quad (8.33)$$

Cơ sở phân tích và thiết kế chi tiết máy...

Sai lệch bình phương trung bình của giới hạn mỗi tiếp xúc:

$$S_{\sigma_{Hlim}} = v_{\sigma_{Hlim}} \bar{\sigma}_{Hlim} \quad (8.34)$$

Khi tính toán thiết kế hệ số biến phân giới hạn mỗi $v_{\sigma_{Hlim}}$ có thể xác định gần đúng theo công thức:

$$v_{\sigma_{Hlim}} = \sqrt{(v_{\sigma_{Hlim}}^0)^2 + 0,1^2} \quad (8.35)$$

Xác suất làm việc không hỏng của bánh răng trụ phụ thuộc vào điểm phân vị z_1 được xác định theo công thức:

$$z_1 = -\frac{\bar{\sigma}_{Hlim} - \bar{\sigma}_H}{\sqrt{S_{\sigma_{Hlim}}^2 + S_{\sigma_H}^2}} = -\frac{\bar{n}_H - 1}{\sqrt{\bar{n}_H^2 v_{\sigma_{Hlim}}^2 + v_{\sigma_H}^2}} \quad (8.36)$$

Hệ số an toàn n_H theo ứng suất trung bình:

$$\bar{n}_H = \frac{\bar{\sigma}_{Hlim}}{\bar{\sigma}_H} \quad (8.37)$$

Để giải **bài toán thiết kế**, nghĩa là tìm giá trị đường kính $\bar{d}$, khi đó $\bar{n}_H$ và $v_{\sigma_H}^2$ là hàm số của $\bar{d}$. Thay thế các biểu thức $\bar{n}_H$ và $v_{\sigma_H}^2$ vào (8.36) và rút gọn:

$$z_1^2 (\bar{n}_H^2 v_{\sigma_{Hlim}}^2 + v_{\sigma_H}^2) = (\bar{n}_H - 1)^2$$

Từ đây suy ra:

$$\bar{n}_H^2 (z_1^2 v_{\sigma_{Hlim}}^2 - 1) + 2\bar{n}_H + z_1^2 v_{\sigma_H}^2 - 1 = 0 \quad (8.38)$$

Giải phương trình trên ta tìm được $\bar{n}_H$, sau đó theo công thức (8.37) ta tìm được $\bar{\sigma}_H = \frac{\bar{\sigma}_{Hlim}}{\bar{n}_H}$, từ phương trình (8.13) ta tìm được $\bar{d}$:

$$\bar{d} = \sqrt[3]{\left(\frac{\bar{Z}_M \bar{Z}_H \bar{Z}_\varepsilon}{\bar{\sigma}_H}\right)^2 \frac{4\bar{T}}{\bar{\Psi}_{ba} \bar{u}} \bar{K}_A \bar{K}_{H\beta} \bar{K}_{H\alpha} \bar{K}_{HV}} \quad (8.39)$$

8.3.2 Phân tích và thiết kế theo độ bền uốn

8.3.2.1 Ứng suất uốn σ_F

Ứng suất uốn σ_F sinh ra tại chân răng được xác định theo công thức:

$$\sigma_F = \frac{2TK_A K_{F\beta} K_{F\alpha} K_{FV}}{b_w d m_n} Y_F Y_\beta Y_\varepsilon, \text{ MPa} \quad (8.40)$$

Chương 8

trong đó: T - giá trị mômen danh nghĩa trên bánh dẫn, Nmm; b_w - chiều rộng vành răng, mm; d_1 - đường kính vòng chia bánh dẫn, mm; m_n - môđun pháp, mm; Y_F - hệ số dạng răng; Y_β - hệ số xét đến ảnh hưởng góc nghiêng răng, với răng thẳng giá trị này bằng 1; Y_ε - hệ số xét đến ảnh hưởng của trùng khớp ngang, với răng thẳng giá trị này bằng 1.

Thay $b_w = \psi_{bm} m_n$ vào công thức (8.40) ta có:

$$\sigma_F = \frac{2Tz^2 K_A K_{F\beta} K_{F\alpha} K_{FV}}{\psi_{bm} d^3} Y_F Y_\beta Y_\varepsilon \quad (8.41)$$

Giá trị trung bình ứng suất uốn:

$$\bar{\sigma}_F = \frac{2\bar{T}z^2 \bar{K}_A \bar{K}_{F\beta} \bar{K}_{F\alpha} \bar{K}_{FV}}{\bar{\psi}_{bm} \bar{d}^3} \bar{Y}_F \bar{Y}_\beta \bar{Y}_\varepsilon \quad (8.42)$$

Các đại lượng mômen xoắn trên bánh dẫn, đường kính vòng chia bánh dẫn, hệ số tải trọng là các đại lượng ngẫu nhiên.

Hệ số biến phân ứng suất uốn được xác định theo công thức:

$$v_{\sigma_F} = \sqrt{v_T^2 + v_{K_A}^2 + v_{K_{F\beta}}^2 + v_{K_{FV}}^2 + v_{K_{F\alpha}}^2 + v_{Y_F}^2 + v_{Y_\beta}^2 + v_{Y_\varepsilon}^2 + v_{\psi_{bm}}^2 + v_d^2} \quad (8.43)$$

Sai lệch bình phương trung bình ứng suất uốn:

$$S_{\sigma_F} = v_{\sigma_F} \bar{\sigma}_F \quad (8.44)$$

Giá trị trung bình $\bar{K}_{F\beta}$ xác định theo công thức:

$$\bar{K}_{F\beta} = 1 + \left(\bar{K}_{F\beta}^0 - 1 \right) K_{FW} \quad (8.45)$$

trong đó: $\bar{K}_{F\beta}^0$ - giá trị hệ số $\bar{K}_{F\beta}$ trong giai đoạn làm việc ban đầu (chưa tính chạy rà); K_{FW} - hệ số xét đến chạy rà răng.

Hệ số $\bar{K}_{F\beta}^0$ được chọn phụ thuộc $\bar{K}_{H\beta}^0$ và hệ số chiều rộng vành răng $\psi_m = b_w/m$ theo tiêu chuẩn. Các hệ số K_{FW} tra bảng theo tiêu chuẩn hoặc cho trước.

Giá trị trung bình của hệ số $\bar{K}_{FV}$ xét đến ảnh hưởng tải trọng động phụ thông thường được cho trước.

Giá trị trung bình $\bar{K}_{F\alpha}$ xét đến sự phân phối tải trọng không đều giữa các răng được xác định theo công thức:

- Đối với răng thẳng:

$$\bar{K}_{F\alpha} = 0,42 + 0,58 \frac{\bar{\Delta}}{F_{Fm}} \quad (8.46)$$

trong đó: F_{Fm} - lực vòng quy ước bằng lực vòng F^*_{Ft} nhân cho các hệ số $\bar{K}_A$, $\bar{K}_{F\beta}$, $\bar{K}_{F\gamma}$; $\bar{\Delta}$ - giá trị trung bình sai số bước răng.

- Đối với răng nghiêng:

$$\bar{K}_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n - 5)}{4\varepsilon_\alpha} \quad (8.47)$$

trong đó n - cấp chính xác bộ truyền.

Nếu hệ số $\bar{K}_{F\alpha}$ tính theo các công thức trên nếu lớn hơn 1 thì ta lấy giá trị $\bar{K}_{F\alpha} = 1$. Nếu $\bar{K}_{F\alpha}$ nhỏ hơn $K_{F\alpha min}$ thì ta lấy $\bar{K}_{F\alpha} = K_{F\alpha min}$. Theo ISO thì $K_{F\alpha min} = 0,25 + 0,75 \frac{1}{\varepsilon_\alpha}$.

8.3.2.2 Xác định giá trị giới hạn mỗi uốn

Giá trị giới hạn mỗi uốn σ_{Fmin} được xác định theo công thức:

$$\sigma_{Flim} = \sigma_{Flim}^0 K_Z K_{FL} Y_R Y_x Y_\delta K_{FC} \quad (8.48)$$

trong đó: σ_{Fmin}^0 - giá trị giới hạn mỗi của mẫu thử thông thường là bánh răng có môđun $m = 3$ mm; K_Z - hệ số xét đến ảnh hưởng của số răng của

bánh dẫn; K_{FL} - hệ số tuổi thọ: $K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}} = \sqrt[m]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE}}}$ (m có giá trị bằng 6

hoặc bằng 9); K_{FC} - hệ số xét đến ảnh hưởng khi quay hai chiều đến độ bền mỏi: $K_{FC} = 1$ khi quay một chiều, $K_{FC} = 0,7 \div 0,8$ khi quay hai chiều; Y_R - hệ số xét đến ảnh hưởng của độ nhám: $Y_R = 1$ khi phay và mài răng, $Y_R = 1,05 \div 1,2$ khi đánh bóng; Y_x - hệ số kích thước: khi tôi bề mặt và thấm nitơ $Y_x = 1,05 - 0,005m$, đối với gang xám $Y_x = 1,075 - 0,01m$ với m là môđun răng; Y_δ - hệ số độ nhạy vật liệu bánh răng đến sự tập trung tải trọng: $Y_\delta = 1,082 - 0,172lgm$ với m là môđun răng.

- Đối với thép thường hóa hoặc tôi cải thiện:

$$\sigma_{Flim}^0 = 1,8HB \quad (8.49)$$

- Đối với thép thấm Carbon và Nitơ-Carbon:

$$\sigma_{Flim}^0 = 800 \div 900 \text{ MPa} \quad (8.50)$$

Để xác định giá trị trung bình $\bar{\sigma}_{Flim}^0$ ta nhân σ_{Flim}^0 cho hệ số K_p như trong trường hợp ứng suất tiếp xúc, nghĩa là:

$$K_p = \frac{1}{1 + Z_1^* v_{\sigma_{F\lim}}^0} \quad (8.51)$$

Hệ số biến phân của giới hạn mỏi răng cơ sở ($m = 3\text{mm}$):

- Thép thường hóa và tôi cải thiện $v_{\sigma_{F\lim}}^0 = 0,08 \div 0,1$
- Thép tôi tần số cao - $v_{\sigma_{F\lim}}^0 = 0,1 \div 0,14$
- Thép thấm Nitơ $v_{\sigma_{F\lim}}^0 = 0,1 \div 0,12$.

Công thức xác định giá trị trung bình giới hạn mỏi uốn $\bar{\sigma}_{F\min}$:

$$\bar{\sigma}_{F\lim} = \bar{\sigma}_{F\lim}^0 \bar{K}_Z \bar{K}_{FL} \bar{Y}_R \bar{Y}_X \bar{Y}_\delta \bar{K}_{FC} \quad (8.52)$$

Hệ số biến phân giới hạn mỏi uốn xác định theo công thức:

$$v_{\sigma_{F\lim}} = \sqrt{v_{\sigma_{F\lim}^0}^2 + v_{K_Z}^2 + v_{K_{FL}}^2 + v_{Y_R}^2 + v_{Y_X}^2 + v_{Y_\delta}^2 + v_{K_{FC}}^2} \quad (8.53)$$

Sự phân tán giới hạn mỏi của bánh răng được đánh giá bởi hệ số biến phân $v_{\sigma_{F\lim}}$ tính theo sự phân tán giới hạn mỏi các răng trong bánh răng và giữa các bánh răng với nhau.

Khi tính toán thiết kế có thể xác định $v_{\sigma_{F\lim}}$ theo công thức sau:

$$v_{\sigma_{F\lim}} = \sqrt{(\alpha_Z v_{\sigma_{F\lim}}^0)^2 + 0,14^2} \quad (8.54)$$

Hệ số K_Z và α_Z được xác định như sau:

$$K_Z = 1 - \mu v_{\sigma_{F\lim}}^0; \alpha_Z = \frac{\varepsilon}{K_Z} \quad (8.55)$$

trong đó: μ và ε - giá trị tra bảng 8.2.

Bảng 8.2

Số lượng mẫu thử	μ	ε	Số lượng mẫu thử	μ	ε
17	1,79	0,04	60	2,32	0,45
20	1,87	0,52	100	2,51	0,43
40	2,14	0,48	200	2,75	0,40
50	2,23	0,46	500 và lớn hơn	3,04	0,37

Giá trị các hệ số K_Z và α_Z đối với số răng $z = 20 \div 100$, phụ thuộc vào $\sigma_{F\lim}^0$ (giá trị K_Z và α_Z nhỏ tương ứng với số răng lớn) như bảng 8.3.

Bảng 8.3

$v_{F\lim}^0$	0,08	0,1	0,12	0,14
K_Z	0,85 ÷ 0,80	0,80 ÷ 0,75	0,77 ÷ 0,70	0,75 ÷ 0,65
α_Z	0,62 ÷ 0,54	0,65 ÷ 0,57	0,68 ÷ 0,60	0,70 ÷ 0,66

Xác suất làm việc không hỏng (phân tích độ tin cậy) khi tính toán theo độ bền uốn sẽ bằng:

$$z_1 = -\frac{\bar{n}_F - 1}{\sqrt{\bar{n}_F^2 v_{\sigma_{F\lim}}^2 + v_{\sigma_F}^2}} \quad (8.56)$$

trong đó $\bar{n}_F$ - hệ số an toàn theo giá trị ứng suất trung bình.

$$\bar{n}_F = \frac{\bar{\sigma}_{F\lim}}{\bar{\sigma}_F} \quad (8.57)$$

Để giải **bài toán thiết kế**, nghĩa là tìm giá trị đường kính d , khi đó $\bar{n}_F$ và $v_{\sigma_F}^2$ là hàm số của d . Thay thế các biểu thức $\bar{n}_F$ và $v_{\sigma_F}^2$ vào (8.56):

$$z_1^2 (\bar{n}_F^2 v_{\sigma_{F\lim}}^2 + v_{\sigma_F}^2) = (\bar{n}_F - 1)^2$$

Từ đây suy ra:

$$\bar{n}_F^2 (z_1^2 v_{\sigma_{F\lim}}^2 - 1) + 2\bar{n}_F + z_1^2 v_{\sigma_F}^2 - 1 = 0 \quad (8.58)$$

Giải phương trình trên ta tìm được $\bar{n}_F$, sau đó theo công thức (8.57) ta tìm được $\bar{\sigma}_F = \frac{\bar{\sigma}_{F\lim}}{\bar{n}_F}$. Từ phương trình (8.42), chọn trước số răng z , ta tìm được d :

$$\bar{d} = \sqrt[3]{\frac{2\bar{T}z^2\bar{K}_A\bar{K}_{F\beta}\bar{K}_{F\alpha}\bar{K}_{FV}}{\bar{\Psi}_{bm}\bar{\sigma}_F}} \bar{Y}_F \bar{Y}_\beta \bar{Y}_\epsilon \quad (8.59)$$

Hoặc theo công thức:

$$\bar{d} = \sqrt[3]{\frac{2\bar{T}z\bar{K}_A\bar{K}_{F\beta}\bar{K}_{F\alpha}\bar{K}_{FV}}{\bar{\Psi}_{bd}\bar{\sigma}_F}} \bar{Y}_F \bar{Y}_\beta \bar{Y}_\epsilon \quad (8.60)$$

8.3.3 Độ tin cậy bộ truyền bánh răng trong trường hợp tổng quát

Ta xác định xác suất làm việc không hỏng R của bộ truyền bánh răng như là tích xác suất làm việc không hỏng theo các tiêu chuẩn riêng biệt. Đối với đa số các bộ truyền bánh răng, mà ở đó dạng hỏng do mỏi là phổ biến nhất, xác suất làm việc không hỏng sẽ bằng:

$$R = R_H R_F \quad (8.61)$$

trong đó: R_H , R_F - xác suất làm việc không hỏng theo tiêu chuẩn bền mỏi khi tiếp xúc và khi uốn.

Phép nhân đơn giản các xác suất nhờ vào tính tương quan theo các chỉ tiêu khác nhau của khả năng làm việc dẫn đến việc giảm xác suất làm việc không hỏng. Để tính toán chính xác hơn, xác suất làm việc không hỏng được giới thiệu tính theo sự phụ thuộc gần đúng dưới đây:

$$\frac{1}{R} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{R_i} - (n-1) \quad (8.62)$$

trong đó: R_i - Xác suất làm việc không hỏng theo tiêu chuẩn thứ i ; n - số các chỉ tiêu tính.

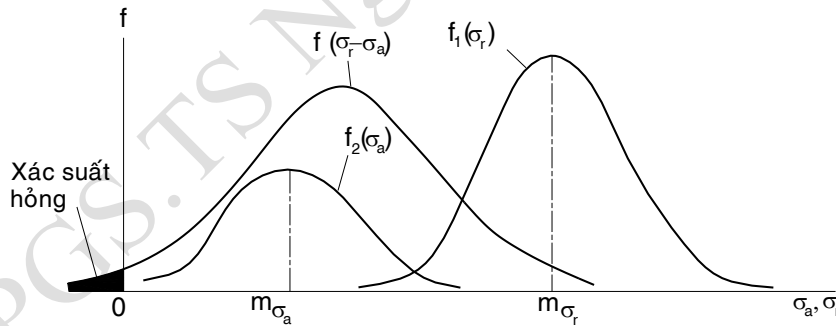
Ví dụ, nếu $R_H = 0,99086$ và $R_F = 0,99379$ thì theo công thức (8.61) $R = R_H R_F = 0,984707$. Nếu ta tính theo công thức (8.62) sẽ cho ra kết quả:

$$\begin{aligned} \frac{1}{R} &= \frac{1}{R_H} + \frac{1}{R_F} - (n-1) = \frac{1}{0,99086} + \frac{1}{0,99379} - (2-1) \\ &= 1,015473115 \end{aligned}$$

Từ đây suy ra: $R = 0,98476$.

8.4 ĐỘ TIN CẬY CỦA TRỤC

Trục phải thỏa mãn điều kiện độ bền, độ cứng, độ bền mòn và độ ổn định dao động. Theo điều kiện bền, đối với các trục quay nhanh thì giới hạn mỏi có ý nghĩa quyết định. Tính toán độ tin cậy của trục là rất cần thiết vì tải trọng là hàm ngẫu nhiên theo thời gian và giới hạn mỏi cũng thay đổi bởi vì vật liệu để chế tạo trục có tính không đồng nhất. Phá hủy do mỏi chiếm từ 40÷50% các hư hỏng của trục. Khi quá tải đột ngột thì trục chế tạo từ thép thường hóa và tôi cải thiện có thể hỏng do biến dạng dẻo quá lớn, vật liệu từ vật liệu giòn và ít dẻo - phá hủy giòn.



Hình 8.1 Đường cong mật độ phân phối biên độ ứng suất σ_a và giới hạn mỏi σ_r

Đặc điểm của tính toán độ bền mỏi của trục là sự quan hệ lẫn nhau giữa ứng suất uốn và ứng suất xoắn thay đổi theo các chu kỳ khác nhau (ứng suất uốn theo chu kỳ đối xứng, ứng suất xoắn theo chu kỳ mạch động) và theo chiều dọc trục tại các mặt cắt nguy hiểm.

Cơ sở phân tích và thiết kế chi tiết máy...

Tải trọng tác động lên trục là tải trọng trên bánh răng, bánh đai, đĩa xích, khớp nối (do không đồng trục)... và ta xác định các phản lực tác động lên trục tại các ổ trục. Điểm đặt lực phụ thuộc vào kết cấu ổ trục.

Trên đồ thị hình 8.1 là các đường cong phân phối giới hạn mỗi của chi tiết σ_r và biên độ ứng suất σ_a . Các đường cong này giao nhau, có nghĩa là hiện tượng hỏng hóc có thể xảy ra.

Giới hạn mỗi chi tiết theo ứng suất pháp và ứng suất tiếp liên quan lẫn nhau và hệ số an toàn $\bar{n}_\sigma$ thông thường nhỏ hơn nhiều so với $\bar{n}_\tau$. Do đó, hệ số biến phân giới hạn mỗi của chi tiết có thể lấy theo hệ số biến phân của giới hạn mỗi theo ứng suất pháp.

Đối với trục có nhiều vùng có sự tập trung ứng suất, phân phối theo chiều dài trục. Thông thường đánh giá độ tin cậy tiến hành theo một vùng nguy hiểm nào đó. Xác suất làm việc không hỏng của trục bằng tích các xác suất làm việc không hỏng tại các vùng nguy hiểm:

$$R_{\text{trục}} = \prod_{i=1}^n R_i \quad (8.63)$$

Đối với trục truyền động nếu không có lực dọc trục thì chỉ có bốn trường hợp như hình 8.2. Khi tính toán ta tiến hành tại tiết diện nguy hiểm của trục theo giá trị mômen tương đương:

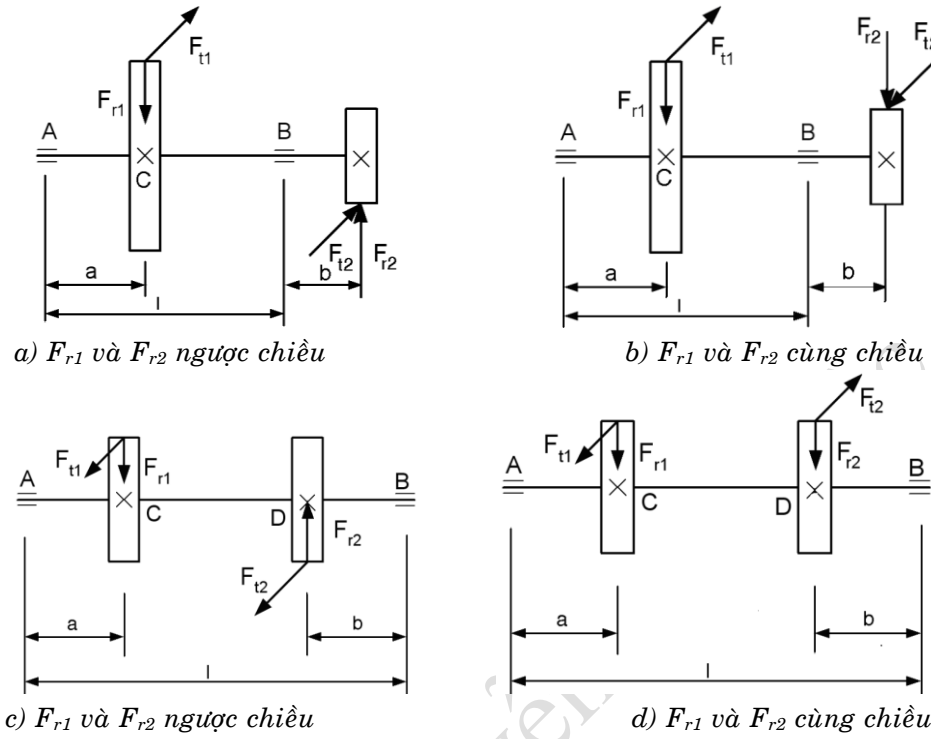
$$M_{\text{td}} = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2 + 0,75T^2} \quad (8.64)$$

Sai lệch bình phương trung bình của mômen tương đương:

$$\begin{aligned} S_{M_{\text{td}}}^2 &= \left(\frac{\partial M_{\text{td}}}{\partial M_X} \right)^2 S_{M_X}^2 + \left(\frac{\partial M_{\text{td}}}{\partial M_Y} \right)^2 S_{M_Y}^2 + \left(\frac{\partial M_{\text{td}}}{\partial T} \right)^2 S_T^2 \\ &= \frac{M_X^2 S_{M_X}^2 + M_Y^2 S_{M_Y}^2 + (0,75T)^2 S_T^2}{M_X^2 + M_Y^2 + 0,75T^2} \end{aligned} \quad (8.65)$$

Ứng suất tại vị trí bánh răng:

$$\sigma = \frac{32\sqrt{M_X^2 + M_Y^2 + 0,75T^2}}{\pi d^3} = \frac{32M_{\text{td}}}{\pi d^3} \quad (8.66)$$



Hình 8.2

Giá trị trung bình và sai lệch bình phương trung bình ứng suất tương đương:

$$\bar{M}_{td} = \sqrt{\bar{M}_x^2 + \bar{M}_y^2 + 0,75\bar{T}^2} \quad (8.67)$$

$$S_{Mtd} = \frac{\sqrt{\bar{M}_x^2 S_{MX}^2 + \bar{M}_y^2 S_{MY}^2 + 0,75\bar{T}^2 S_T^2}}{\bar{M}_{td}} \quad (8.68)$$

$$v_{Mtd} = S_{Mtd} \bar{M}_{td} \quad (8.69)$$

Giá trị trung bình của ứng suất uốn:

$$\bar{\sigma} = \frac{32\bar{M}_{td}}{\pi d^3} \quad (8.70)$$

Sai lệch bình phương trung bình ứng suất:

$$S_{\sigma}^2 = \left(\frac{\partial \sigma}{\partial M_{td}} \right)^2 S_{Mtd}^2 + \left(\frac{\partial \sigma}{\partial d} \right)^2 S_d^2 = \left(\frac{32}{\pi d^3} \right)^2 S_{Mtd}^2 + \left(\frac{32 \cdot 3 \cdot M_{td}}{\pi d^4} \right)^2 S_d^2 \quad (8.71)$$

Công thức xác định hệ số biến phân v_{σ_H} :

$$v_{\sigma} = \sqrt{v_{Mtd}^2 + 9v_d^2} \quad (8.72)$$

Sai lệch bình phương trung bình ứng suất tiếp:

Cơ sở phân tích và thiết kế chi tiết máy...

$$S_{\sigma} = v_{\sigma} \bar{\sigma} \quad (8.73)$$

Công thức xác định mômen tương đương và sai lệch bình phương trung bình xác định theo công thức trong bảng 8.4.

Bảng 8.4 Công thức xác định mômen và sai lệch bình phương trung bình

Trường hợp	M_X, M_Y và M_{td}	S_{M_X}, S_{M_Y}
Hình 8.2a	Tại C $M_{XC} = \frac{F_{r1}(1-a) + F_{r2}b}{l} a$ $M_{YC} = \frac{F_{t1}(1-a) - F_{t2}b}{l} a$ $M_{td} = \sqrt{\left(\frac{F_{r1}(1-a) + F_{r2}b}{l}\right)^2 + \left(\frac{F_{t1}(1-a) - F_{t2}b}{l}\right)^2 + 0,75T^2}$	$S_{M_{XC}}^2 = \left(\frac{(1-a)a}{l}\right)^2 S_{F_{r1}}^2 + \frac{b^2}{l^2} a^2 S_{F_{r2}}^2 + \left(\frac{aF_{r2}}{l}\right)^2 S_b^2$ $+ \left(\frac{F_{r1}(1-2a) + F_{r2}b}{l}\right)^2 S_a^2 + \left(\frac{F_{r1}a - F_{r2}b}{l^2}\right)^2 S_1^2$ $S_{M_{YC}}^2 = \left(\frac{(1-a)a}{l}\right)^2 S_{F_{t1}}^2 + \frac{b^2}{l^2} a^2 S_{F_{t2}}^2 + \left(\frac{aF_{t2}}{l}\right)^2 S_b^2$ $+ \left(\frac{F_{t1}(1-2a) - F_{t2}b}{l}\right)^2 S_a^2 + \left(\frac{F_{t1}a + F_{t2}b}{l^2}\right)^2 S_1^2$
	Tại B $M_{XB} = F_{r2}b; M_{YB} = F_{t2}b$ $M_{td} = \sqrt{(F_{r2}b)^2 + (F_{t2}b)^2 + 0,75T^2}$	$S_{M_{XB}}^2 = S_{F_{r2}}^2 b^2$ $S_{M_{YB}}^2 = S_{F_{t2}}^2 b^2$
Hình 8.2b	Tại C $M_{XC} = \frac{F_{r1}(1-a) - F_{r2}b}{l} a$ $M_{YC} = \frac{F_{t1}(1-a) + F_{t2}b}{l} a$ $M_{tdC} = \sqrt{\left(\frac{F_{r1}(1-a) - F_{r2}b}{l}\right)^2 + \left(\frac{F_{t1}(1-a) + F_{t2}b}{l}\right)^2 + 0,75T^2}$	$S_{M_{XC}}^2 = \left(\frac{(1-a)a}{l}\right)^2 S_{F_{r1}}^2 + \frac{b^2}{l^2} a^2 S_{F_{r2}}^2 + \left(\frac{aF_{r2}}{l}\right)^2 S_b^2$ $+ \left(\frac{F_{r1}(1-2a) - F_{r2}b}{l}\right)^2 S_a^2 + \left(\frac{F_{r1}a + F_{r2}b}{l^2}\right)^2 S_1^2$ $S_{M_{YC}}^2 = \left(\frac{(1-a)a}{l}\right)^2 S_{F_{t1}}^2 + \frac{b^2}{l^2} a^2 S_{F_{t2}}^2 + \left(\frac{aF_{t2}}{l}\right)^2 S_b^2$ $+ \left(\frac{F_{t1}(1-2a) + F_{t2}b}{l}\right)^2 S_a^2 + \left(\frac{F_{t1}a - F_{t2}b}{l^2}\right)^2 S_1^2$
	Tại B $M_{XB} = F_{r2}b; M_{YB} = F_{t2}b$ $M_{tdB} = \sqrt{(F_{r2}b)^2 + (F_{t2}b)^2 + 0,75T^2}$	$S_{M_{XB}}^2 = S_{F_{r2}}^2 b^2$ $S_{M_{YB}}^2 = S_{F_{t2}}^2 b^2$
Hình 8.2c	Tại C $M_{XC} = \frac{F_{r1}(1-a) - F_{r2}b}{l} a$ $M_{YC} = \frac{F_{t1}(1-a) + F_{t2}b}{l} a$ $M_{td} = \sqrt{\left(\frac{F_{r1}(1-a) - F_{r2}b}{l}\right)^2 + \left(\frac{F_{t1}(1-a) + F_{t2}b}{l}\right)^2 + 0,75T^2}$	$S_{M_{XC}}^2 = \left(\frac{(1-a)a}{l}\right)^2 S_{F_{r1}}^2 + \frac{b^2}{l^2} a^2 S_{F_{r2}}^2 + \left(\frac{aF_{r2}}{l}\right)^2 S_b^2$ $+ \left(\frac{F_{r1}(1-2a) - F_{r2}b}{l}\right)^2 S_a^2 + \left(\frac{F_{r1}a + F_{r2}b}{l^2}\right)^2 S_1^2$ $S_{M_{YC}}^2 = \left(\frac{(1-a)a}{l}\right)^2 S_{F_{t1}}^2 + \frac{b^2}{l^2} a^2 S_{F_{t2}}^2 + \left(\frac{aF_{t2}}{l}\right)^2 S_b^2$ $+ \left(\frac{F_{t1}(1-2a) + F_{t2}b}{l}\right)^2 S_a^2 + \left(\frac{F_{t1}a - F_{t2}b}{l^2}\right)^2 S_1^2$

	Tại D $M_{XD} = \frac{F_{r1}(1-a) - F_{r2}b}{l} b$ $M_{YD} = \frac{F_{t1}(1-a) + F_{t2}b}{l} b$ $M_{tdD} = \sqrt{\left(\frac{F_{r1}(1-a) - F_{r2}b}{l}\right)^2 + \left(\frac{F_{t1}(1-a) + F_{t2}b}{l}\right)^2} + 0,75l^2$	$S_{M_{XD}}^2 = \left(\frac{(1-a)b}{l}\right)^2 S_{Fr1}^2 + \frac{b^2}{l^2} S_{Fr2}^2 + \left(\frac{F_{r1}(1-a) - 2bF_{r2}}{l}\right)^2 S_b^2$ $+ \left(\frac{bF_{t1}}{l}\right)^2 S_a^2 + \left(\frac{F_{r1}a + F_{r2}b}{l^2}\right)^2 S_i^2$ $S_{M_{YD}}^2 = \left(\frac{(1-a)b}{l}\right)^2 S_{Ft1}^2 + \frac{b^2}{l^2} S_{Ft2}^2 + \left(\frac{F_{t1}(1-a) + 2bF_{t2}}{l}\right)^2 S_b^2$ $+ \left(\frac{bF_{t1}}{l}\right)^2 S_a^2 + \left(\frac{F_{t1}a - F_{t2}b}{l^2}\right)^2 S_i^2$
Hình 8.2d	Tại C $M_{XC} = \frac{F_{r1}(1-a) + F_{r2}b}{l} a$ $M_{YC} = \frac{F_{t1}(1-a) - F_{t2}b}{l} a$ $M_{tdC} = \sqrt{\left(\frac{F_{r1}(1-a) + F_{r2}b}{l}\right)^2 + \left(\frac{F_{t1}(1-a) - F_{t2}b}{l}\right)^2} + 0,75l^2$	$S_{M_{XC}}^2 = \left(\frac{(1-a)a}{l}\right)^2 S_{Fr1}^2 + \frac{b^2}{l^2} a^2 S_{Fr2}^2 + \left(\frac{aF_{r2}}{l}\right)^2 S_b^2$ $+ \left(\frac{F_{r1}(1-2a) + F_{r2}b}{l}\right)^2 S_a^2 + \left(\frac{F_{r1}a - F_{r2}b}{l^2}\right)^2 S_i^2$ $S_{M_{YC}}^2 = \left(\frac{(1-a)a}{l}\right)^2 S_{Ft1}^2 + \frac{b^2}{l^2} a^2 S_{Ft2}^2 + \left(\frac{aF_{t2}}{l}\right)^2 S_b^2$ $+ \left(\frac{F_{t1}(1-2a) - F_{t2}b}{l}\right)^2 S_a^2 + \left(\frac{F_{t1}a + F_{t2}b}{l^2}\right)^2 S_i^2$
	Tại D $M_{XD} = \frac{F_{r1}(1-a) + F_{r2}b}{l} b$ $M_{YD} = \frac{F_{t1}(1-a) - F_{t2}b}{l} b$ $M_{td} = \sqrt{\left(\frac{F_{r1}(1-a) + F_{r2}b}{l}\right)^2 + \left(\frac{F_{t1}(1-a) - F_{t2}b}{l}\right)^2} + 0,75l^2$	$S_{M_{XD}}^2 = \left(\frac{(1-a)b}{l}\right)^2 S_{Fr1}^2 + \frac{b^2}{l^2} S_{Fr2}^2 + \left(\frac{F_{r1}(1-a) + 2bF_{r2}}{l}\right)^2 S_b^2$ $+ \left(\frac{bF_{t1}}{l}\right)^2 S_a^2 + \left(\frac{F_{r1}a - F_{r2}b}{l^2}\right)^2 S_i^2$ $S_{M_{YD}}^2 = \left(\frac{(1-a)b}{l}\right)^2 S_{Ft1}^2 + \frac{b^2}{l^2} S_{Ft2}^2 + \left(\frac{F_{t1}(1-a) - 2bF_{t2}}{l}\right)^2 S_b^2$ $+ \left(\frac{bF_{t1}}{l}\right)^2 S_a^2 + \left(\frac{F_{t1}a + F_{t2}b}{l^2}\right)^2 S_i^2$

Giới hạn mỗi σ_{lim} được xác định theo công thức:

$$\sigma_{lim} = \frac{\sigma_r \varepsilon \beta}{K_\sigma} K_L \quad (8.74)$$

trong đó: σ_r – giới hạn mỗi xác định bằng con đường thực nghiệm trong điều kiện phòng thí nghiệm; ε – hệ số kích thước; β – hệ số ảnh hưởng của bề mặt gia công chi tiết; K_L – hệ số tuổi thọ; K_σ – hệ số tập trung ứng suất.

Giá trị σ_r được xác định theo giới hạn bền σ_b .

Khi uốn	Khi chịu lực kéo (nén)	Khi xoắn
0,5 σ_b	0,45 σ_b	0,29 σ_b

Giá trị trung bình giới hạn mỗi:

$$\bar{\sigma}_{lim} = \frac{\bar{\sigma}_r \bar{\varepsilon} \bar{\beta}}{\bar{K}_\sigma} \bar{K}_L \quad (8.75)$$

Hệ số biến phân giới hạn mỗi:

$$v_{\sigma_{lim}} = \sqrt{v_{\sigma_r}^2 + v_{\varepsilon}^2 + v_{K_\sigma}^2 + v_{\beta}^2 + v_{K_{HL}}^2} \quad (8.76)$$

Sai lệch bình phương trung bình:

$$S_{\sigma_{lim}} = v_{\sigma_{lim}} \bar{\sigma}_{lim} \quad (8.77)$$

Theo Marin [42] giới hạn mỗi σ_{lim} xác định theo công thức:

Cơ sở phân tích và thiết kế chi tiết máy...

$$\sigma_{\text{lim}} = \sigma_r k_f k_s k_r k_t k_m k_e \quad (8.78)$$

Các hệ số công thức (8.78) được xác định như sau:

$\sigma_r = \phi \sigma_{\text{bk}}$ - giới hạn bền mỗi vật liệu.

với: σ_{bk} - giới hạn bền kéo vật liệu

ϕ - hệ số tỉ lệ, giá trị trung bình hệ số tỉ lệ $\bar{\phi}$ xác định như sau:

Khi uốn	Khi chịu lực kéo (nén)	Khi xoắn
0,5	0,45	0,29

Hệ số biến phân v_ϕ được xác định:

Khi uốn	Khi chịu kéo (nén)	Khi xoắn
0,146	0,309	0,269

Trong một số trường hợp chưa có số liệu đầy đủ thì hệ số biến phân giới hạn bền vật liệu v_{σ_b} có thể chọn trong khoảng $0,03 \div 0,04$ với thép thường hóa và tôi cải thiện $v_{\sigma_b} = 0,05 \div 0,07$ đối với thép tôi tăng bền bề mặt.

k_f - hệ số hiệu chỉnh, xét đến ảnh hưởng của chất lượng bề mặt;

$$k_f = e \sigma_{\text{bk}}^f \quad (8.79)$$

với σ_{bk} - giới hạn bền kéo của vật liệu; e, f - hệ số theo bảng 8.5.

Bảng 8.5

Phương pháp gia công	Hệ số e	Số mũ f
Mài	1,58	-0,085
Gia công cắt gọt hoặc kéo nguội	4,51	-0,265
Cán nóng	57,7	-0,718
Không gia công	272	-0,995

$$\text{Giá trị trung bình hệ số } k_f = e \bar{\sigma}_{\text{bk}}^f \quad (8.80)$$

Hệ số biến phân: $v_{kf} = 0,098$ - kéo nóng; $v_{kf} = 0,078$ - rèn; $v_{kf} = 0,131$ - mặt nén; $v_{kf} = 0,060$ - bề mặt gia công cắt gọt.

k_s - hệ số xét đến ảnh hưởng kích thước;

$$k_s = 1 \text{ nếu } d \leq 8 \text{ mm}$$

$$k_s = 1,189 d^{-0,112} \text{ nếu } 8 \text{ mm} < d \leq 250 \text{ mm} \quad (8.81)$$

Hệ số biến phân $v_{ks} = 0$.

k_t - hệ số xét đến ảnh hưởng của nhiệt độ:

$$k_t = 1 \text{ khi nhiệt độ làm việc } t < 21,1^\circ\text{C} \quad (8.82)$$

$$k_t = 1,108 \text{ khi nhiệt độ làm việc } t < 204,4^\circ\text{C}$$

k_m - hệ số xét đến ảnh hưởng khác. Hệ số này phụ thuộc vào: ứng suất dư hiện có trên chi tiết; bản chất môi trường ăn mòn mà chi tiết đang làm việc...

Chương 8

Hệ số biến phân của các hệ số k_t và k_m tùy vào trường hợp cụ thể được cho trước, không có công thức tổng quát để xác định các giá trị này.

k_e – hệ số xét đến ảnh hưởng của sự tập trung ứng suất và của rãnh, hệ số này được xác định theo công thức sau:

$$k_e = \frac{1}{K_F} \quad (8.83)$$

với K_F gọi là hệ số giảm độ bền mỗi, giá trị của hệ số này phụ thuộc vào dạng và kích thước của sự tập trung ứng suất trên chi tiết. K_F được xác định theo công thức:

$$K_F = \frac{K_t}{1 + \frac{10}{\sqrt{r}} \frac{(K_t - 1)\sqrt{a}}{K_t}} \quad (8.84)$$

trong đó:

$$\sqrt{a} = \begin{cases} \frac{35}{\sigma_{bk}} \text{ đối với lỗ suốt} \\ \frac{28}{\sigma_{bk}} \text{ đối với bề mặt chuyển tiếp (vai trực)} \\ \frac{21}{\sigma_{bk}} \text{ đối với rãnh vòng} \end{cases} \quad (8.85)$$

Đơn vị của σ_{bk} là MPa, K_t là hệ số tập trung ứng suất hình học; r – là bán kính rãnh, mm.

Hệ số biến phân của hệ số K_F là v_F và có giá trị như sau:

$$v_F = \begin{cases} 0,11 & \text{đối với lỗ suốt} \\ 0,08 & \text{đối với vai trực} \\ 0,13 & \text{đối với rãnh} \end{cases} \quad (8.86)$$

Ngoài ra nếu ta biết rõ điều kiện thực nghiệm tìm giới hạn mỏi thì công thức trên thêm vào k_r – hệ số xét đến ảnh hưởng độ tin cậy, được xác định theo bảng 8.6.

Bảng 8.6

Xác suất còn khả năng làm việc, %	50	90	95	99	99,9	99,99
k_r	1,00	0,90	0,87	0,82	0,75	0,70

Nếu số chu kỳ làm việc tương đương $N_E < N_0$ thì trong công thức trên ta thêm vào hệ số tuổi thọ $K_L = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_E}}$ với m - số mũ đường cong mỏi.

Giá trị trung bình $\bar{\sigma}_r$ và hệ số biến phân v_r được xác định theo công thức:

$$\bar{\sigma}_{lim} = \bar{k}_f \bar{k}_s \bar{k}_r \bar{k}_t \bar{k}_m \bar{k}_e \bar{\phi} \bar{\sigma}_{bk} \quad (8.87)$$

Cơ sở phân tích và thiết kế chi tiết máy...

$$v_{\sigma \lim} = \sqrt{v_{kf}^2 + v_{ks}^2 + v_{kr}^2 + v_{kt}^2 + v_{km}^2 + v_{ke}^2 + v_{\phi}^2} \quad (8.88)$$

Sự phân tán của giới hạn mỏi chưa được nghiên cứu đầy đủ. Nó đòi hỏi phải tăng số thử nghiệm cần thiết để đạt được kết quả đáng tin cậy.

Xác suất làm việc không hỏng của trục phụ thuộc vào điểm phân vị z_1 được xác định theo công thức:

$$z_1 = -\frac{\bar{\sigma}_{\lim} - \bar{\sigma}}{\sqrt{S_{\sigma_{\lim}}^2 + S_{\sigma}^2}} = -\frac{\bar{n} - 1}{\sqrt{\bar{n}^2 v_{\sigma_{\lim}}^2 + v_{\sigma}^2}} \quad (8.89)$$

trong đó n_H - hệ số an toàn theo ứng suất trung bình $\bar{n} = \frac{\bar{\sigma}_{\lim}}{\bar{\sigma}}$.

Để giải **bài toán thiết kế**, nghĩa là tìm giá trị trung bình đường kính $\bar{d}$, khi đó $\bar{n}$ và v_{σ}^2 là hàm số của $\bar{d}$. Thay thế các biểu thức $\bar{n}$ và v_{σ}^2 vào (8.89) và giải phương trình theo $\bar{n}$.

$$z_1^2 (\bar{n}^2 v_{\sigma_{\lim}}^2 + v_{\sigma}^2) = (\bar{n} - 1)^2$$

suy ra: $\bar{n}^2 (z_1^2 v_{\sigma_{\lim}}^2 - 1) + 2\bar{n} + z_1^2 v_{\sigma}^2 - 1 = 0 \quad (8.90)$

Giải phương trình trên ta tìm được $\bar{n}$, sau đó ta tìm được $\bar{\sigma} = \frac{\bar{\sigma}_{\lim}}{\bar{n}}$, từ phương trình (8.70) ta tìm được $\bar{d}$:

$$\bar{d} = \sqrt[3]{\frac{32 M_{td} \bar{n}}{\pi \bar{\sigma}_{\lim}}} \quad (8.91)$$

Để đánh giá độ tin cậy bộ truyền bánh răng ta sử dụng công thức (8.79).

8.5 ĐỘ TIN CẬY Ổ LĂN

Xác suất làm việc không hỏng ổ lăn:

$$R_L = P (QL^{1/m} < C) \quad (8.92)$$

trong đó: Q tải trọng động quy ước; L - tuổi thọ tính bằng triệu vòng quay cho trước; m - chỉ số mũ có giá trị bằng 3 đối với ổ bi và bằng 10/3 đối với ổ đĩa; C - khả năng tải động của ổ.

Ở đây ta khảo sát Q như là một đại lượng ngẫu nhiên. Khả năng tải động của ổ với xác suất làm việc không hỏng 90% ta ký hiệu C_{90} .

Quy luật và các thông số của sự phân phối tuổi thọ của ổ theo ISO được xác định theo phân phối Weibull:

$$R_L = e^{\left(\frac{L}{L_{90}}\right)^{\alpha} \ln 0,9} \quad (8.93)$$

trong đó: L_{90} - tuổi thọ khi xác suất làm việc không hỏng là 90%; α - thông số hình dáng của phân phối Weibull liên quan đến sự phân phối tuổi thọ (theo tiêu chuẩn $\alpha = 1,5$).

Hệ số độ tin cậy a_1

Tỉ số L/L_{90} người ta gọi là *hệ số độ tin cậy* a_1 , được xác định:

$$\ln R_L = \left(\frac{L}{L_{90}} \right)^\alpha \ln 0,9 = a_1^\alpha \ln 0,9$$

với
$$a_1 = \frac{L}{L_{90}} = \sqrt[\alpha]{\frac{\ln R_L}{\ln 0,9}} \quad (8.94)$$

Giữa L và khả năng tải động C có quan hệ:

$$\frac{L}{L_{90}} = \left(\frac{C}{C_{90}} \right)^m \quad (8.95)$$

Cho nên:

$$a_1 = \sqrt[m]{\frac{C}{C_{90}}} \quad (8.96)$$

Từ sự phụ thuộc giữa C và R_L ta thấy rằng khả năng tải động cũng như tuổi thọ phân phối theo phân phối Weibull. Tuy nhiên trong tính toán kỹ thuật ta có thể xem phân phối của khả năng tải động gần với phân phối chuẩn, vì khi đó tính toán xác suất sẽ đơn giản rất nhiều.

Giá trị trung bình của khả năng tải động $\bar{C}$

Để xác định giá trị trung bình của khả năng tải động $\bar{C}$ tương ứng với khả năng tải động khi xác suất làm việc không hỏng 0,50 ta gán $R_L = 0,5$. Khi đó:

$$\bar{C} = \left(\frac{\ln 0,5}{\ln 0,9} \right)^{\frac{1}{\alpha m}} C_{90} = 6,58^{\frac{1}{\alpha m}} C_{90}$$

- Đối với ổ bi $\alpha = 1,5$; $m = 3$, suy ra $\bar{C} = 1,52 C_{90}$
- Đối với ổ đĩa $\alpha = 1,5$; $m = 10/3$, suy ra $\bar{C} = 1,46 C_{90}$

Sai lệch bình phương trung bình của khả năng tải động S_c xác định theo hiệu số của điểm phân vị tương ứng với xác suất 50% là $\bar{C}$ và 90% là C_{90} như sau:

$$z_1 = -\frac{\bar{C} - C_{90}}{S_c} \quad (8.97)$$

Suy ra:
$$S_c = -\frac{\bar{C} - C_{90}}{1,28} \quad (8.98)$$

trong đó 1,28 - điểm phân vị của phân phối chuẩn ứng với xác suất 90%.

Cơ sở phân tích và thiết kế chi tiết máy...

Hệ số biến phân của khả năng tải động:

$$v_c = \frac{S_c}{\bar{C}} = \frac{\left(1 - \frac{C_{90}}{\bar{C}}\right)}{1,28} \quad (8.99)$$

Nếu thay thế $\bar{C} = 1,52C_{90}$ và $\bar{C} = 1,46C_{90}$ ta có hệ số biến phân của khả năng tải động $v_c = 0,25$ đối với ổ đĩa và $v_c = 0,27$ đối với ổ bi.

Xác suất làm việc không hỏng

Giả sử rằng khả năng tải động C và tải trọng động quy ước Q phân phối theo quy luật chuẩn hoặc gần với quy luật chuẩn. Khi đó xác suất làm việc không hỏng ta xác định theo điểm phân vị của phân phối chuẩn:

$$z_1 = -\frac{\bar{n} - 1}{\sqrt{\bar{n}^2 v_c^2 + v_Q^2}} \quad (8.100)$$

trong đó: $\bar{n}$ - hệ số an toàn theo giá trị trung bình; v_c và v_Q - hệ số biến phân của khả năng tải động và tải trọng động quy ước.

Hệ số an toàn $\bar{n}$ được xác định như sau:

$$\bar{n} = \frac{\bar{C}}{QL^{1/m}} \quad (8.101)$$

$\bar{C}$ - giá trị trung bình của khả năng tải động; $\bar{Q}$ - giá trị trung bình của tải trọng động quy ước.

- Đối với ổ bi:

$$\bar{n} = \frac{1,52C_{90}}{QL^{1/3}}$$

- Đối với ổ đĩa:

$$\bar{n} = \frac{1,46C_{90}}{QL^{0,3}};$$

Trong trường hợp tổng quát, tính toán chọn ổ lăn xét đến sự thay đổi các đại lượng ngẫu nhiên được tiến hành theo trình tự sau:

1. Xác định lực tác dụng lên chi tiết truyền động.
2. Trục truyền thông thường có 3 đoạn, công thức xác định tải trọng tác dụng lên hai ổ tại A và B và sai lệch bình phương trung bình theo bảng 8.7.

Bảng 8.7

Trường hợp	Giá trị trung bình lực tác dụng lên ổ	Phương sai lực tác dụng lên ổ
Hình 8.2a	Tại A $F_{AY} = \frac{F_{r1}(1-a) + F_{r2}b}{l}$ $F_{AX} = \frac{F_{t1}(1-a) - F_{t2}b}{l}$ $F_{rA} = \sqrt{\left(\frac{F_{r1}(1-a) + F_{r2}b}{l}\right)^2 + \left(\frac{F_{t1}(1-a) - F_{t2}b}{l}\right)^2}$	$S_{F_{AY}}^2 = \left(\frac{(1-a)}{l}\right)^2 S_{r1}^2 + \frac{b^2}{l^2} S_{r2}^2 + \left(\frac{F_{r2}}{l}\right)^2 S_b^2$ $+ \left(\frac{F_{r1}}{l}\right)^2 S_a^2 + \left(\frac{F_{r1}a - F_{r2}b}{l^2}\right)^2 S_l^2$ $S_{F_{AX}}^2 = \left(\frac{(1-a)}{l}\right)^2 S_{r1}^2 + \frac{b^2}{l^2} S_{r2}^2 + \left(\frac{F_{t2}}{l}\right)^2 S_b^2$ $+ \left(\frac{F_{t1}}{l}\right)^2 S_a^2 + \left(\frac{F_{t1}a + F_{t2}b}{l^2}\right)^2 S_l^2$
	Tại B $F_{BY} = \frac{F_{r2}(1+b) - F_{r1}a}{l}$ $F_{BX} = \frac{F_{t2}(1+b) + F_{t1}a}{l}$ $F_{rB} = \sqrt{\left(\frac{F_{r2}(1+b) - F_{r1}a}{l}\right)^2 + \left(\frac{F_{t2}(1+b) + F_{t1}a}{l}\right)^2}$	$S_{F_{BY}}^2 = \left(\frac{(1+b)}{l}\right)^2 S_{r2}^2 + \frac{a^2}{l^2} S_{r1}^2 + \left(\frac{F_{r2}}{l}\right)^2 S_b^2$ $+ \left(\frac{F_{r1}}{l}\right)^2 S_a^2 + \left(\frac{F_{r2}b - F_{r1}a}{l^2}\right)^2 S_l^2$ $S_{F_{BX}}^2 = \left(\frac{(1+b)}{l}\right)^2 S_{r2}^2 + \frac{a^2}{l^2} S_{r1}^2 + \left(\frac{F_{t2}}{l}\right)^2 S_b^2$ $+ \left(\frac{F_{t1}}{l}\right)^2 S_a^2 + \left(\frac{F_{t2}b + F_{t1}a}{l^2}\right)^2 S_l^2$
Hình 8.2b	Tại A $F_{AY} = \frac{F_{r1}(1-a) - F_{r2}b}{l}$ $F_{AX} = \frac{F_{t1}(1-a) + F_{t2}b}{l}$ $F_{rA} = \sqrt{\left(\frac{F_{r1}(1-a) - F_{r2}b}{l}\right)^2 + \left(\frac{F_{t1}(1-a) + F_{t2}b}{l}\right)^2}$	$S_{F_{AY}}^2 = \left(\frac{(1-a)}{l}\right)^2 S_{r1}^2 + \frac{b^2}{l^2} S_{r2}^2 + \left(\frac{F_{r2}}{l}\right)^2 S_b^2$ $+ \left(\frac{F_{r1}}{l}\right)^2 S_a^2 + \left(\frac{F_{r1}a + F_{r2}b}{l^2}\right)^2 S_l^2$ $S_{F_{AX}}^2 = \left(\frac{(1-a)}{l}\right)^2 S_{r1}^2 + \frac{b^2}{l^2} S_{r2}^2 + \left(\frac{F_{t2}}{l}\right)^2 S_b^2$ $+ \left(\frac{F_{t1}}{l}\right)^2 S_a^2 + \left(\frac{F_{t1}a - F_{t2}b}{l^2}\right)^2 S_l^2$

	Tại B $F_{BY} = \frac{F_{r2}(1+b) + F_{r1}a}{1}$ $F_{BX} = \frac{F_{t2}(1+b) - F_{t1}a}{1}$ $F_{rB} = \sqrt{\left(\frac{F_{r2}(1+b) + F_{r1}a}{1}\right)^2 + \left(\frac{F_{t2}(1+b) - F_{t1}a}{1}\right)^2}$	$S_{F_{BY}}^2 = \left(\frac{(1+b)}{1}\right)^2 S_{r2}^2 + \frac{a^2}{1^2} S_{r1}^2 + \left(\frac{F_{r2}}{1}\right)^2 S_b^2$ $+ \left(\frac{F_{r1}}{1}\right)^2 S_a^2 + \left(\frac{F_{r2}b + F_{r1}a}{1^2}\right)^2 S_l^2$ $S_{F_{BX}}^2 = \left(\frac{(1+b)}{1}\right)^2 S_{r2}^2 + \frac{a^2}{1^2} S_{r1}^2 + \left(\frac{F_{t2}}{1}\right)^2 S_b^2$ $+ \left(\frac{F_{t1}}{1}\right)^2 S_a^2 + \left(\frac{F_{t2}b - F_{t1}a}{1^2}\right)^2 S_l^2$
Hình 8.2c	Tại A $F_{AY} = \frac{F_{r1}(1-a) - F_{r2}b}{1}$ $F_{AX} = \frac{F_{t1}(1-a) + F_{t2}b}{1}$ $F_{rA} = \sqrt{\left(\frac{F_{r1}(1-a) - F_{r2}b}{1}\right)^2 + \left(\frac{F_{t1}(1-a) + F_{t2}b}{1}\right)^2}$	$S_{F_{AY}}^2 = \left(\frac{(1-a)}{1}\right)^2 S_{r1}^2 + \frac{b^2}{1^2} S_{r2}^2 + \left(\frac{F_{r2}}{1}\right)^2 S_b^2$ $+ \left(\frac{F_{r1}}{1}\right)^2 S_a^2 + \left(\frac{F_{r1}a + F_{r2}b}{1^2}\right)^2 S_l^2$ $S_{F_{AX}}^2 = \left(\frac{(1-a)}{1}\right)^2 S_{r1}^2 + \frac{b^2}{1^2} S_{r2}^2 + \left(\frac{F_{t2}}{1}\right)^2 S_b^2$ $+ \left(\frac{F_{t1}}{1}\right)^2 S_a^2 + \left(\frac{F_{t1}a - F_{t2}b}{1^2}\right)^2 S_l^2$
	Tại B $F_{BY} = \frac{F_{r1}a - F_{r2}(1-b)}{1}$ $F_{BX} = \frac{F_{t1}a + F_{t2}(1-b)}{1}$ $F_{rB} = \sqrt{\left(\frac{F_{r1}a - F_{r2}(1-b)}{1}\right)^2 + \left(\frac{F_{t1}a + F_{t2}(1-b)}{1}\right)^2}$	$S_{F_{BY}}^2 = \left(\frac{a}{1}\right)^2 S_{r1}^2 + \frac{(1-b)^2}{1^2} S_{r2}^2 + \left(\frac{F_{r2}}{1}\right)^2 S_b^2$ $+ \left(\frac{F_{r1}}{1}\right)^2 S_a^2 + \left(\frac{F_{r1}a + F_{r2}b}{1^2}\right)^2 S_l^2$ $S_{F_{BX}}^2 = \left(\frac{a}{1}\right)^2 S_{r1}^2 + \frac{(1-b)^2}{1^2} S_{r2}^2 + \left(\frac{F_{t2}}{1}\right)^2 S_b^2$ $+ \left(\frac{F_{t1}}{1}\right)^2 S_a^2 + \left(\frac{F_{t1}a - F_{t2}b}{1^2}\right)^2 S_l^2$
Hình 8.2d	Tại A $F_{AY} = \frac{F_{r1}(1-a) + F_{r2}b}{1}$ $F_{AX} = \frac{F_{t1}(1-a) - F_{t2}b}{1}$ $F_{rA} = \sqrt{\left(\frac{F_{r1}(1-a) + F_{r2}b}{1}\right)^2 + \left(\frac{F_{t1}(1-a) - F_{t2}b}{1}\right)^2}$	$S_{F_{AY}}^2 = \left(\frac{(1-a)}{1}\right)^2 S_{r1}^2 + \frac{b^2}{1^2} S_{r2}^2 + \left(\frac{F_{r2}}{1}\right)^2 S_b^2$ $+ \left(\frac{F_{r1}}{1}\right)^2 S_a^2 + \left(\frac{F_{r1}a - F_{r2}b}{1^2}\right)^2 S_l^2$ $S_{F_{AX}}^2 = \left(\frac{(1-a)}{1}\right)^2 S_{r1}^2 + \frac{b^2}{1^2} S_{r2}^2 + \left(\frac{F_{t2}}{1}\right)^2 S_b^2$ $+ \left(\frac{F_{t1}}{1}\right)^2 S_a^2 + \left(\frac{F_{t1}a + F_{t2}b}{1^2}\right)^2 S_l^2$
	Tại B $F_{BY} = \frac{F_{r1}a + F_{r2}(1-b)}{1}$ $F_{BX} = \frac{F_{t1}a - F_{t2}(1-b)}{1}$ $F_{rB} = \sqrt{\left(\frac{F_{r1}a + F_{r2}(1-b)}{1}\right)^2 + \left(\frac{F_{t1}a - F_{t2}(1-b)}{1}\right)^2}$	$S_{F_{BY}}^2 = \left(\frac{a}{1}\right)^2 S_{r1}^2 + \frac{(1-b)^2}{1^2} S_{r2}^2 + \left(\frac{F_{r2}}{1}\right)^2 S_b^2$ $+ \left(\frac{F_{r1}}{1}\right)^2 S_a^2 + \left(\frac{F_{r1}a - F_{r2}b}{1^2}\right)^2 S_l^2$ $S_{F_{BX}}^2 = \left(\frac{a}{1}\right)^2 S_{r1}^2 + \frac{(1-b)^2}{1^2} S_{r2}^2 + \left(\frac{F_{t2}}{1}\right)^2 S_b^2$ $+ \left(\frac{F_{t1}}{1}\right)^2 S_a^2 + \left(\frac{F_{t1}a + F_{t2}b}{1^2}\right)^2 S_l^2$

Cần chú ý:

$$S_{F_{rA}}^2 = \frac{\bar{F}_{Ax}^2 S_{F_{AX}}^2 + \bar{F}_{Ay}^2 S_{F_{AY}}^2}{(\bar{F}_{AY}^2 + \bar{F}_{AX}^2)} \quad (8.102)$$

$$S_{FrB}^2 = \frac{\bar{F}_{Bx}^2 S_{FBx}^2 + \bar{F}_{By}^2 S_{FBy}^2}{(\bar{F}_{By}^2 + \bar{F}_{Bx}^2)} \quad (8.103)$$

3. Chọn ổ A hoặc B để tính toán theo trị số lực lớn hơn: $F = F_{rA}$ hoặc $F = F_{rB}$.

Tải trọng quy ước trung bình:

$$\bar{Q} = \bar{F} \quad (8.104)$$

Sai lệch bình phương trung bình của tải trọng quy ước:

$$S_Q = S_F \quad (8.105)$$

Chọn hệ số biến phân khả năng tải động $v_C = 0,27$ (ổ bi) hoặc $v_C = 0,25$ (ổ dũa).

Hệ số biến phân tải trọng quy ước:

$$v_Q = \frac{S_Q}{\bar{Q}} \quad (8.106)$$

4. Xác định hệ số an toàn theo giá trị trung bình từ điểm phân vị:

$$z_1 = -\frac{\bar{n}-1}{\sqrt{\bar{n}^2 v_C^2 + v_Q^2}} \quad (8.107)$$

5. Xác định khả năng tải động trung bình:

$$\bar{C} = \bar{n} \bar{Q} L^{1/m} \quad (8.108)$$

6. Xác định khả năng tải động của ổ với xác suất làm việc không hỏng 90%:

$$C_{90} = \frac{\bar{C}}{1,52} \text{ đối với ổ bi}$$

hoặc $C_{90} = \frac{\bar{C}}{1,46} \text{ đối với ổ dũa} \quad (8.109)$

Theo giá trị vừa tìm được ta chọn cỡ ổ.

8.6 ĐỘ TIN CẬY CỦA Ổ TRƯỢT

Ổ trượt hỏng là do chiều dày nhỏ nhất lớp dầu bôi trơn $h_{\min}$ nhỏ hơn chiều dày lớp dầu tới hạn h_{th} . Để đảm bảo điều kiện bôi trơn ma sát ướt:

$$h_{\min} \geq S(R_{Z1} + R_{Z2}) \quad (8.110)$$

Khả năng tải F (N) được xác định theo đường kính d (mm), chiều dài l (mm) của ổ, số vòng quay của ổ n (vòng/ph), độ nhớt động lực của dầu μ (Pa.S), khe hở hướng kính δ (μm):

$$F = \mu \omega \frac{ld^3}{\delta^2} \Phi = \mu \frac{\pi n l d^3}{30 \delta^2} \Phi \quad (8.111)$$

Chương 8

Hệ số khả năng tải Φ có thể xác định gần đúng theo công thức:

$$\Phi = \frac{m'}{1-\chi} - m' \quad (8.112)$$

trong đó: χ - độ lệch tâm tương đối $\chi = 2e/\delta$ với e là độ lệch tâm tuyệt đối;
 m' - hệ số phụ thuộc vào tỉ số l/d [32].

Mặt khác liên hệ χ với δ và chiều dày nhỏ nhất $h_{\min}$ của lớp dầu theo công thức:

$$h_{\min} = \frac{\delta}{2}(1-\chi) \quad (8.113)$$

Nếu lấy $h_{\min} = h_{th}$ ta có:

$$\chi = \frac{\delta - 2h_{th}}{\delta} \quad (8.114)$$

Thay công thức (8.114) vào (8.112) ta có:

$$\Phi = m' \left(\frac{\delta}{2h_{th}} - 1 \right) \quad (8.115)$$

Thay giá trị Φ vừa tìm được vào công thức (8.111) thu được:

$$F = m' \frac{\pi n l d^3 \mu}{30 \delta^2} \left(\frac{\delta}{2h_{th}} - 1 \right) \quad (8.116)$$

Sự thay đổi của khe hở theo nhiệt độ (μm) được tính đến như là hậu quả sự khác nhau của hệ số giãn dài vật liệu của lót ổ và thân ổ.

Tìm giá trị $\bar{F}$ bằng cách tính theo công thức (8.116) giá trị trung bình của khe hở hướng kính $\bar{\delta}$ và độ nhớt động lực $\bar{\mu}$.

$$F = \frac{\pi n l d^3 \bar{\mu}}{30 \bar{\delta}^2} m' \left(\frac{\bar{\delta}}{2h_{th}} - 1 \right) \quad (8.117)$$

Giá trị sai lệch bình phương trung bình S_F :

$$S_F = \sqrt{\left(\frac{\pi n l d^3}{30} m' \bar{\mu} \left(\frac{2}{\bar{\delta}^3} - \frac{1}{2\bar{\delta}^2 h_{th}} \right) \right)^2 S_{\bar{\delta}}^2 + \left(\frac{\pi n l d^3}{30} \frac{m'}{\bar{\delta}^2} \left(\frac{\bar{\delta}}{2h_{th}} - 1 \right) \right)^2 S_{\bar{\mu}}^2} \quad (8.118)$$

Độ tin cậy ổ trượt xác định theo điểm phân vị z_1 :

$$z_1 = - \frac{\bar{F} - \bar{F}_r}{\sqrt{S_F^2 + S_{F_r}^2}} \quad (8.119)$$

trong đó: $\bar{F}_r$ và S_{F_r} là giá trị trung bình và sai lệch bình phương trung bình tải trọng hướng tâm tác dụng lên ổ.

Giá trị F là hàm số của các đại lượng ngẫu nhiên δ và μ với:

$$\delta = \delta_0 - 2a \Delta t (\alpha - \alpha_0) 10^3 \quad (8.120)$$

$$\mu = \mu_0 \left(\frac{t_0}{t} \right)^m \quad (8.121)$$

Cơ sở phân tích và thiết kế chi tiết máy...

trong đó: δ_0, μ_0 - giá trị δ và μ khi nhiệt độ môi trường chung quanh t_0 ; t - nhiệt độ ổ; $\Delta t = t - t_0$ - số gia nhiệt độ; $2a$ - hai lần chiều dày lót ổ; α, α_0 - hệ số giãn dài của vật liệu lót ổ và ngông trục; m - số mũ ($m = 2,6 \div 3,0$).

Giá trị S_δ và S_μ là sai lệch bình phương trung bình của khe hở và độ nhót được xác định bằng 1/6 miền dung sai δ_δ và δ_μ các thông số đó. Độ lệch hướng kính δ_δ có thể xác định bằng công thức gần đúng sau:

$$\delta_\delta \approx 1,1\sqrt{\delta_{l0}^2 + \delta_{lr}^2} \quad (8.122)$$

Dung sai của độ nhót động lực của dầu được xác định bằng công thức:

$$\delta_\mu = \delta_{\mu_0} \left(\frac{t_0}{t} \right)^m \quad (8.123)$$

trong đó δ_{μ_0} - dung sai của độ nhót động lực ứng với nhiệt độ t_0 .

Khi **nhiệt độ t thay đổi** thì δ và μ cũng thay đổi, do đó $\left(\frac{\partial F}{\partial \delta} \right), \left(\frac{\partial F}{\partial \mu} \right)$ là hàm số của chế độ tải trọng, khe hở, độ nhót của dầu...

8.7 ĐỘ TIN CẬY LY HỢP

Mục này giới thiệu tính toán độ tin cậy các loại ly hợp tự động (ly hợp một chiều) và ly hợp an toàn: chốt an toàn, ma sát an toàn, bi an toàn...

8.7.1 Độ tin cậy ly hợp một chiều

Đối với loại ly hợp một chiều (hình 8.3) có yêu cầu cao vì chúng làm việc như cơ cấu bánh cóc, khi mà chuyển động theo chiều ngược lại sẽ gây nên những hiện tượng không mong muốn và dẫn đến hỏng máy. Tính toán xác suất ly hợp gồm: xác suất chuyển động một chiều và độ bền ly hợp.

Thông số chủ yếu của ly hợp, xác định điều kiện làm việc là góc chêm của con lăn α . Nếu tính độ lệch tâm của trục và vòng ngoài ta có biểu thức quan hệ hình học sau:

$$\alpha = \arccos \frac{2b + d}{D - d} \quad (8.124)$$

trong đó: b - khoảng cách mặt phẳng làm việc của đĩa xích đến trục ly hợp; d - đường kính con lăn; D - đường kính vòng ngoài.

Xác suất chuyển động một chiều xác định theo điều kiện con lăn ly hợp sẽ được cài, nếu như góc ma sát ρ sẽ lớn hơn 1/2 góc chêm.

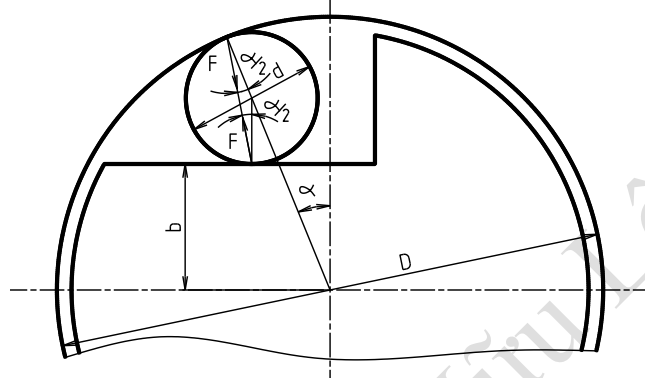
$$\rho \geq \frac{\alpha}{2} \quad (8.125)$$

Tuy nhiên giá trị α càng lớn thì mômen truyền T sẽ càng lớn:

$$T = 0,5FzD\sin\frac{\alpha}{2} \quad (8.126)$$

trong đó: z - số con lăn; F - lực trong mỗi tiếp xúc.

Do đó để tăng khả năng tải ta tăng góc chêm (thông thường $\alpha = 7^\circ$), nhưng khi đó có thể xảy ra hiện tượng ly hợp không được cài.



Hình 8.3 Ly hợp một chiều

Khảo sát kết cấu tùy động của ly hợp (hình 8.3) với 3 con lăn. Giả sử góc chêm và góc ma sát phân phối theo quy luật phân phối chuẩn. Xác suất cài của ly hợp tùy động R_c dựa trên biểu thức (8.125) phụ thuộc vào giá trị trung bình của góc ma sát $\bar{\rho}$ và góc chêm $\bar{\alpha}$, và với sai lệch bình phương trung bình $S_{\rho l}$ và $S_{\alpha l}$ của sự phân tán của góc ma sát và góc chêm theo ly hợp. Đại lượng $S_{\alpha l}$ liên quan đến độ phân tán đường kính vòng. Điểm phân vị z_{1c} của xác suất R_c , được xem như là hiệu số của các đại lượng ngẫu nhiên $\left(\rho - \frac{\alpha}{2}\right)$, phân phối theo quy luật chuẩn có thể ước lượng theo công thức:

$$z_{1c} = -\frac{\bar{\rho} - \frac{\bar{\alpha}}{2}}{\sqrt{S_{\rho l}^2 + \frac{1}{4}S_{\alpha l}^2}} \quad (8.127)$$

Giá trị R_c thực tế không bao gồm độ phân tán các giá trị ρ và α theo các con lăn trong giới hạn của một ly hợp, bởi vì sai số chế tạo trong ly hợp tự chỉnh được đánh giá theo giá trị trung bình.

Xác suất không hỏng R các chi tiết tiếp xúc xác định theo ứng suất tiếp xúc phá hủy σ_R và tác dụng σ_H . Điểm phân vị z_1 của xác suất cần tìm có thể tìm theo công thức:

$$z_1 = -\frac{\bar{\sigma}_R - \bar{\sigma}_H - \mu S_R}{\sqrt{(\epsilon S_R)^2 + S_H^2}} \quad (8.128)$$

Cơ sở phân tích và thiết kế chi tiết máy...

trong đó: $\bar{\sigma}_R$, $\bar{\sigma}_H$, S_R , S_H - giá trị trung bình và sai lệch bình phương trung bình ứng suất phá hủy và tác dụng.

Khi độ rắn các bề mặt HRC > 60 có thể lấy sơ bộ $\bar{\sigma}_R = 1800$ MPa, $S_R = 100$ MPa.

Giá trị trung bình ứng suất tiếp xúc $\bar{\sigma}_H$ xác định theo công thức Hetz:

$$\bar{\sigma}_H = 0,418 \sqrt{\frac{8TE}{zDdl\alpha}} \quad (8.129)$$

trong đó: E – mô đun đàn hồi các chi tiết tiếp xúc, MPa; l - chiều dài con lăn, mm.

Hệ số biến phân ứng suất tiếp xúc:

$$v_H = \frac{1}{2} \sqrt{v_T^2 + v_D^2 + v_d^2 + v_\alpha^2 + v_l^2} \quad (8.130)$$

Sai lệch bình phương trung bình $S_H = \bar{\sigma}_H v_H$.

8.7.2 Độ tin cậy của ly hợp chốt an toàn

Đặc điểm của độ tin cậy ly hợp chốt an toàn là phải tính xác suất của hai sự kiện mâu thuẫn nhau: xác suất không hỏng của ly hợp khi tải trọng ngoài tác dụng và xác suất hỏng của chốt khi tải trọng tác dụng chưa đến giá trị giới hạn.

Tính toán **xác suất làm việc không hỏng của ly hợp** theo điểm phân vị z_1 :

$$z_1 = - \frac{\bar{n} - 1}{\sqrt{\bar{n}^2 v_p^2 + v_a^2}} \quad (8.131)$$

trong đó: $\bar{n} = \frac{\bar{T}_p}{\bar{T}_a}$ - hệ số an toàn theo các giá trị trung bình; $\bar{T}_p$, $\bar{T}_a$ - giá trị trung bình của mômen phá hủy và mômen tải; v_p , v_a - hệ số biến phân của mômen phá hủy và mômen tải trọng ngoài.

Mômen phá hủy:

$$T_p = \frac{\pi d^2 \tau R}{4}$$

trong đó: d - đường kính tiết diện nguy hiểm của chốt; R - bán kính từ chốt đến tâm trục gắn khớp nối; τ - giới hạn bền cắt: $\tau = c\sigma_b$ với σ_b - giới hạn bền vật liệu, $c = 0,95$ chốt có rãnh, $c = 0,75$ chốt không có rãnh.

Hệ số biến phân của mômen phá hủy bằng hệ số biến phân của giới hạn bền vật liệu chốt thông thường có giá trị bằng $0,06 \div 0,08$.

Xác suất phá hỏng của chốt trong lúc quá tải xác định theo z_1 :

$$z_1 = - \frac{\bar{n} - 1}{v_p} \quad (8.132)$$

trong đó: $\bar{n}_n = \frac{\bar{T}_{qt}}{\bar{T}_p}$ - hệ số an toàn theo giá trị trung bình; T_{qt} - mômen quá tải, vượt quá giá trị này thì chốt sẽ bị hỏng.

8.7.3 Độ tin cậy của ly hợp ma sát an toàn

Điều kiện không trượt của ly hợp với xác suất cho trước:

$$\bar{T} - \bar{T}_a + z_1 S = 0$$

$$\text{Hoặc: } F\bar{f}r_m - \bar{T}_a + z_1 S = 0 \quad (8.133)$$

trong đó: $\bar{T} = F\bar{f}r_m$ giá trị trung bình của mômen giới hạn; F - lực nén đĩa ma sát; r_m - bán kính trung bình của đĩa ma sát; $\bar{f}$ - giá trị trung bình của hệ số ma sát; $\bar{T}_a$ - giá trị trung bình của mômen tải trọng ngoài; $S = \sqrt{S_T^2 + S_a^2}$ - sai lệch bình phương trung bình của hiệu các mômen T và T_a ; S_T và S_a - sai lệch bình phương trung bình các mômen T và T_a .

Hệ số biến phân của phân phối chuẩn:

$$z_1 = -\frac{\bar{n} - 1}{\sqrt{\bar{n}^2 v_f^2 + v_{T_a}^2}} \quad (8.134)$$

trong đó: $\bar{n} = \frac{F\bar{f}r_m}{\bar{T}_a}$ - hệ số an toàn theo các giá trị trung bình; v_a và v_f - hệ số biến phân của tải trọng ngoài và của hệ số ma sát.

Theo giá trị z_1 ta tính xác suất làm việc của ly hợp không trượt.

Xác suất phá hủy chỉ tiết khi tác dụng bởi mômen quá tải ta xác

định phụ thuộc vào điểm phân vị $z_1 = -\frac{\bar{n} - 1}{v_f}$, trong đó $\bar{n}_n = \frac{T_{qt}}{\bar{T}}$.

8.7.4 Độ tin cậy của ly hợp bi an toàn

Mômen giới hạn của ly hợp, tức là mômen xoắn T mà khi đó bắt đầu trượt dưới tác dụng của lực ma sát giữa con lăn và rãnh:

$$T = \frac{FD}{2(\operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - Df/d)} \approx \frac{FD}{2(\operatorname{tg}\alpha - fc)} \quad (8.135)$$

trong đó: $c = 1 + D/d$; F - lực của lò xo; D - đường kính vị trí tâm con lăn; d - đường kính trung bình phần rãnh của trục; α - góc tiếp xúc giữa con lăn với đĩa ma sát; $f = \operatorname{tg}\varphi$ - hệ số ma sát (hình 8.4).

Xác suất làm việc không trượt của ly hợp được xác định theo điểm phân vị z_1 :

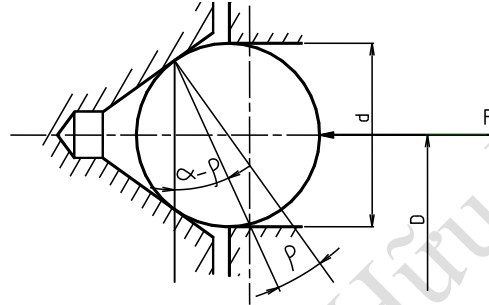
$$\bar{T} - \bar{T}_a + z_1 S_T = 0 \quad (8.136)$$

Cơ sở phân tích và thiết kế chi tiết máy...

trong đó: $\bar{T}, \bar{T}_a$ - giá trị trung bình mômen tới hạn và của mômen ngoài tác dụng; S_T - sai lệch bình phương trung bình của mômen giới hạn và mômen tải trọng ngoài.

$$S_T \approx \sqrt{\left(\frac{\partial T}{\partial f}\right)_m^2 S_f^2 + S_a^2} = \sqrt{\left[\frac{c\bar{T}}{(\operatorname{tg}\alpha - \bar{f}c)}\right]^2 S_f^2 + S_a^2} \quad (8.137)$$

trong đó: S_f, S_a - sai lệch bình phương trung bình của hệ số ma sát và mômen ngoài.



Hình 8.4 Ly hợp bị an toàn

Từ đây:

$$z_1 = -\frac{\bar{T} - \bar{T}_a}{\sqrt{\left[\frac{c\bar{T}}{(\operatorname{tg}\alpha - \bar{f}c)}\right]^2 v_f^2 + v_a^2 \bar{T}_a^2}} = -\frac{\bar{n} - 1}{\sqrt{\left[\frac{cn\bar{f}}{(\operatorname{tg}\alpha - \bar{f}c)}\right]^2 v_f^2 + v_a^2}} \quad (8.138)$$

trong đó: $\bar{n} = \frac{\bar{T}}{\bar{T}_a}$ - hệ số an toàn theo giá trị trung bình.

Xác suất phá hủy của ly hợp khi tác dụng mômen quá tải T_{qt} xác định theo z_1 .

$$z_1 = -\frac{T_{qt} - \bar{T}}{c\bar{T} S_f} = -\frac{\bar{n}_n - 1}{\frac{cf}{\operatorname{tg}\alpha - \bar{f}c} v_f} \quad (8.139)$$

trong đó: $\bar{n}_n = \frac{T_{qt}}{\bar{T}}$

8.8 ĐỘ TIN CẬY Lò XO

8.8.1 Lò xo xoắn ốc nén, kéo

Lò xo xoắn ốc nén (hình 8.5) được tính toán theo độ bền và độ cứng.

Ứng suất trong dây lò xo được xác định theo công thức:

$$\tau = \frac{8FK_w D}{\pi d^3} \quad (8.140)$$

Chương 8

trong đó: K_w gọi là hệ số Wahl; F – lực nén tác dụng lên lò xo; d – đường kính dây; D – đường kính trung bình.

Hệ số Wahl K_w xác định theo công thức:

$$K_w = \frac{(4c-1)}{(4c-4)} + \frac{0,615}{c} \quad (8.141)$$

trong đó: c – chỉ số lò xo, $c = D/d$.

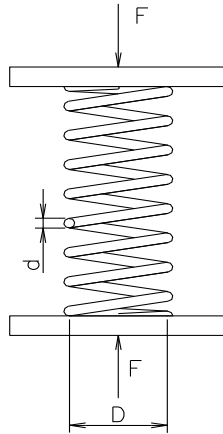
Giá trị trung bình và hệ số biến phân ứng suất:

$$\bar{\tau} = \frac{8\bar{F}K_w\bar{D}}{\pi d^3} \quad \text{và} \quad v_\tau = \sqrt{v_F^2 + v_D^2 + 9v_d^2} \quad (8.142)$$

Độ cứng lò xo:

$$k = \frac{F}{\lambda} = \frac{Gd^4}{8D^3n_0} \quad (8.143)$$

trong đó: n_0 – số vòng làm việc lò xo; G – mô đun đàn hồi trượt vật liệu.



Hình 8.5

Giá trị trung bình và hệ số biến phân độ cứng:

$$k = \frac{\bar{G}\bar{d}^4}{8\bar{D}^3\bar{n}_0} \quad \text{và} \quad v_k = \sqrt{v_G^2 + v_{n_0}^2 + 9v_D^2 + 16v_d^2} \quad (8.144)$$

Nếu ứng suất được phân phối theo qui luật chuẩn thì điểm phân vị được xác định theo công thức sau:

$$z_{1\tau} = -\frac{\bar{\tau}_{lim} - \bar{\tau}}{\sqrt{S_{\tau_{lim}}^2 + S_\tau^2}} = -\frac{\bar{n} - 1}{\sqrt{\bar{n}^2 v_{\tau_{lim}}^2 + v_\tau^2}} \quad (8.145)$$

Nếu hệ số độ cứng được phân phối theo qui luật chuẩn thì điểm phân vị được xác định theo công thức sau:

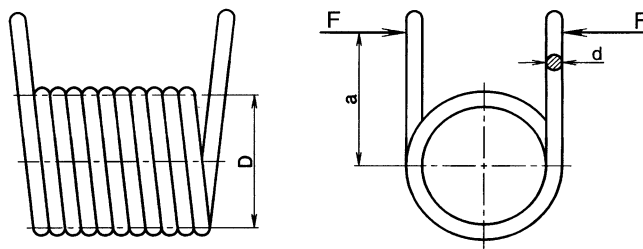
$$z_{lk} = -\frac{\bar{n}-1}{\sqrt{\bar{n}^2 v_K^2 + v_k^2}} \quad (8.146)$$

Từ công thức (8.145), (8.146) ta xác định giá trị trung bình hệ số an toàn, sau đó xác định kích thước lò xo.

8.8.2 Lò xo xoắn ốc xoắn

Ứng suất uốn lớn nhất xuất hiện trên dây lò xo xoắn ốc xoắn (hình 8.6) được xác định theo công thức sau:

$$\sigma = \frac{KT}{W} = \frac{32KT}{\pi d^3} \quad (8.147)$$



Hình 8.6

Giá trị trung bình và hệ số biến phân ứng suất:

$$\bar{\sigma} = \frac{32K\bar{T}}{\pi d^3} \quad \text{và} \quad v_{\tau} = \sqrt{v_T^2 + 9v_d^2}$$

Đối với lò xo xoắn hệ số độ cứng lò xo được xác định theo công thức:

$$k = \frac{T}{\theta} = \frac{d^4 E}{64 D n_0} \quad (8.148)$$

trong đó: T – mômen xoắn; θ - độ lệch góc lò xo; d – đường kính dây; D – đường kính trung bình; n_0 – số vòng làm việc lò xo; E – môđun đàn hồi vật liệu.

Giá trị trung bình và hệ số biến phân độ cứng:

$$\bar{k} = \frac{\bar{d}^4 \bar{E}}{64 \bar{D} \bar{n}_0} \quad \text{và} \quad v_k = \sqrt{v_E^2 + v_{n_0}^2 + v_D^2 + 16v_d^2} \quad (8.149)$$

Nếu ứng suất được phân phối theo qui luật chuẩn thì điểm phân vị được xác định theo công thức sau:

$$z_{1\sigma} = -\frac{\bar{\sigma}_{\text{lim}} - \bar{\sigma}}{\sqrt{S_{\sigma_{\text{lim}}}^2 + S_{\sigma}^2}} = -\frac{\bar{n} - 1}{\sqrt{\bar{n}^2 v_{\sigma_{\text{lim}}}^2 + v_{\sigma}^2}} \quad (8.150)$$

Nếu hệ số độ cứng được phân phối theo qui luật chuẩn thì điểm phân vị được xác định theo công thức sau:

$$z_{1k} = -\frac{\bar{K} - \bar{k}}{\sqrt{S_K^2 + S_k^2}} = -\frac{\bar{n} - 1}{\sqrt{\bar{n}^2 v_K^2 + v_k^2}} \quad (8.151)$$

8.9 ĐỘ TIN CẬY CỦA MỖI GHÉP REN

Tính toán độ tin cậy của mỗi ghép ren chủ yếu dựa trên mối liên quan của độ phân tán tải trọng, giới hạn mỗi của bulông... và với độ tin cậy của các chi tiết cố định đai ốc (chi tiết hãm). Ta sẽ khảo sát độ tin cậy của bulông khi tải trọng tĩnh và tải trọng thay đổi [52, 53].

Đặc điểm của tính toán mỗi ghép ren theo độ tin cậy là tính đến độ phân tán của lực xiết ban đầu và tính toán chính xác độ phân tán của sự tập trung ứng suất. Khi tính toán ta chấp nhận các đại lượng ngẫu nhiên là tải trọng ngoài, lực xiết ban đầu, giới hạn mỗi của vật liệu và hệ số tập trung ứng suất ở ren liên quan đến bộ phân tán của bán kính cong rãnh ren.

Độ tin cậy theo xác suất làm việc không hỏng của mỗi ghép bằng ren được xác định theo xác suất làm việc không hỏng của các tiêu chuẩn khả năng làm việc chủ yếu: không tách mỗi ghép, không trượt mỗi ghép, độ bền bulông (tĩnh, mỗi) $R = R_1 R_2 R_3 \dots$

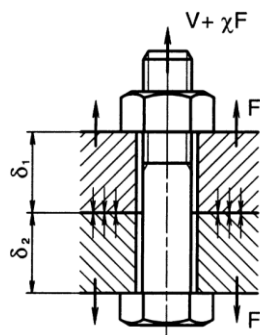
8.9.1 Xác suất làm việc không hỏng theo điều kiện không tách bề mặt ghép R_1

Xác suất không hỏng R_1 khi đó ứng suất nén nhỏ nhất trên mỗi ghép sau khi tác động của tải trọng ngoài có giá trị lớn hơn không.

Trong trường hợp đơn giản nhất: Mỗi ghép ren chịu tác dụng của lực kéo dọc bulông F (hình 8.7) xác suất R_1 xác định từ điều kiện:

$$R_1 = P[V/k > F(1-\chi)] \quad (8.152)$$

trong đó: V - lực xiết; k - hệ số tính đến khả năng có thể làm yếu sự xiết do bề mặt mỗi ghép bị phá hủy (mềm hóa) $k = 1,3 \div 1,5$ khi tải trọng tĩnh, $k = 1,5 \div 4$ khi tải trọng thay đổi; $(1-\chi)$ - hệ số đặc trưng tải trọng ngoài tác động lên mỗi ghép.



Hình 8.7 Mối ghép chịu lực dọc trục bulông

Xác suất R_1 xác định theo điểm phân vị z_{11} :

$$z_{11} = - \frac{\bar{n}_1 - 1}{\sqrt{\bar{n}_1^2 v_V^2 + v_F^2}} \quad (8.153)$$

trong đó: $\bar{n}_1$ - hệ số an toàn không tách mối ghép xác định theo giá trị tải trọng trung bình:

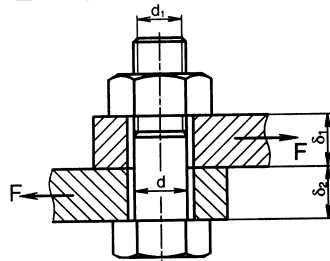
$$\bar{n}_1 = \frac{\bar{V}}{k\bar{F}(1-\lambda)} \quad (8.154)$$

với: $\bar{V}$, $\bar{F}$ và v_V , v_F - giá trị trung bình và hệ số biến phân của các đại lượng ngẫu nhiên là lực xiết V và tải trọng ngoài F .

8.9.2 Xác suất làm việc không hỏng theo điều kiện không trượt bề mặt ghép R_2

Xác suất không hỏng theo tiêu chuẩn không trượt bề mặt ghép của mối ghép bulông xiết chịu tải trọng ngang F (hình 8.8):

$$R_2 = P(fV/k > F) \quad (8.155)$$



Hình 8.8 Mối ghép chịu lực ngang

Để xác định R_2 ta tính điểm phân vị:

$$z_{12} = - \frac{\bar{n}_2 - 1}{\sqrt{\bar{n}_2^2 v_{lim}^2 + v_F^2}}$$

Hệ số an toàn độ không trượt của mối ghép theo tải trọng trung bình và hệ số biến phân được xác định như sau:

$$\bar{n}_2 = \frac{\bar{f}\bar{V}}{k\bar{F}}$$

$$v_{\text{lim}} = \sqrt{v_V^2 + v_f^2} \quad (8.156)$$

trong đó: $\bar{f}$ và v_f - giá trị trung bình và hệ số biến phân của hệ số ma sát f .

Hệ số ma sát đối với các tấm thép hoặc gang có thể lấy $f = 0,15 \div 0,20$, đối với thép (gang) với bê tông $f = 0,3 \div 0,35$, đối với thép (gang) với gỗ $f = 0,25$; k - hệ số an toàn, thường lấy $1,3 \div 1,5$.

8.9.3 Xác suất làm việc không hỏng theo độ bền tĩnh R_3

Xác suất làm việc không hỏng bulông theo tiêu chuẩn bền tĩnh R_3 :

$$R_3 = P(\sigma_{tt} < \sigma_{ch}) \quad (8.157)$$

trong đó: σ_{tt} - ứng suất tính toán trong tiết diện nguy hiểm của bulông; σ_{ch} - giới hạn chảy của vật liệu bulông.

Ứng suất tính toán σ_{tt} trong bulông của mối ghép ren (1 bulông) chịu tải trọng kéo dọc bulông xác định theo công thức:

$$\sigma_{tt} = \frac{4}{\pi d_1^2} (KV + \chi F) \quad (8.158)$$

trong đó: d_1 - đường kính tính toán của ren bulông; K - hệ số xét đến sự xoắn của bulông khi xiết (khi không có hiện tượng xoay bulông khi xiết $K = 1$, trong các trường hợp khác $K = 1,3$).

Giá trị trung bình của ứng suất tính toán $\bar{\sigma}_{tt}$ xác định theo σ_{tt} :

$$\bar{\sigma}_{tt} = \frac{4}{\pi d_1^2} (K\bar{V} + \chi\bar{F}) \quad (8.159)$$

Sai lệch bình phương trung bình của ứng suất tính toán:

$$S_{tt} = \bar{\sigma}_{tt} v_{tt} = \frac{4}{\pi d_1^2} \sqrt{K^2 v_V^2 \bar{V}^2 + \chi^2 \bar{F}^2 v_F^2} \quad (8.160)$$

Từ đây suy ra hệ số biến phân:

$$v_{tt} = \frac{S_{tt}}{\bar{\sigma}_{tt}} = v_V \frac{1}{1+a} \sqrt{1+a^2 \frac{v_F^2}{v_V^2}} \quad \text{với } a = \frac{\chi \bar{F}}{K \bar{V}} \quad (8.161)$$

Do giá trị a có giá trị nhỏ nên ta có thể lấy gần đúng:

$$v_{tt} = v_V \quad (8.162)$$

Xác suất làm việc không hỏng R_3 theo tiêu chuẩn bền tĩnh tìm theo điểm phân vị:

$$z_{13} = - \frac{\bar{n}_3 - 1}{\sqrt{\bar{n}_3^2 v_{ch}^2 + v_V^2}} \quad (8.163)$$

Cơ sở phân tích và thiết kế chi tiết máy...

trong đó: $\bar{\sigma}_{ch}$ và v_{ch} - giá trị trung bình và hệ số biến phân giới hạn chảy của vật liệu chế tạo bulông; $\bar{n}_3$ - hệ số an toàn.

Hệ số an toàn $\bar{n}_3$ xác định theo công thức:

$$\bar{n}_3 = \frac{\bar{\sigma}_{ch}}{\bar{\sigma}_{tt}} = \frac{\pi d_1^2 \bar{\sigma}_{ch}}{4(KV + \chi F)} \quad (8.164)$$

8.9.4 Xác suất làm việc không hỏng theo độ bền mỏi R_4

Xác suất làm việc không hỏng bulông theo tiêu chuẩn bền mỏi R_4 :

$$R_4 = P(\sigma_a < \sigma_{-1bl}) \quad (8.165)$$

trong đó: σ_a - ứng suất thay đổi sinh ra trong bulông; σ_{-1bl} - giới hạn mỏi của bulông.

Giá trị trung bình ứng suất sinh ra trong bulông:

$$\bar{\sigma}_a = \frac{4}{\pi d_1^2} \left[0,5\chi\bar{F} + \frac{\psi}{K_\sigma} (\bar{V} + 0,5\chi\bar{F}) \right] \quad (8.166)$$

trong đó: $\bar{F}$ - giá trị trung bình của tải trọng lớn nhất tác động lên bulông (tính đến đặc tính ngẫu nhiên của tải trọng); $0,5\bar{F}$ - giá trị trung bình biên độ tải trọng; ψ - hệ số ảnh hưởng độ nhạy của vật liệu đến tính chất không đối xứng của chu kỳ; K_σ - giá trị trung bình của hệ số tập trung ứng suất phụ thuộc vào giới hạn bền σ_b của vật liệu:

$\sigma_b \dots$	400	600	800	1000
$K_\sigma \dots$	3,0	3,9	4,8	5,2

hoặc được xác định theo công thức:

$$K_\sigma = 1 + q(\bar{\alpha} - 1) \quad (8.167)$$

với: q - hệ số độ nhạy của vật liệu đến sự tập trung ứng suất: $q = 0,5 \div 0,6$ đối với thép carbon và $q = 0,7 \div 0,8$ đối với thép hợp kim;
 $\bar{\alpha}$ - giá trị trung bình của hệ số tập trung ứng suất lý thuyết.

Hệ số biến phân của ứng suất sinh ra trong bulông có thể lấy bằng hệ số biến phân của tải trọng ngoài v_F .

Giá trị trung bình giới hạn mỏi của bulông:

$$\bar{\sigma}_{-1bl} = \bar{\sigma}_{-1} \frac{\varepsilon_\sigma}{K_\sigma} \beta \beta_{tb} \quad (8.168)$$

trong đó: $\bar{\sigma}_{-1}$ - giá trị trung bình giới hạn mỏi của mẫu thử nhẵn ($d = 7,5 \div 10$ mm); ε_σ - hệ số ảnh hưởng của kích thước bulông; β - hệ số phụ thuộc vào mối ghép ren: đối với mối ghép tiêu chuẩn $\beta = 1$, khi ghép có bộ phận căng ren $\beta = 1,5 \div 1,6$; β_{tb} - hệ số tăng bền bằng phương pháp gia công ren: đối với bulông có ren cắt $\beta_{tb} = 1$, đối với ren lăn $\beta_{tb} = 1,2 \div 1,3$.

Hệ số biến phân giới hạn mỏi của bulông v_{-1bl} :

$$v_{-1bl} = \sqrt{v_{bl}^2 + v_p^2 + v_\alpha^2} \quad (8.169)$$

trong đó: v_{bl} - hệ số biến phân giới hạn mỗi chi tiết được chế tạo bằng vật liệu cùng 1 mẻ nấu, $v_{bl} = 0,06 \div 0,08$; v_p - hệ số biến phân giới hạn mỗi bulông được chế tạo bằng vật liệu từ các mẻ nấu khác nhau $v_p = 0,08$; v_α - hệ số biến phân tập trung ứng suất.

Do đó xác suất làm việc không hỏng theo tiêu chuẩn bền mỗi R_4 được xác định theo điểm phân vị z_{14} :

$$z_{14} = - \frac{\bar{n}_4 - 1}{\sqrt{\bar{n}_4^2 v_{-1bl}^2 + v_a^2}} \quad (8.170)$$

$$\text{Và} \quad \bar{n}_4 = \frac{\bar{\sigma}_{-1bl}}{\sigma_a} \quad (8.171)$$

8.10 ĐỘ TIN CẬY MỐI GHÉP ĐỘ DÔI

Độ tin cậy mối ghép bằng độ dôi được tính là do có sự phân tán lớn các đại lượng như: độ dôi (hiệu số giữa đường kính trục và ổ), hệ số ma sát (phụ thuộc vào trạng thái bề mặt, các tạp chất (hạt mòn) rơi vào mối ghép) và tải trọng ngoài ... [51, 53].

Xác suất làm việc không hỏng mối ghép bằng độ dôi sẽ tính bằng xác suất làm việc không hỏng theo độ bền mối ghép R_{mg} ($R_{mg} = P(T < T_{lim})$) và xác suất làm việc không hỏng của độ bền chi tiết R_{ct} ($R_{ct} = P(\sigma_{td} < \sigma_{ch})$).

$$R = R_{mg} R_{ct} \quad (8.172)$$

Xác suất làm việc không hỏng theo độ bền mối ghép R_{mg}

Xác suất làm việc không hỏng mối ghép R_{mg} theo tiêu chuẩn độ bền mối ghép xác định theo công thức z_1 :

$$z_1 = - \frac{\bar{n}_{mg} - 1}{\sqrt{\bar{n}_{mg}^2 v_{lim}^2 + v_T^2}} \quad (8.173)$$

trong đó $\bar{n}_{mg} = \frac{\bar{T}_{lim}}{T}$ - hệ số an toàn độ bền mối ghép.

Mômen xoắn giới hạn theo độ bền (Nmm) T_{lim} là mômen lớn nhất có thể truyền của mối ghép có đường kính d (mm), chiều dài l (mm) độ dôi $N(\mu m)$, áp suất trên bề mặt p (MPa) và hệ số ma sát f :

$$T_{lim} = \frac{\pi d^2 l p f}{2K} \quad (8.174)$$

trong đó $K = 1,5 \div 3$ - hệ số tính đến khả năng có thể giảm lực dính kết theo thời gian.

Cơ sở phân tích và thiết kế chi tiết máy...

Mômen xoắn giới hạn T_{lim} được khảo sát như là hàm số theo hai đại lượng ngẫu nhiên p và f . Giá trị trung bình $\bar{T}_{lim}$ được xác định theo giá trị trung bình $\bar{p}$ và $\bar{f}$.

Đối với trục đặc đường kính d với mayơ có đường kính vòng ngoài d_2 , cả hai có cùng mô đun đàn hồi E (MPa) và hệ số Poisson μ như nhau, do đó ta có công thức xác định áp suất sinh ra trên bề mặt sau:

$$p = \frac{(\delta - u)E \cdot 10^{-3}}{d(1 + \psi)} \quad (8.175)$$

trong đó: ψ là hệ số xác định theo công thức $\psi = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}$; δ - độ dôi mỗi

ghép, μm ; u - hệ số điều chỉnh xét đến việc san bằng các độ nhấp nhô bề mặt lắp R_{Z1}, R_{Z2} : $u = 1,2(R_{Z1} + R_{Z2})$.

Giá trị trung bình $\bar{p}$ được xác định theo (8.175) khi thay δ bởi $\bar{\delta}$.

Giá trị trung bình độ dôi $\bar{\delta}$ xác định bằng hiệu của giá trị trung bình sai lệch trục $\bar{c}$ và lỗ $\bar{E}$. Trong hệ thống lỗ có thể biểu diễn qua các giá trị miền dung sai tra bảng đường kính trục t_e , lỗ t_E và sai lệch dưới của trục e_i .

$$\bar{\delta} = \bar{c} - \bar{E} = e_i + 0,5(t_e - t_E) \quad (8.176)$$

Dung sai độ dôi:

$$t_{\delta} = \sqrt{t_c^2 + t_E^2}$$

Sai lệch bình phương trung bình độ dôi S_{δ} :

$$S_{\delta} = \frac{1}{6} \sqrt{t_c^2 + t_E^2} \quad (8.177)$$

Khi đó hệ số biến phân độ dôi $v_{\delta} = S_{\delta} / \bar{\delta}$.

Khi chế tạo trục là lỗ theo cùng một cấp chính xác tức là $t_e = t_E = t$:

$$\bar{\delta} = e_i; v_{\delta} = \frac{\sqrt{2}t}{6e_i} = \frac{0,236t}{e_i} \quad (8.178)$$

Hệ số biến phân áp suất p :

$$v_p = \frac{S_{\delta}}{\bar{\delta} - u} = v_{\delta} \frac{1}{1 - u/\bar{\delta}} \quad (8.179)$$

trong đó: v_{δ}, S_{δ} là hệ số biến phân và sai lệch bình phương trung bình của độ dôi δ .

Nếu u tỉ lệ với δ thì $v_p = v_{\delta}$.

Hệ số biến phân của T_{lim} được xác định như sau:

$$v_{lim} = \sqrt{v_p^2 + v_f^2} \quad (8.180)$$

trong đó: v_p, v_f là hệ số biến phân của áp suất p và hệ số ma sát f .

Theo kết quả thực nghiệm, hệ số biến phân của hệ số ma sát v_f nằm trong khoảng $0,08 \div 0,125$ (trung bình 0,1). Giá trị nhỏ khi lắp bằng phương pháp làm lạnh trực. Giá trị nhỏ nhất nằm ngoài khoảng trên khi lắp bằng thủy lực. Ta khảo sát bài toán tổng quát ước lượng độ tin cậy của mối ghép bằng độ dôi dưới tác dụng của mômen với giá trị trung bình $\bar{T}$ và hệ số biến phân v_T .

Xác suất làm việc không hỏng của độ bền chi tiết R_{ct}

Ứng suất nguy hiểm sinh ra tại bề mặt trong chi tiết bao. Điều kiện bền $\sigma_{td} \leq \sigma_{ch}$, trong đó σ_{td} – ứng suất tương đương lớn nhất; σ_{ch} – giới hạn chảy vật liệu chi tiết bao.

Giá trị trung bình của ứng suất tương đương $\bar{\sigma}_{td}$ bằng:

$$\bar{\sigma}_{td} = \frac{2\bar{p}}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} \quad (8.181)$$

Hệ số biến phân v_{td} của ứng suất σ_{td} bằng hệ số biến phân v_p của áp suất trên bề mặt lắp ghép.

Xác suất làm việc không hỏng R_{ct} theo độ bền chi tiết xác định theo z_1 :

$$z_1 = - \frac{\bar{n}_{ct} - 1}{\sqrt{\bar{n}_{ct}^2 v_{ch}^2 + v_p^2}} \quad (8.182)$$

trong đó: $\bar{n}_{ct} = \frac{\bar{\sigma}_{ch}}{\bar{\sigma}_{td}}$ - hệ số an toàn theo giá trị trung bình của giới hạn chảy

và ứng suất $\bar{\sigma}_{td}$; v_{ch} - hệ số biến phân của giới hạn chảy.

8.11 KẾT LUẬN

Dựa vào cơ sở lý thuyết trình bày ở trên ta có thể tiến hành tính toán thiết kế và phân tích chi tiết máy trên cơ sở độ tin cậy. Thiết kế tiến hành theo phương pháp mômen thích hợp (giá trị trung bình và sai lệch bình phương trung bình), để đánh giá độ tin cậy ta có thể sử dụng nhiều phương pháp khác nhau đã trình bày chương 5, 6. Trong chương 12 chúng tôi trình bày ví dụ tính toán hệ thống truyền động cơ khí trên cơ sở độ tin cậy.

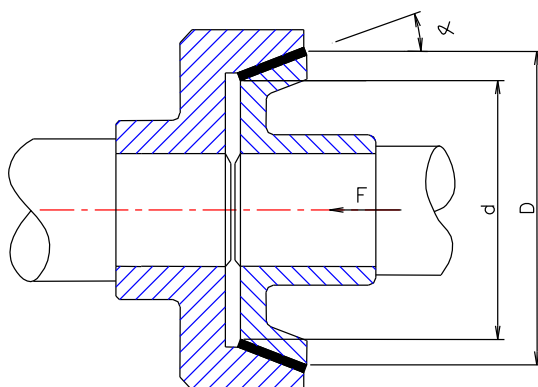
8.12 BÀI TẬP

8.1 Khả năng tải của ly hợp côn (hình 8.9) dưới áp lực không đổi được xác định theo công thức:

$$T = \frac{Ff}{3\sin\alpha} \left[\frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \right]$$

Cơ sở phân tích và thiết kế chi tiết máy...

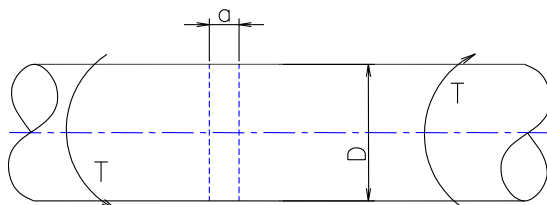
trong đó: D - đường kính ngoài mặt côn; d - đường kính trong của côn, α = nửa góc côn; f - hệ số ma sát giữa trên bề mặt côn; F_a - lực tác dụng dọc trục.



Hình 8.9

Đối với ly hợp trong trường hợp này trên bề mặt côn là lớp amian; $d = N(200, 2)\text{mm}$ $\alpha = N(20^\circ, 2^\circ)$; $F = N(448, 45)\text{N}$; $f = N(0,3, 0,03)$. Nếu mômen xoắn truyền qua ly hợp còn ma sát phân phối theo quy luật chuẩn với giá trị trung bình $T = 45194 \text{ Nmm}$ và sai lệch bình phương trung bình $S_T = 4519 \text{ Nmm}$. Tìm đường kính ngoài mặt côn D để đạt độ tin cậy $R = 0,99$. Giả sử rằng đường kính ngoài mặt côn $D = N(\bar{D}, 0,05 \bar{D})$.

- 8.2 Tìm độ tin cậy trục như hình 8.10 sau có lỗ suốt đường kính a và chịu tác dụng mômen xoắn $T = N(3400, 340)\text{Nm}$. Giới hạn bền kéo của vật liệu trục có giá trị trung bình $\bar{\sigma}_{bk} = 1034,2\text{MPa}$. Hệ số tập trung ứng suất 1,62. Nếu đường kính trục $D = N(\bar{D}, 0,1 \bar{D})$ và lỗ $a = N(6, 0,6) \text{ mm}$ xác định đường kính trung bình của trục $\bar{D}$ với hệ số an toàn $\bar{n} = 2$.



Hình 8.10

- 8.3 Tìm đường kính trung bình trục $\bar{D}$ của bài tập 8.2 để đạt độ tin cậy $R = 0,99$ giả sử rằng ứng suất và độ bền của vật liệu tuân theo quy luật phân phối chuẩn.
- 8.4 Dầm có chiều dài L_1 và tiết diện ngang t và b được hàn cố định vào một giá đỡ như hình 8.11. Mỗi hàn có chiều dài L_2 trên mặt trên và dưới để đỡ tải trọng F . Mỗi hàn có dạng tam giác với đáy là h . Ứng suất cắt lớn nhất trên mỗi hàn τ được xác định theo công thức:

$$\tau' = \sqrt{\tau_F'^2 + \tau_M'^2 + 2\tau_F' \tau_M' \cos \alpha}$$

trong đó:

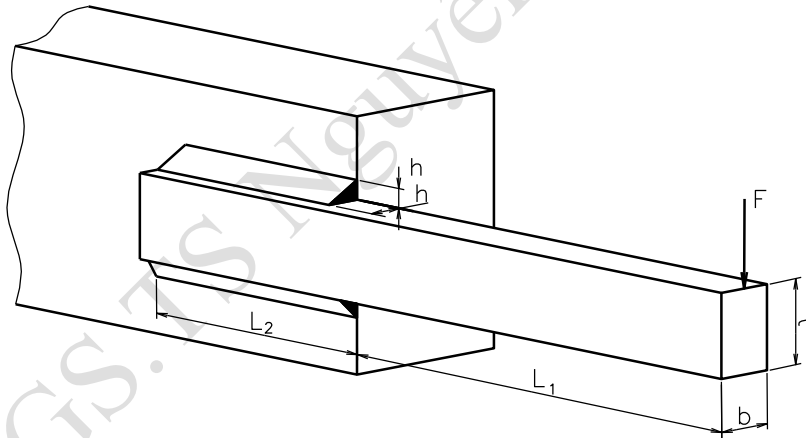
$$\tau_F' = \frac{F}{\sqrt{2}hL_2}$$

$$\tau_M' = \frac{MR}{J} = \left[P \left(L_1 + \frac{1}{2} \right) \right] \frac{\sqrt{\left[\frac{L_2^2}{4} + \left(\frac{h+t}{2} \right)^2 \right]}}{2 \left(\sqrt{2}hL_2 \left[\frac{L_2^2}{12} + \left(\frac{h+t}{2} \right)^2 \right] \right)}$$

và:

$$\cos \alpha = \frac{L_2}{2 \sqrt{\left[\frac{L_2^2}{4} + \left(\frac{h+t}{2} \right)^2 \right]}}$$

Các kích thước mỗi ghép hàn và dầm $L_1 = 625 \text{ mm}$, $h = 50 \text{ mm}$, $L_2 = 250 \text{ mm}$, $t = 250 \text{ mm}$, $b = 50 \text{ mm}$ và tải trọng phân phối theo qui luật chuẩn với $F = N(2500, 250) \text{ N}$. Nếu giới hạn bền cắt của mỗi ghép hàn là $\tau_0 = N(\bar{\tau}_0, S_{\tau_0}) = N(245, 35) \text{ MPa}$. Tìm độ tin cậy của mỗi ghép hàn.



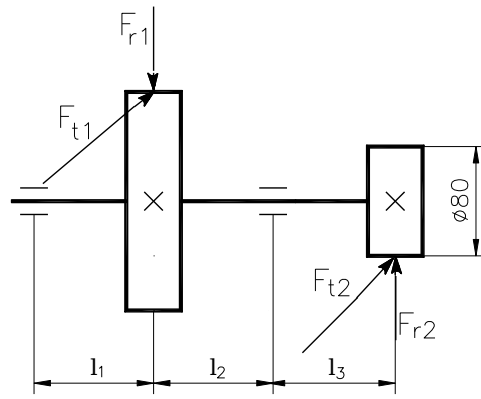
Hình 8.11

8.5 Hai bánh răng được lắp lên trục có các lực tác dụng theo hình 8.12. Các lực F_{t1} , F_{t2} , F_{r1} , F_{r2} và các khoảng cách l_1 , l_2 , l_3 là các đại lượng ngẫu nhiên phân phối theo qui luật chuẩn.

Cho biết: $F_{t1} = 4500\text{N} \pm 450\text{N}$; $F_{r1} = 1800\text{N} \pm 180\text{N}$; $F_{t2} = 6000\text{N} \pm 600\text{N}$; $F_{r2} = 2400\text{N} \pm 240\text{N}$; $l_1 = l_2 = l_3 = 80 \pm 5 \text{ mm}$.

Kích thước đường kính được xem là các giá trị đơn định. Giới hạn mỗi trục là đại lượng ngẫu nhiên với $\sigma_{lim} = 200 \pm 60 \text{ MPa}$.

Xác định đường kính trục với độ tin cậy $R = 0,999$.



Hình 8.12

CHƯƠNG 9

PHÂN TÍCH MÁY THÀNH HỆ THỐNG

Máy hoặc dây chuyền công nghệ được phân tích như là một hệ thống. Sử dụng lý thuyết toán (hệ thống) độ tin cậy để xác định độ tin cậy máy theo các phần tử. Do đó phân tích cấu trúc cây hệ thống rất quan trọng khi đánh giá độ tin cậy máy. Từ độ tin cậy các phần tử ta xác định độ tin cậy hệ thống, có nghĩa xác định độ tin cậy máy. Ngược lại để đảm bảo độ tin cậy máy thì mỗi phần tử phải có độ tin cậy nhất định, từ đó thiết kế các phần tử với độ tin cậy cho trước.

Nguyên nhân việc hỏng hóc của hệ thống không những là do hỏng hóc của các phần tử của hệ thống mà còn do lỗi của người vận hành và nhân viên bảo trì. Do đó, việc xem xét lỗi của con người cũng rất quan trọng trong phân tích an toàn. Hỏng hóc của hệ thống không những gây nên các bất tiện trong cuộc sống, giảm năng suất mà trong một số trường hợp còn gây nên thiệt hại lớn về người và của.

Nhiều phương pháp xem xét an toàn và thiết kế được phát triển để giúp hiểu được tai nạn xảy ra như thế nào, xác suất xảy ra tai nạn được đánh giá như thế nào và bằng phương pháp nào giảm được xác suất xảy ra sự kiện. Các phương pháp này giúp đỡ trong việc phân tích có phương pháp hệ thống theo độ an toàn, trong việc phát hiện ra các điểm yếu tiềm ẩn có khả năng dẫn đến mối nguy hiểm cho sự an toàn và các vị trí nổi bật cần có các sự chú ý đặc biệt trong thiết kế, sản xuất, hoạt động và bảo trì hệ thống. Trong nhiều trường hợp khảo sát lại bản thiết kế có thể phát hiện tất cả khía cạnh của thiết kế để thỏa mãn chúng. Việc đánh giá lại thiết kế được lập kế hoạch và tiến hành tốt sẽ nâng cao hiệu quả kinh tế trong việc thiết kế và phát triển các hệ thống kỹ thuật phức tạp. Phổ biến nhất trong các phương pháp khác nhau có thể sử dụng cho việc đánh giá lại thiết kế và an toàn của hệ thống phức tạp là các dạng hỏng và phân tích hiệu quả (gọi tắt FMEA), phân tích cây sự kiện (gọi tắt ETA) và cây dạng hỏng (gọi tắt FTA).

9.1 PHÂN TÍCH AN TOÀN HỆ THỐNG

Độ tin cậy và an toàn sản phẩm liên quan chặt chẽ với nhau. An toàn định nghĩa theo nghĩa rộng là tránh khỏi các điều kiện mà nó là nguyên nhân gây nên hỏng hóc chi tiết, tổn thất nhân mạng hoặc hỏng hóc lớn về trang thiết bị và môi trường chung quanh. Cho nên trọng tâm ở đây là các hỏng hóc tạo nên nguy cơ cho an toàn. Mục đích là xác định

trong quá trình thiết kế các dạng hỏng nào sẽ xuất hiện và thực hiện các biện pháp khắc phục. Thông thường các dạng hỏng liên quan an toàn có xác suất xuất hiện thấp và do đó rất khó ước lượng chúng. Thử nghiệm độ tin cậy ở mức độ hệ thống có thể sai và tạo nên điều kiện không an toàn. Ngoài ra, các đặc điểm an toàn thiết kế với thành phần hỗ trợ hoặc dự trữ, hỏng hóc gây mất an toàn hệ thống thông thường có nguyên nhân là kết hợp các sự kiện. Ví dụ kết hợp hỏng hóc thiết bị, hỏng hóc do con người và hỏng hóc hệ thống báo động khi nổi hơi bất đầu quá nóng do nguyên nhân tích lũy áp suất.

Cả hai phương pháp định lượng và định tính đều được sử dụng để phân tích an toàn hệ thống. Phương pháp định tính giúp cho ta hiểu biết cấu trúc logic của các dạng hỏng khác nhau hệ thống và mối tương quan giữa chúng. Phương pháp này có thể chỉ cho ta hiểu rằng các sự kiện nào đó có khả năng xảy ra được giảm bớt hoặc loại trừ. Ngược lại, phương pháp định lượng giúp ta sử dụng các dữ liệu hỏng hóc của chi tiết, dự đoán thời gian hỏng hóc và lỗi con người và dự đoán xác suất xuất hiện các sự kiện nào đó.

Trong thực tế sử dụng dạng phân tích an toàn hệ thống phụ thuộc vào độ phức tạp của hệ thống, khả năng sử dụng dữ liệu hỏng hóc và mức độ ảnh hưởng của yếu tố con người. Các dạng khác nhau của trình tự phân tích an toàn hệ thống được sử dụng để nhận dạng và xác định số lượng của an toàn và rủi ro của hệ thống theo hai phương pháp: qui nạp và suy diễn.

Theo phương pháp qui nạp, phân tích bắt đầu ở mức độ chi tiết, xác định các dạng hỏng của mỗi chi tiết và thiết lập ảnh hưởng của mỗi hỏng hóc chi tiết đến toàn bộ hệ thống. Phân tích các dạng hỏng được sử dụng để khảo sát mỗi phần tử của hệ thống và phát hiện sự ảnh hưởng đến hệ thống của các dạng hỏng khác nhau. Phương pháp này mang tính chủ quan do bản chất định tính của phân tích.

Theo phương pháp suy diễn, phân tích bắt đầu từ việc đánh số các mối nguy hiểm tiềm tàng và phân tích từ hệ thống đi xuống để xác định các hỏng hóc phần cứng hệ thống và lỗi do con người là các nguyên nhân gây nên các hỏng hóc tiềm tàng. FTA và cây sự kiện thuộc về phương pháp phân tích hỏng hóc suy diễn. Trong FTA, thì các sự kiện cao nhất (gọi là sự kiện TOP), như là hỏng máy, cháy... là hỏng hóc hoàn toàn của hệ thống được phát hiện đầu tiên, và sau đó là tất cả các dạng hỏng có thể. Phương pháp phân tích này là công cụ chính xác và có tác động lớn cho việc xác định số lượng các rủi ro. Phân tích cây sự kiện là một quá trình logic, dựa trên cơ sở chuỗi nhị phân, trong đó sự kiện hoặc là xảy ra hoặc không, chi tiết có làm việc tốt hay không. Giới hạn chính của

Phân tích máy thành hệ thống

phương pháp này là không tính đến các chi tiết hỏng hóc dần dần. Phương pháp này sử dụng theo logic và nó cần thiết để làm ngược lại về bản chất được sử dụng trong phân tích cây sự kiện. Dựa vào sự xuất hiện dạng hỏng cụ thể, cây dạng hỏng nhận biết các kết hợp khác nhau và trình tự các hỏng hóc khác mà nó dẫn đến sự kiện TOP.

Ngược lại, trong phân tích cây sự kiện, chúng ta bắt đầu từ vài sự kiện ban đầu và hậu quả của nó là hàng loạt sự kiện xuất hiện tiếp theo, đến khi sự kiện cuối cùng xuất hiện. Khi gán mỗi nhánh xác suất xuất hiện, kết quả cuối cùng là danh sách dài các hậu quả có thể của sự kiện ban đầu trong đó mỗi sự kiện có xác suất liên quan đến mỗi kết quả.

9.2 CÁC DẠNG HỎNG VÀ PHÂN TÍCH ẢNH HƯỞNG

Các dạng hỏng và phân tích ảnh hưởng (gọi tắt là FMEA) là thủ tục phân tích được sử dụng phổ biến trong giai đoạn ban đầu phát triển hệ thống. Mục đích là phát hiện các hỏng hóc và các dạng hỏng khác nhau, xuất hiện ở mức độ chi tiết, hệ thống con và hệ thống và đánh giá hậu quả của các hỏng hóc này. Nó liên quan đến việc phân tích hệ thống để xác định ảnh hưởng của hỏng hóc chi tiết hoặc hệ thống con đến toàn bộ hệ thống và có khả năng phù hợp với các đối tượng và yêu cầu thực hiện.

FMEA bắt đầu phát triển vào những năm 50 của thế kỷ trước khi phát triển các hệ thống điều khiển chuyển bay của lực lượng không quân Mỹ. Thông thường FMEA được thực hiện trong suốt các giai đoạn thiết kế ý tưởng và thiết kế ban đầu của hệ thống để đảm bảo dự báo tất cả các dạng hỏng hóc có thể xảy ra và các kế hoạch thực hiện để loại trừ tất cả các hỏng hóc tiềm năng.

Thỉnh thoảng các phân tích trạng thái tới hạn được thực hiện cùng với FMEA. Trong trường hợp này bao gồm cả chỉ số trạng thái tới hạn và tính khắc nghiệt của hỏng hóc. Phân tích này còn gọi là các dạng hỏng, phân tích ảnh hưởng và trạng thái tới hạn (gọi tắt là FMECA) và được phát triển bởi cơ quan hàng không và vũ trụ Mỹ (NASA). Thực hiện một cách toàn diện FMECA cho hệ thống phức tạp là một công việc tốn nhiều thời gian. Tuy nhiên tại Mỹ thủ tục này rất hiệu quả khi đánh giá độ tin cậy và nó là bắt buộc cho các dự án mà nhà nước đầu tư.

FMECA hỗ trợ phân tích độ tin cậy theo sơ đồ khối và đồ thị dự đoán cho mục đích sửa chữa. Trên thực tế, công việc tạo trình tự dự báo và sử dụng các sổ tay bảo trì dễ hơn đáng kể nếu nhà thiết kế biết rõ các chi tiết về FMECA. Mức độ chi tiết được thực hiện với FMECA dựa trên mục tiêu của nó. Ví dụ nghiên cứu tiền khả thi của hệ thống lớn có thể

tiến hành với hệ thống con chức năng với đa số thiết kế chi tiết đã được thực hiện.

Sau đó FMECA bắt đầu được tiến hành với các hỏng hóc liên quan đến hệ thống con và block. Khi thiết kế chi tiết, FMECA sẽ được cập nhật, giúp cho xác định các đặc điểm chi tiết của hệ thống. Đa số FMECA được tiến hành với các dạng hỏng hóc riêng lẻ. Nếu một vài dạng hỏng hóc tới hạn được phát hiện, ảnh hưởng đồng thời của chúng được khảo sát riêng biệt.

Trình tự thực hiện FMECA như sau:

1. Xác định các dạng hỏng hóc tiềm tàng của hệ thống.
2. Liên hệ các nguyên nhân, ảnh hưởng và cường độ của mỗi dạng hỏng.
3. Ưu tiên các dạng hỏng liên quan đến xác suất xuất hiện, tính nguy hiểm của chúng và biện pháp khắc phục.
4. Đưa ra các hoạt động tiếp tục thích hợp và hiệu chỉnh mỗi dạng hỏng hóc.

9.3 PHÂN TÍCH CÂY SỰ KIỆN

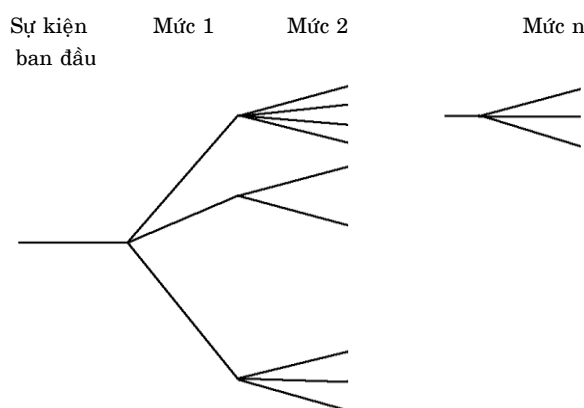
Cây sự kiện là sự biểu diễn đồ họa tất cả sự kiện có thể trong hệ thống. Nó được gọi là cây bởi vì biểu diễn đồ họa được trải rộng ra từ từ có hình dạng cây với nhiều nhánh tạo bởi số các sự kiện tăng lên. Nó dựa trên logic nhị phân, trong đó sự kiện được cho rằng có xảy ra hay không, các chi tiết có làm việc tốt hay không làm việc. Giới hạn chủ yếu của phương pháp này là phần tử được hạ bậc từng phần không thể tính toán đến. Phân tích này được bắt đầu theo trình tự ngược với FTA. Giả sử rằng các sự kiện TOP cụ thể (hỏng hóc) xuất hiện, cây dạng hỏng xác định sự kết hợp khác nhau và trình tự các hỏng hóc khác dẫn đến sự kiện TOP.

Trong phân tích cây sự kiện, chúng ta bắt đầu từ vài sự kiện ban đầu và là hậu quả của hàng loạt sự kiện tiếp theo đến khi sự kiện cuối cùng xuất hiện. Khi gán mỗi nhánh xác suất xuất hiện, kết quả cuối cùng là danh sách dài các hậu quả có thể của sự kiện ban đầu trong đó mỗi sự kiện có xác suất liên quan đến chúng. Trong nhiều trường hợp, cấu trúc của cây sự kiện có thể được đơn giản hơn nữa. Các tình huống này xuất hiện khi một sự kiện riêng lẻ nào đó dẫn đến kết quả cuối cùng, không chú ý đến bất kỳ sự kiện trung gian nào xảy ra sau đó.

Trong lý thuyết hệ thống độ tin cậy hiện đại thì ta sử dụng khái niệm sự kiện thường xuyên hơn, hỏng chỉ là trường hợp riêng của sự

Phân tích máy thành hệ thống

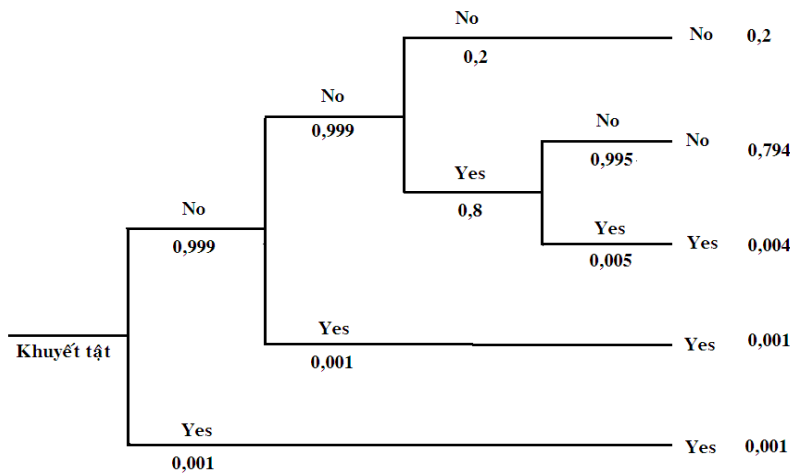
kiện. Cho nên trong thời gian gần đây khi phân tích hệ thống thường thay thế cây dạng hồng bằng cây sự kiện.



Hình 9.1

Theo quan điểm độ tin cậy thì cây sự kiện và cây dạng hồng biểu diễn dưới dạng sơ đồ khối chỉ minh họa cho các mô hình xác suất. Tuy nhiên nó được quan tâm đặc biệt khi vận hành và bảo trì hệ thống. Theo sơ đồ này người kỹ sư không cần có kiến thức về xác suất thống kê, có thể theo dõi quá trình và tìm được phương án phát triển sự kiện không thuận lợi. Ta có thể dự đoán tính mạo hiểm mong đợi nếu như được trang bị các thiết bị thông tin số tương ứng. Theo cấu trúc cây sự kiện ta có thể xác định xác suất xảy ra. Dạng tổng quát cây sự kiện trình bày trên hình 9.1. Cơ sở của cây là sự kiện ban đầu E , sau đó là các sự kiện ở mức 1, ký hiệu $E_{11}, E_{21}, \dots, E_{k1}$. Trong bài toán độ tin cậy thường có hai nhánh E_{11} và E_{21} tương ứng sự kiện hỏng và còn khả năng làm việc. Tương ứng ta có sự kiện các mức tiếp theo. Cuối cây là một dãy liên tiếp các sự kiện và xác suất xảy ra dãy sự kiện này (hình 9.2).

Khuyết tật đường ray	Khuyết tật tối hạn	Toa tàu không sửa chữa được	Khuyết tật chu kỳ	Hiện tượng cộng hưởng	Trật khỏi đường ray	Xác suất cuối cùng
----------------------	--------------------	-----------------------------	-------------------	-----------------------	---------------------	--------------------



Hình 9.2 Cây sự kiện

Cây sự kiện chỉ minh họa các công thức cơ bản của lý thuyết xác suất. Xác suất từng vị trí ký hiệu E_{jk} với chỉ số đầu tiên là số sự kiện, chỉ số thứ hai là mức độ sự kiện.

Ví dụ ta khảo sát sự kiện toa tàu trật khỏi đường ray. Trên hình 9.2 là cây sự kiện và hình 9.4 là cây dạng hỏng minh họa cho tình huống hỏng này. Sự kiện đầu tiên là do khuyết tật của đường ray, khuyết tật này chia ra tới hạn và không tới hạn. Trên cây sự kiện xác suất xuất hiện các khuyết tật đó là 0,001 và 0,999. Các số liệu chỉ chọn tương đối vì không có số liệu về quãng đường di chuyển, thời gian quan sát...

9.4 PHÂN TÍCH CẤU TRÚC CÂY DẠNG HỎNG

Công cụ hữu ích để thực hiện phân tích an toàn hệ thống là phân tích cấu trúc cây dạng hỏng (gọi tắt là FTA). FTA là kỹ thuật thiết kế đồ họa, nó quy định các lựa chọn sơ đồ khối độ tin cậy.

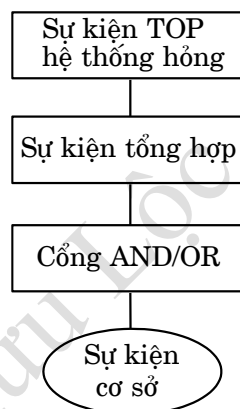
FTA được sử dụng rộng rãi trong công nghiệp hàng không và hạt nhân, do liên quan đến độ an toàn cho con người. Thủ tục FTA lần đầu tiên được giới thiệu trong các phòng thí nghiệm của Bell Telephone liên quan đến phân tích an toàn của hệ thống điều khiển tên lửa Minuteman vào năm 1962. Tiếp theo đó phương pháp này được phát triển bởi công ty Boeing vào giữa những năm 1960. Kể từ đó, FTA được sử dụng rộng rãi để nghiên cứu độ tin cậy và an toàn của các hệ thống lớn và phức tạp cho các ứng dụng chẩn đoán.

Trong khi mục đích FMECA là để phát hiện các dạng hỏng và ảnh hưởng có thể, thì FTA cho phát triển cấu trúc mà từ đó các quan hệ logic đơn giản có thể sử dụng để diễn tả sự tương quan xác suất giữa các sự kiện khác nhau, mà nó dẫn đến hỏng hóc của hệ thống. Trong thực tế

Phân tích máy thành hệ thống

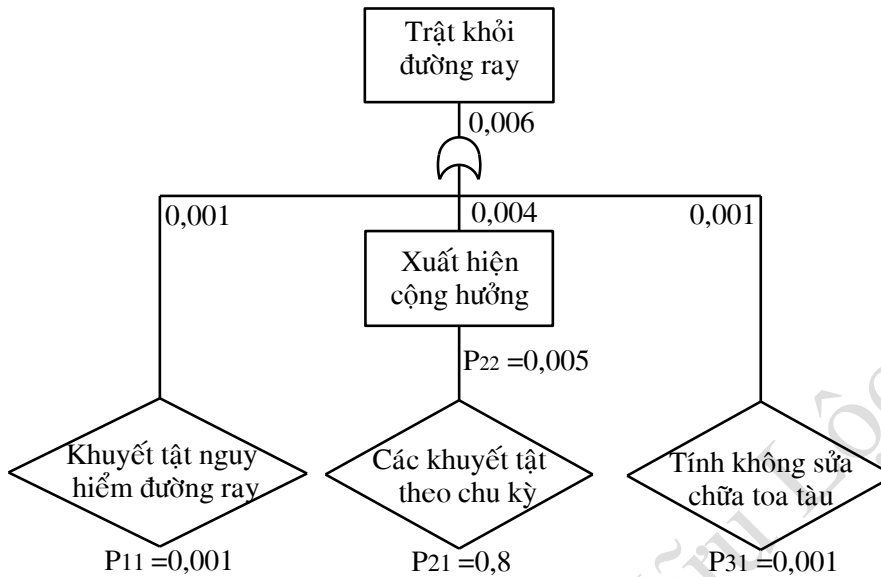
FTA được thực hiện trước FMECA trong các trường hợp thiết kế, vận hành của hệ thống được ước lượng và sự liên quan nguyên nhân và ảnh hưởng dẫn đến hỏng hóc của hệ thống được phát hiện. FMECA trở thành bước cần thiết để hiểu bản chất của hệ thống mà không cần liên quan đến FTA và phân tích độ tin cậy.

Như thế, chúng ta cần phải biết hệ thống làm việc như thế nào trước khi xây dựng cây hệ thống. Chức năng hệ thống được trình bày bằng hàm số hoặc bằng biểu đồ tiến trình, trên đó biểu đồ thông tin, vật liệu, tín hiệu và các dịch vụ khác được biểu thị. Sau đó biểu đồ được sử dụng để xác định chuỗi chức năng khác nhau, từ giá trị nhập đến xuất. Tiếp theo, biểu đồ logic được chuẩn bị để chuyển các quan hệ chức năng thành các quan hệ logic giữa các phần tử khác nhau của hệ thống. Một khi sự quan hệ logic giữa các phần tử khác nhau của hệ thống được thiết lập thì sự liên quan giữa nguyên nhân và ảnh hưởng khi vận hành hệ thống cần phải được nghiên cứu và cây dạng hỏng của hệ thống được phát triển. Trọng tâm là chúng ta phải xác định các hỏng hóc nguy hiểm và đưa nó lên thành sự kiện TOP của sơ đồ cấu trúc cây dạng hỏng. Phân tích chất lượng gồm có phát hiện các sự kết hợp khác nhau các sự kiện là nguyên nhân của sự kiện TOP sẽ xuất hiện. Nó có thể kèm theo sự phân tích số lượng để đánh giá xác suất xuất hiện các sự kiện TOP. Cấu trúc cây dạng hỏng điển hình có dạng hình 9.3.



*Hình 9.3 Sơ đồ tổng quát
cấu trúc cây dạng hỏng*

FTA của hệ thống phức tạp đòi hỏi phải có khái niệm chính xác về sự liên hệ chức năng của tất cả các phần tử, nguyên nhân hỏng và hậu quả của chúng.



Hình 9.4 Cây dạng hỏng

Các ký hiệu sử dụng trên cây dạng hỏng trình bày trên bảng 9.1. Xây dựng cấu trúc cây với hai cổng logic là AND và OR được sử dụng để quan hệ với các sự kiện là kết quả, cơ sở và trung gian hoặc các hỏng hóc với sự kiện TOP. Sự kiện thấp nhất là cổng nhập, sự kiện TOP là cổng xuất. Dạng cổng xác định tùy thuộc vào tất cả các sự kiện nhập phải xảy ra thì sự kiện xuất mới xảy ra (cổng AND) hoặc là chỉ một sự kiện thấp xảy ra thì sự kiện xuất sẽ xảy ra (cổng OR).

Bảng 9.1 Các ký hiệu cây dạng hỏng

Ký hiệu	Ý nghĩa
	Hình chữ nhật: Miêu tả sự kiện hỏng là kết quả từ sự kết hợp logic các sự kiện hỏng qua đầu vào của cổng logic.
	Hình tròn: Biểu diễn sự kiện hỏng cơ sở hoặc dạng hỏng của chi tiết cơ bản. Xác suất xuất hiện sự kiện hỏng, dạng hỏng và mức độ sửa chữa thu được từ các dữ liệu thực nghiệm.
	Hình thoi: Biểu diễn sự kiện hỏng mà các nguyên nhân của nó không được phát triển hoàn toàn do thiếu quan tâm hoặc thiếu thông tin.
	Tam giác A: Biểu diễn chuyển cổng nhập và được sử dụng để tránh các phân đoạn lặp lại của cây dạng hỏng.

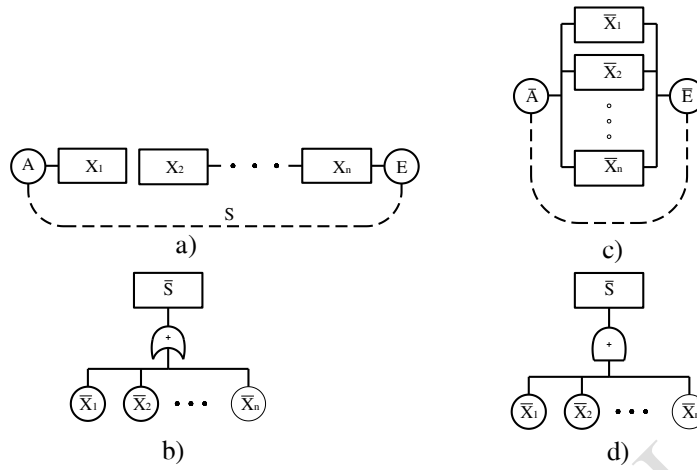
Phân tích máy thành hệ thống

	Tam giác B: Biểu diễn chuyển cổng xuất và được sử dụng để tránh các phân đoạn lặp lại của cây dạng hỏng.
	Cổng AND: Biểu diễn sự kiện hỏng đầu ra chỉ xuất hiện khi và chỉ khi tất cả các sự kiện hỏng đầu vào xảy ra.
	Cổng OR: Biểu diễn sự kiện hỏng đầu ra chỉ xuất hiện nếu như một trong các sự kiện hỏng đầu vào xảy ra.

Thiết lập cây dạng hỏng thực hiện theo trình tự sau:

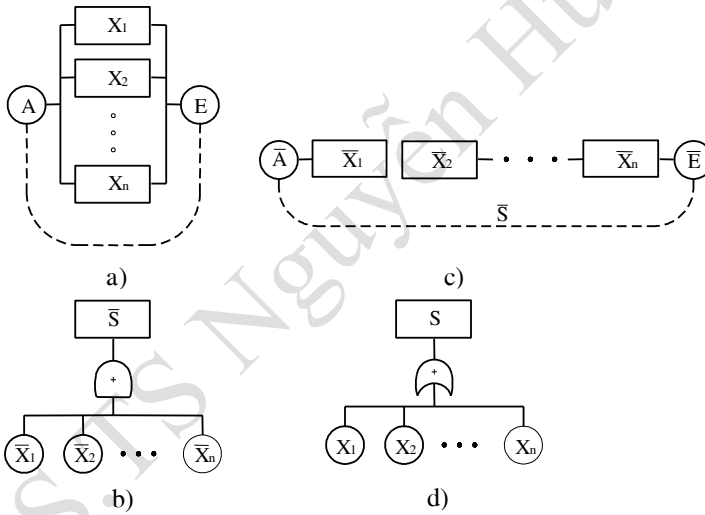
1. Bước đầu tiên của FTA là xác định sự kiện TOP, sự kiện này gây nên hỏng hóc nghiêm trọng của hệ thống.
2. Xây dựng vài cây dạng hỏng khác nhau nhưng tương đương cho hệ thống đang khảo sát. Ngoài ra các sự kiện TOP khác nhau dẫn đến các cây sự kiện khác nhau.
3. Cho mỗi sự kiện TOP chỉ định, mỗi sự kiện có thể được khảo sát có xảy ra hay không, hoặc riêng lẻ hoặc liên kết với các sự kiện khác gây nên sự kiện TOP.
4. Các sự kiện tổng hợp dẫn đến sự kiện TOP và các sự kiện thứ cấp gây nên các sự kiện tổng hợp được xác định. Quá trình tiếp tục đến khi các hỏng hóc thấp nhất được xác định.
5. Tập hợp các sự kiện khi xảy ra tất cả sẽ gây nên sự kiện quan tâm được gán cổng AND.
6. Tập hợp các sự kiện khi một sự kiện nào xảy ra sẽ gây nên sự kiện quan tâm được gán cổng OR.

Sau đây sẽ trình bày sự chuyển đổi giữa sơ đồ khối và sơ đồ theo cấu trúc cây dạng hỏng. Đối với hệ thống gồm 4 phần tử mắc nối tiếp ta có thể biểu diễn 4 sơ đồ tính toán độ tin cậy (hình 9.5). Hai sơ đồ có dạng sơ đồ khối (hình 9.5a, c), 2 sơ đồ có dạng cấu trúc cây (hình 9.5b, d). Gạch trên các biến logic là sự kiện đối nhau. Ký hiệu A và E là trạng thái ban đầu và kết quả (hỏng) của hệ. Nếu ký hiệu X_i là biến logic, tương ứng với trạng thái làm việc của phần tử thứ i, S là trạng thái làm việc của hệ thống thì sơ đồ hình 9.5b là cấu trúc cây hỏng của hệ thống, sơ đồ hình 9.5d là cấu trúc cây khả năng làm việc của hệ thống.



Hình 9.5

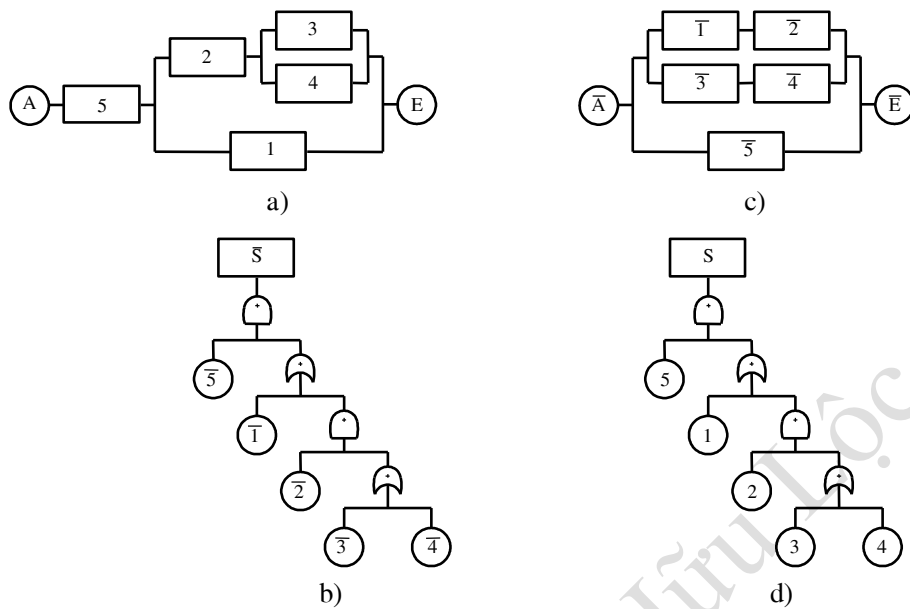
Phân tích tương tự cho sơ đồ hệ thống gồm 4 phần tử song song như hình 9.6.



Hình 9.6

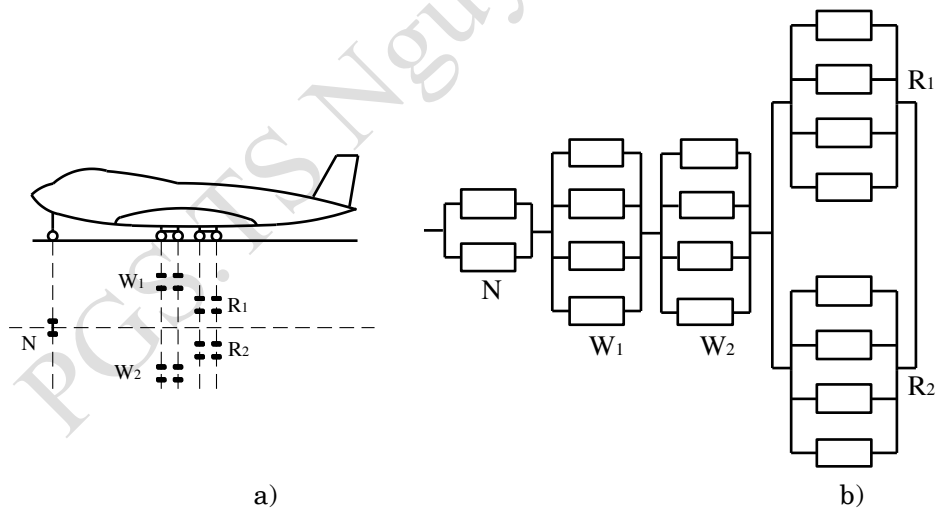
Trên hình 9.7a là sơ đồ của hệ thống hỗn hợp. Trên các hình 9.7b, c, d là các sơ đồ tương đương để tính toán độ tin cậy. Sơ đồ hình 9.7b là cây dạng hồng, sơ đồ hình 9.7c là sơ đồ khối tính độ tin cậy theo xác suất không hồng, sơ đồ hình 9.7d là cây không hồng.

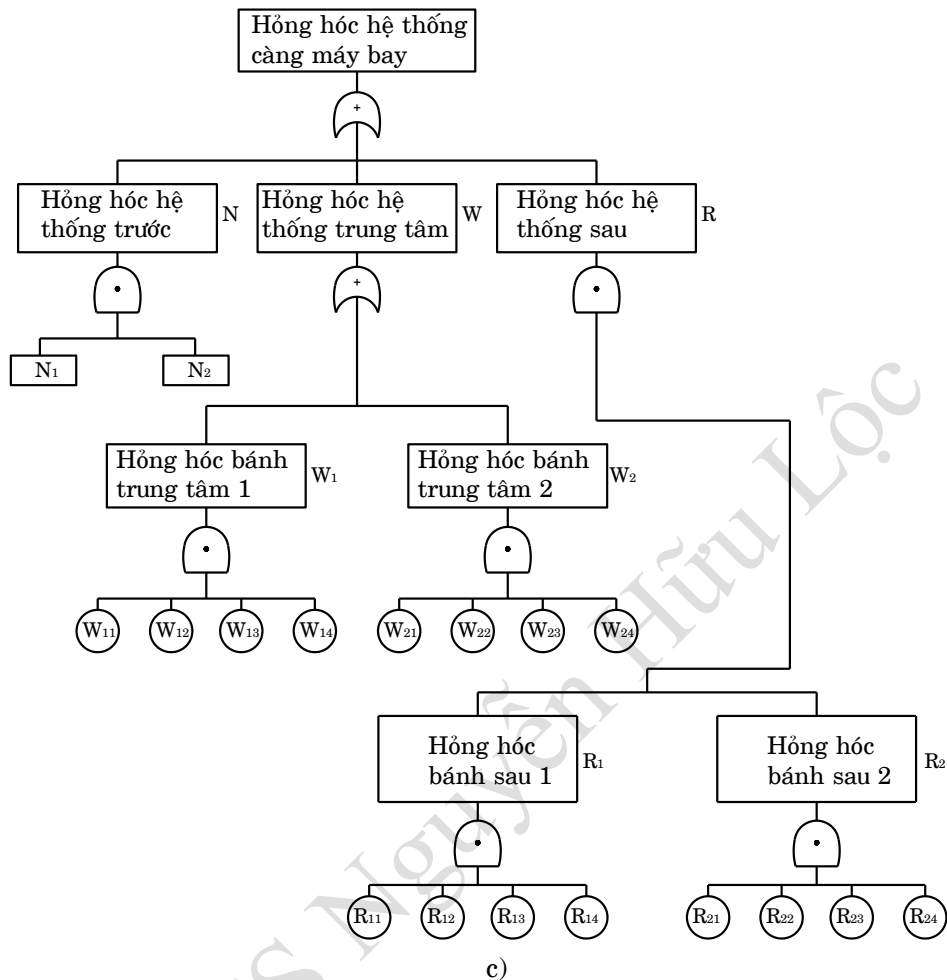
Phân tích máy thành hệ thống



Hình 9.7

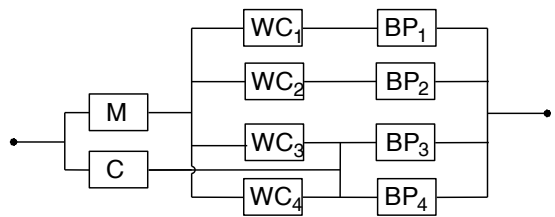
Ứng dụng các nguyên tắc trên ta lập sơ đồ khối cho hệ thống cày máy bay hình 9.8a. Cấu trúc cây dạng hồng có dạng như hình 9.8c. Sơ đồ hệ thống để đánh giá và phân phối độ tin cậy như hình 9.8b.





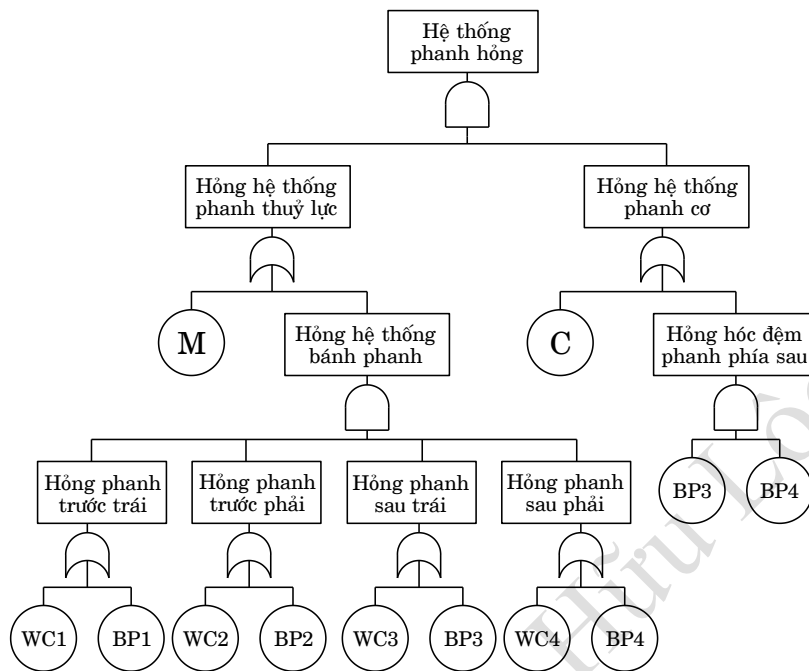
Hình 9.8 Phân tích cấu trúc cây dạng hồng

Hình vẽ 9.9b là cấu trúc cây dạng hồng của hệ thống phanh trong xe ô tô (theo sơ đồ hệ thống phức tạp hình 9.9a).



a) Sơ đồ khối hệ thống phanh trên xe ô tô

Phân tích máy thành hệ thống



b) Phân tích cấu trúc cây dạng hỏng hệ thống phanh

Hình 9.9

9.5 CUT-SET NHỎ NHẤT

Một dạng khác của phân tích định lượng là sử dụng cut-set nhỏ nhất (gọi tắt là MC). Cut-set là tập hợp các sự kiện cơ sở là nguyên nhân xảy ra sự kiện TOP. Khi tất cả sự kiện trong cut-set xảy ra thì sự kiện TOP mới xảy ra.

Cut-set là tập hợp các sự kiện chính, khi xuất hiện là nguyên nhân hỏng hóc hệ thống, có nghĩa là xảy ra sự kiện TOP. MC là tập hợp nhỏ nhất các sự kiện chính làm sinh ra sự kiện TOP nếu như tất cả các sự kiện của tập hợp xuất hiện. Điều đó có nghĩa là không có sự kiện không liên quan trong tập hợp mà hỏng hóc của chúng không góp phần vào sự kiện TOP. Đánh số trong MC là bước cần thiết để ước lượng độ tin cậy của hệ thống. Sự thể hiện MC đưa đến nhóm kết quả định tính như là các điểm yếu của hệ thống, các thành phần dự trữ bị hỏng hoặc là ảnh hưởng của phần tử đã cho lên toàn bộ độ tin cậy hệ thống. Các phương pháp khác nhau được sử dụng để xác định MC. Một trong các phương pháp, như phương pháp qui nạp thì MC xuất phát trực tiếp từ cây dạng hỏng. Lựa chọn thứ ba bắt nguồn một cách tự động từ biểu đồ khối.

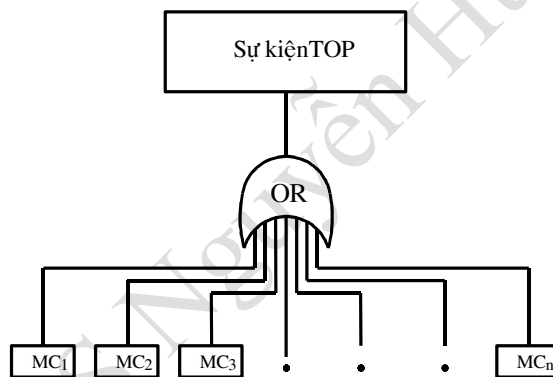
Trong phương pháp cây dạng hỏng, MC được định nghĩa bằng cách biến đổi cây dạng hỏng thành biểu thức đại số boole. Khi đó mỗi

Chương 9

biến đại số boole được gán cho mỗi sự kiện cơ sở. Sự kiện xuất của cổng AND được gán biến đại số boole bằng giá trị nhỏ nhất của biến đại số boole của sự kiện đầu vào. Sự kiện xuất của cổng OR được gán biến đại số boole bằng giá trị lớn nhất của biến đại số boole của sự kiện đầu vào. Cuối cùng biểu thức đại số boole thu được từ sự kiện cuối cùng không mong muốn như là hàm của các biến đại số boole liên quan đến mỗi sự kiện cơ sở. Nó sẽ thuận tiện khi xác định “biến đại số boole” cho sự kiện điển hình A, biểu thị bằng X_A , giá trị $X_A = 1$ nếu như sự kiện A xuất hiện và $X_A = 0$ nếu sự kiện A không xuất hiện.

Tính đến cổng AND với n sự kiện đầu vào và 1 sự kiện đầu ra A. Nếu n sự kiện 1, 2, ..., n có các biến $X_1, X_2, \dots, X_n$, thì sự kiện đầu ra A được xác định như là tích của n sự kiện hoặc có thể nói sự kiện A sẽ xuất hiện nếu tất cả n sự kiện đầu vào xuất hiện. Do đó ta có thể viết:

$$X_A = \prod_{i=1}^n X_i \quad (9.1)$$



Hình 9.10

Khi X_A biểu diễn như là tích của 1 và 0, giá trị X_A sẽ là 1 hoặc 0. Như thế X_A có thể xác định như là giá trị nhỏ nhất của X_i .

Tính đến cổng OR với n sự kiện đầu vào và 1 sự kiện đầu ra B. Sự kiện đầu ra B được xác định như là tổng của n sự kiện hoặc có thể nói sự kiện B sẽ xuất hiện khi tất cả n sự kiện đầu vào xuất hiện. Do đó ta có thể viết:

$$X_B = 1 - \prod_{i=1}^n (1 - X_i) \quad (9.2)$$

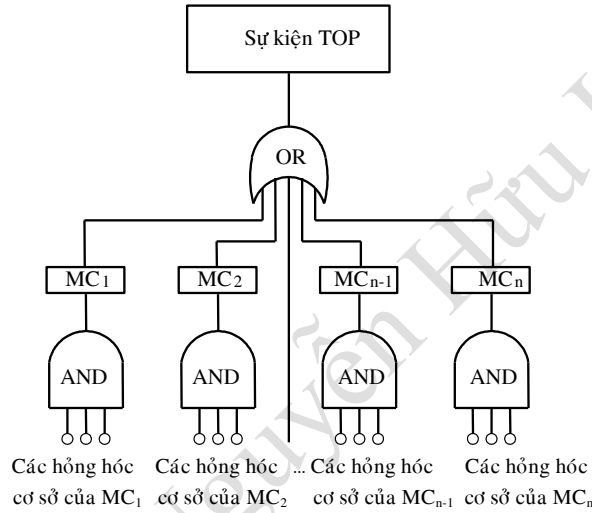
Giá trị $X_B = 1$ nếu tất cả giá trị $X_i = 1$. Như thế X_B có thể xác định như là giá trị lớn nhất của X_i .

Khi MC được xác định, ta sử dụng chúng để phân tích định tính của cây dạng hỏng. Theo định nghĩa, MC bất kỳ có thể dẫn đến sự kiện TOP. Do đó, ta có thể xây dựng lại cây bằng cách kết nối sự kiện TOP và

Phân tích máy thành hệ thống

cổng OR, với mỗi MC biểu diễn dữ liệu được đưa vào bằng cổng OR (hình 9.10). Theo định nghĩa sự xuất hiện của MC đưa đến hỏng hóc của tất cả các phần tử (các hỏng hóc cơ sở) của tập hợp. Như thế các phần tử riêng lẻ của mỗi MC được kết nối qua cổng AND. Do đó, theo thuật ngữ MC, bất kỳ cây dạng hỏng nào có thể biểu diễn như hình 9.11. Đối với MC điển hình bao gồm s phần tử ta có thể viết:

$$X_{MC_i} = \prod_{j=1}^s X_j^{(i)} \quad (9.3)$$



Hình 9.11

Từ công thức (9.3), $X_j^{(i)}$ là biến đại số boole cho phần tử thứ j (hỏng hóc cơ sở) nếu MC và tất cả các phần tử của MC_i được cho là độc lập. Xác suất xuất hiện MC_i được xác định theo công thức:

$$P_{MC_i} = \prod_{j=1}^s P_j^{(i)} \quad (9.4)$$

trong đó $P_j^{(i)}$ là xác suất hỏng của phần tử thứ j trong i MC (bằng giá trị mong đợi $X_j^{(i)}$).

Biến đại số boole tương ứng với sự kiện TOP có thể biểu diễn, sử dụng MC, như sau:

$$X_{TOP} = 1 - \prod_{i=1}^n (1 - X_{MC_i}) \quad (9.5)$$

Từ công thức (9.4) và (9.5) ta thu được:

$$X_{TOP} = 1 - \prod_{i=1}^n \left(1 - \prod_{j=1}^n X_j^{(i)} \right) \quad (9.6)$$

trong đó phần tử thứ j của $MC_i(X_j^{(i)})$ được xem như phần tử l của $MC_k(X_l^{(k)})$.

Trong trường hợp các phần tử riêng lẻ là độc lập nhưng MC có thể không độc lập. Khi vài cut-set đóng góp các phần tử như nhau, chúng sẽ phụ thuộc lẫn nhau giữa các MC. Sự phụ thuộc này có thể tính đến khi sử dụng quan hệ sau:

$$X_j^{(i)} X_l^{(k)} = X_j^{(i)} \quad (9.7)$$

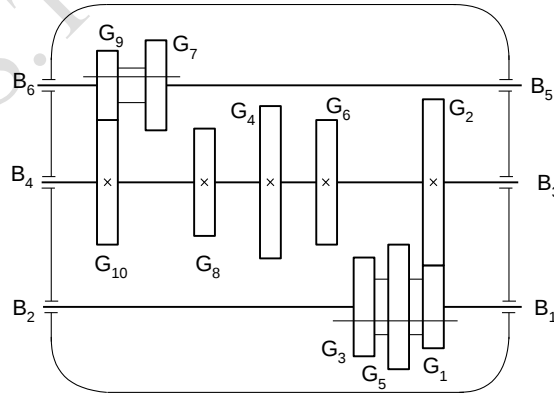
Gợi ý này được ước lượng bằng tích kép:

$$\prod_{i=1}^n \prod_{j=1}^s X_j^{(i)} \quad (9.8)$$

Chúng ta cần phải nhân xác suất tất cả các phần tử chỉ một lần mà không cần xét đến giá trị nhập vào trùng nhau.

9.6 ỨNG DỤNG PHÂN TÍCH HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG THÀNH HỆ THỐNG

Trong một máy bao gồm nhiều chi tiết, để tính toán độ tin cậy của máy, trước tiên phải phân tích chúng ra thành một hệ thống bao gồm nhiều phần tử. Sau đó tiến hành phân tích cấu trúc cây dạng hỏng để đánh giá độ tin cậy của hệ thống. Do đó thay vì xác định độ tin cậy của máy thì ta sẽ xác định độ tin cậy của hệ thống.

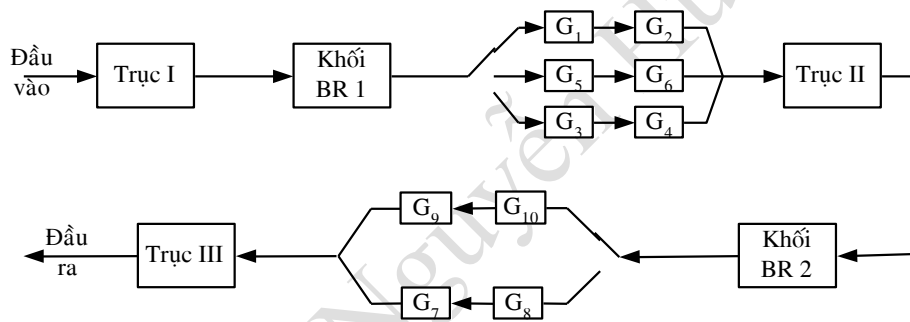


Hình 9.12 Sơ đồ động của hệ thống truyền động

cho cả hệ thống ta xây dựng sơ đồ khối như hình 9.14, trong đó thể hiện tiến trình làm việc của hệ thống.

Do then có độ tin cậy tương đối cao nên khi phân tích cấu trúc cây dạng hỏng sẽ bỏ qua chi tiết này và xem bằng 1.

Từ sơ đồ hình 9.12 trình bày sơ bộ các vị trí làm việc của hệ thống từ đầu vào đến đầu ra qua các chi tiết truyền động. Do đó, ta thấy rằng hệ thống sẽ không hoạt động (hỏng) khi một trong các sự kiện trục (1, 2, 3), các then, khối bánh răng (1, 2), nhóm bánh răng (1, 2) hỏng. Nên hệ thống truyền động được xem là một hệ thống gồm các phần tử mắc nối tiếp, song song. Như vậy để đánh giá độ tin cậy của hệ thống ta phải tiến hành đánh giá độ tin cậy của từng phần tử trong hệ thống đó. Muốn xác định độ tin cậy của từng phần tử riêng biệt thì căn cứ vào các dạng hỏng học của chúng để đánh giá. Dựa vào các dạng hỏng học ở trên, ta có sơ đồ cấu trúc cây dạng hỏng như hình 9.15.



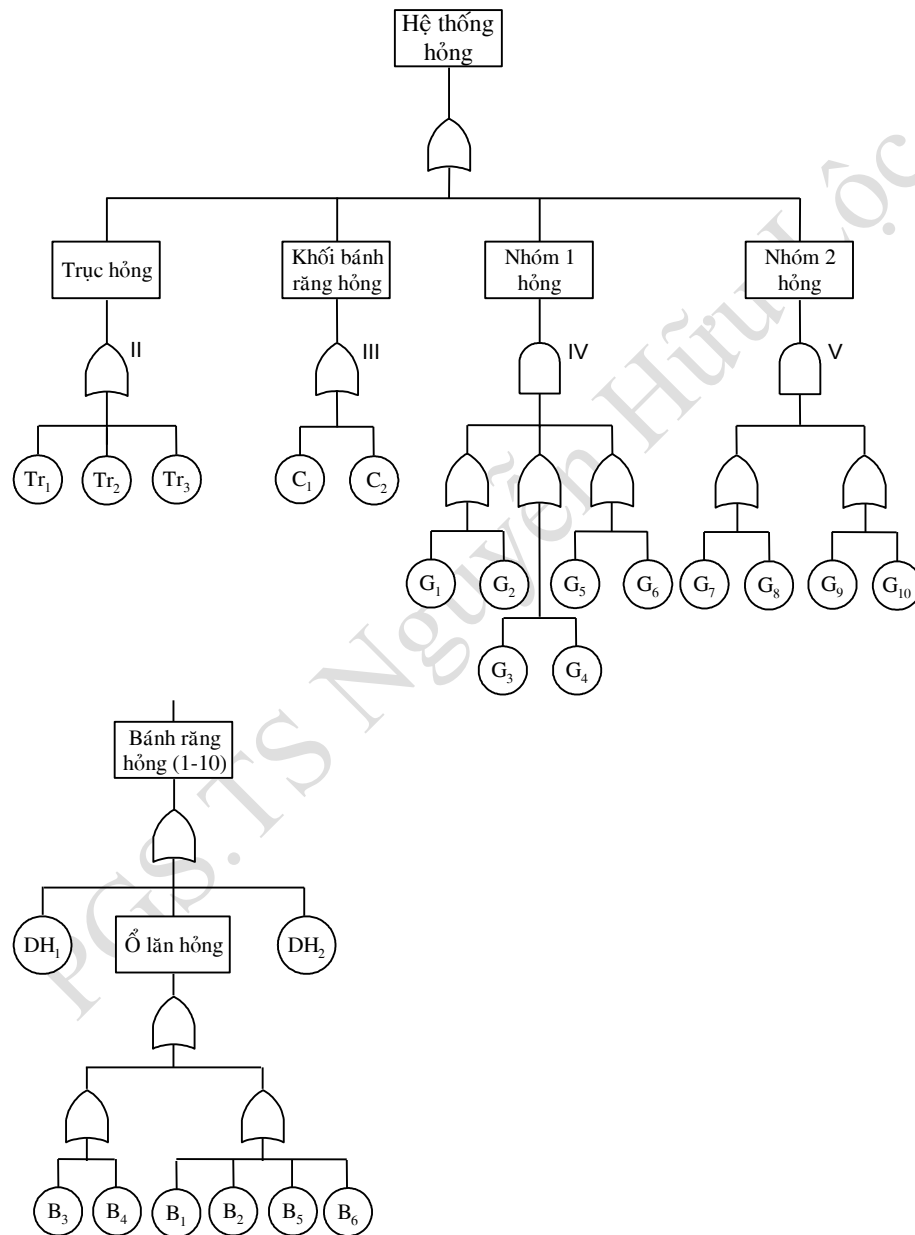
Hình 9.14 Sơ đồ khối của hệ thống truyền động

Trong sơ đồ này, hệ thống hỏng là do trục, then, ổ lăn, khối bánh răng di trượt, các nhóm bánh răng. Trong đó trục hỏng là do một trong ba trục bị hỏng, các trục được xem là mắc nối tiếp nên sử dụng cổng logic OR như sơ đồ, xét tương tự cho khối bánh răng di trượt. Đối với các nhóm bánh răng, sự hỏng học của một trong các cặp bánh răng ăn khớp hỏng sẽ dẫn đến sự hỏng học của từng nhóm, nên các cặp bánh răng ăn khớp được xem là mắc song song. Ở đây, sự hỏng học của từng bánh răng trong cặp bánh răng ăn khớp là do các dạng hỏng của bánh răng và ổ lăn cùng lắp trên trục với bánh răng đó gây nên. Vì vậy độ tin cậy của các bánh răng từ 1 đến 10 được xác định gồm 2 nguyên nhân được xem là mắc nối tiếp gây nên: dạng hỏng của bánh răng do uốn và do tiếp xúc. Một trong ba nguyên nhân gây hỏng học cho bánh răng là do ổ lăn được xây dựng như sau: hệ thống có tất cả 6 ổ lăn được đánh số theo sơ đồ truyền động hình 9.12, do đó sự kiện ổ lăn hỏng là do một trong hai nhóm ổ sẽ hỏng

Phân tích máy thành hệ thống

là B_3, B_4 hay B_1, B_2, B_5, B_6 . Chính vì vậy các ổ này được xem là mắc nối tiếp. Các phân tích trên đây được xây dựng thành sơ đồ cấu trúc cây dạng hồng như hình 9.15.

Để phân phối độ tin cậy với giá thành cho trước ta phải giải bài toán tối ưu (chương 11).



Hình 9.15 Cấu trúc cây dạng hồng của hộp tốc độ: Tr_i ($j = 1 \div 3$) trục thứ j ; C_i ($k = 1 \div 2$) khối bánh răng di trượt thứ k ; G_i ($i = 1 \div 10$) các

bánh răng thứ i ; B_m ($m = 1 \div 6$) ổ lăn lắp trên 3 trục; DH_n ($n = 1 \div 2$) dạng hỏng của bánh răng (theo độ bền tiếp xúc và độ bền uốn)

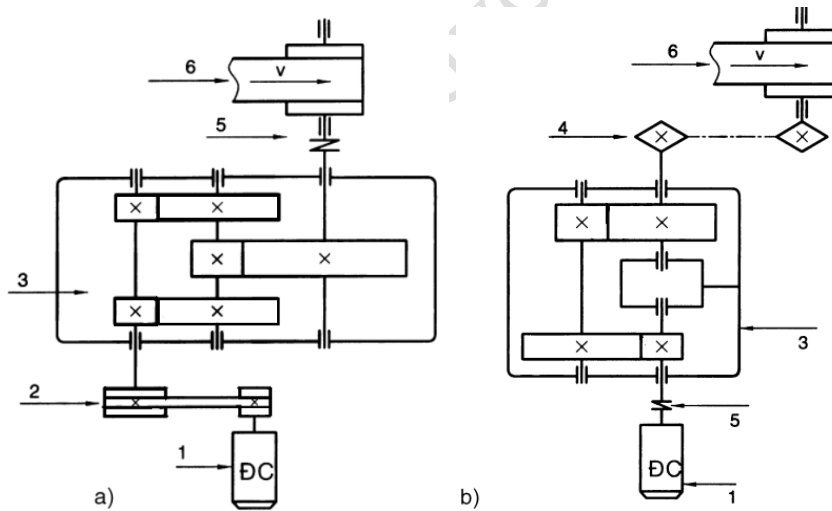
9.7 KẾT LUẬN

Dựa theo cấu trúc cây dạng hỏng hoặc cây sự kiện theo phương pháp suy diễn ta có thể phân tích máy hoặc hệ thống cơ khí thành hệ thống. Tuy nhiên cây sự kiện được quan tâm đặc biệt khi vận hành và bảo trì hệ thống. Để đánh giá và thiết kế hệ thống cơ khí theo độ tin cậy ta sử dụng cấu trúc cây dạng hỏng. Sau khi phân tích máy hoặc hệ thống cơ khí thành hệ thống ta phân tích độ tin cậy từng phần tử hệ thống để xác định độ tin cậy hệ thống hoặc phân phối độ tin cậy cho từng phần tử để đảm bảo độ tin cậy cho trước hệ thống.

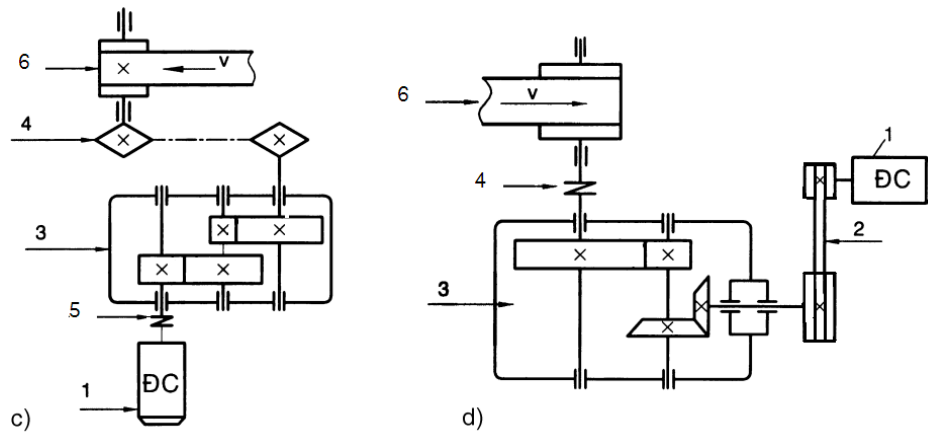
Trong chương 10, 11 chúng tôi sẽ trình bày tính toán thiết kế và phân tích các phần tử hệ thống (chi tiết máy) theo độ tin cậy để đảm bảo độ tin cậy cho trước hệ thống hoặc đánh giá độ tin cậy hệ thống sẵn có.

9.8 BÀI TẬP

9.1 Phân tích cấu trúc cây dạng hỏng cho các hệ thống truyền động hình 9.16.

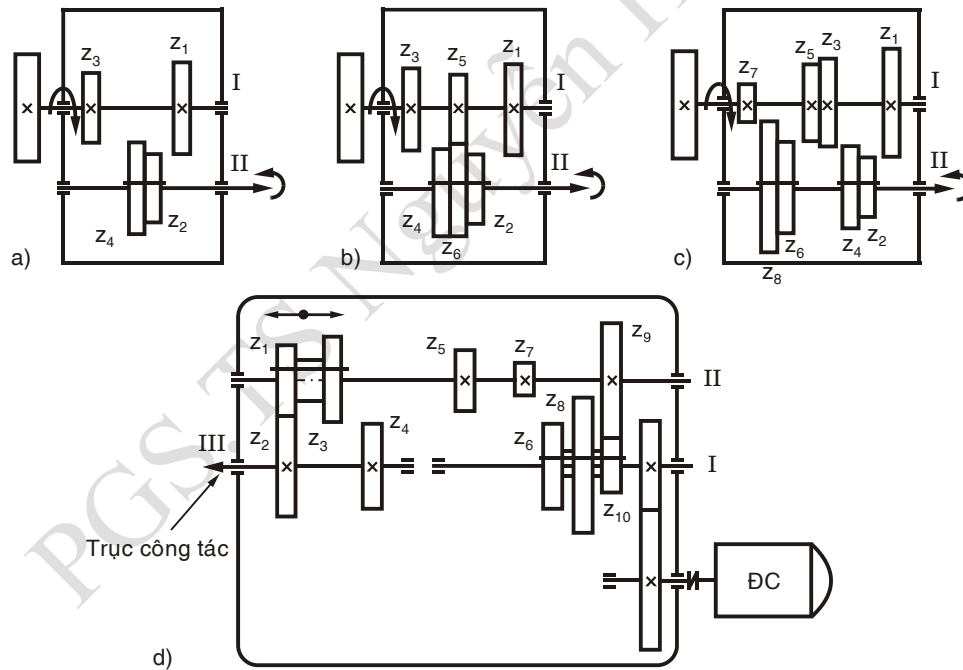


Phân tích máy thành hệ thống



1- Động cơ; 2- Bộ truyền đai; 3- Hộp giảm tốc
4- Bộ truyền xích; 5- Nối trục đàn hồi; 6- Băng tải
Hình 9.16 Sơ đồ hệ thống truyền động cho băng tải

9.2 Phân tích cấu trúc cây dạng hồng cho các hộp tốc độ như hình 9.17.



Hình 9.17 Cơ cấu bánh răng di trượt

PHÂN TÍCH VÀ PHÂN PHỐI ĐỘ TIN CẬY HỆ THỐNG

Trong kỹ thuật thì các chi tiết hoặc phần tử liên kết thành các hệ thống. Các thiết bị, qui trình công nghệ, kết cấu công trình, hệ thống giao thông, thiết bị điện- điện tử... được khảo sát như là một hệ thống kết hợp từ nhiều phần tử. Các hệ thống phức tạp được chia thành các hệ thống con. Phân tích độ tin cậy hệ thống rất quan trọng trong quá trình thiết kế kỹ thuật.

Hệ thống theo quan điểm độ tin cậy có thể là nối tiếp, song song hoặc kết hợp. Ví dụ điển hình nhất của hệ thống nối tiếp là dây chuyền máy công cụ tự động không có các thành phần và kho chứa dự trữ. Tuy nhiên, khái niệm "hệ thống nối tiếp" trong các bài toán độ tin cậy "rộng hơn" mà chúng ta nghĩ. Trong hệ thống này thì hỏng hóc của một phần tử dẫn đến hỏng hóc của cả hệ thống.

Các ví dụ của hệ thống song song là các hệ thống năng lượng bao gồm các nhà máy phát điện (nhiệt điện, thủy điện ...) trong mạng lưới điện quốc gia, ngày 22/10/2005 Việt Nam khánh thành đường dây 500 kV mạch hai, tạo thành hệ thống đường dây cao áp song song nối liền Bắc Nam, máy bay nhiều motor, tàu có hai máy và các hệ thống dự trữ.

Nhiều hệ thống được tạo thành từ các phần tử, mà hỏng hóc của các phần tử này được khảo sát độc lập. Tương ứng với nhóm này là đa số các hệ thống khi khảo sát chính xác theo các hỏng hóc tham số của chúng.

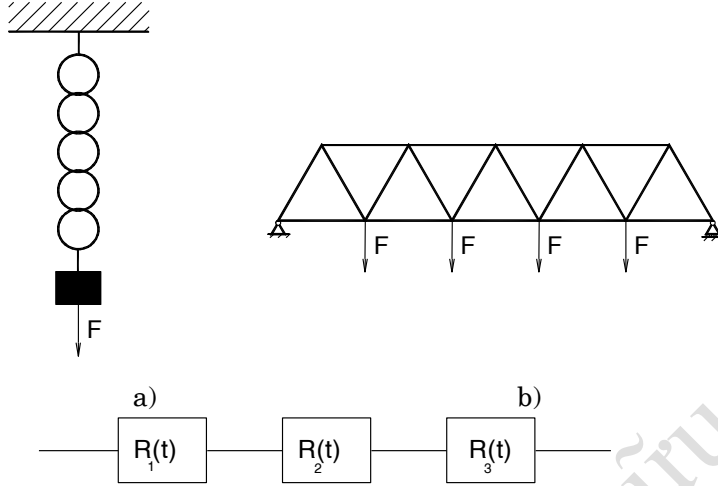
Hệ thống có thể bao gồm các phần tử, thay đổi các tham số của các phần tử này xác định sự hỏng hóc của hệ thống tập hợp hoặc là ảnh hưởng đến khả năng làm việc của các phần tử khác. Tương ứng với nhóm này là đa số các hệ thống khi khảo sát chính xác chúng theo các hỏng hóc tham số. Ví dụ hỏng hóc các máy công cụ chính xác theo tiêu chuẩn tham số, mất mát độ chính xác, là thay đổi tập hợp độ chính xác của các phần tử riêng biệt: trục chính, đường dẫn hướng ...

10.1 ĐỘ TIN CẬY HỆ THỐNG NỐI TIẾP VÀ SONG SONG

10.1.1 Độ tin cậy hệ thống nối tiếp

Một trong những sự phụ thuộc quan trọng độ tin cậy là sự phụ thuộc độ tin cậy hệ thống vào độ tin cậy các phần tử. Các ví dụ hệ thống nối tiếp

trên hình 10.1. Khi mỗi phần tử của hệ thống bị hỏng thì toàn bộ hệ thống sẽ bị hỏng.



c) Sơ đồ hệ thống nối tiếp

Hình 10.1 Hệ thống nối tiếp

Ta khảo sát độ tin cậy cho mô hình tính toán đơn giản và đặc trưng nhất trong ngành chế tạo máy từ n các phần tử mắc nối tiếp, mà ở đó hỏng hóc của mỗi phần tử sẽ gây nên hỏng hóc toàn bộ hệ thống và hỏng hóc các phần tử được xem như là độc lập với nhau.

Ta sử dụng lý thuyết nhân xác suất, theo đó xác suất của tích, nghĩa là của sự xuất hiện đồng thời các sự kiện độc lập nhau, bằng tích xác suất của các sự kiện này. Do đó, xác suất làm việc không hỏng của hệ thống bằng tích xác suất làm việc không hỏng của các phần tử riêng lẻ.

$$R_{ht}(t) = R_1(t)R_2(t) \dots R_n(t) = \prod_{i=1}^n R_i(t) \quad (10.1)$$

Nếu $R_1(t) = R_2(t) = \dots = R_n(t)$ thì:

$$R_{ht}(t) = R_1^n(t) \quad (10.2)$$

Do đó, độ tin cậy hệ thống rất thấp. Ví dụ nếu hệ thống bao gồm 10 phần tử với xác suất làm việc không hỏng 0,9 (đối với ổ lăn) thì xác suất làm việc không hỏng hệ thống là:

$$R_{ht}(t) = 0,9^{10} \approx 0,35$$

Thông thường xác suất làm việc không hỏng của các phần tử rất cao, do đó nếu ta biểu diễn $R_1(t)$, $R_2(t) \dots R_n(t)$ qua xác suất hỏng thì theo lý thuyết phép tính gần đúng ta có:

Phân tích và phân phối độ tin cậy hệ thống

$$R_{ht}(t) = [1 - F_1(t)][1 - F_2(t)] \dots [1 - F_n(t)] = 1 - [F_1(t) + F_2(t) + \dots + F_n(t)] \quad (10.3)$$

Nếu $F_1(t) = F_2(t) = \dots = F_n(t)$ thì ta có:

$$R_{ht}(t) = 1 - nF_2(t) \quad (10.4)$$

Ví dụ 10.1

Khảo sát hệ thống mắc nối tiếp bao gồm n phần tử bất kỳ. Nếu xác suất hỏng của mỗi phần tử là $F_i = 0,05$, hãy xác định xác suất hỏng F_{ht} của hệ thống với $n = 1, 2, 3, 5$ và 10 .

Giải:

Sử dụng công thức (10.1) ta có:

$$\begin{aligned} F_{ht} &= 1 - R_{ht} = 1 - R_i^n \\ &= 1 - (1 - F_i)^n = 1 - (0,995)^n \end{aligned}$$

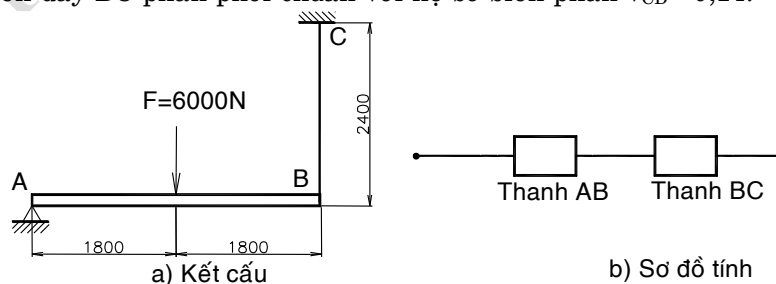
Tương ứng với giá trị n ta có xác suất hỏng trong bảng 10.1.

Bảng 10.1

n	1	2	3	5	10
F_{ht}	0,05	0,0975	0,1426	0,2262	0,4013
R_{ht}	0,95	0,9025	0,8574	0,7738	0,5987

Ví dụ 10.2

Kết cấu gồm hai phần tử hình 10.2a được xem là mắc nối tiếp. Kết cấu bị hỏng khi thanh AB hoặc là dây BC bị hỏng. Vật liệu thanh AB có giá trị giới hạn chảy trung bình $\bar{\sigma}_{ch} = 248$ MPa, mômen cản uốn là đại lượng đơn định $W = 36000$ mm³. Phần tử BC là dây thép có đường kính trung bình $\bar{d} = 25$ mm và giá trị trung bình giới hạn bền $\bar{\sigma}_b = 400$ MPa. Giả sử rằng lực $F = 6000$ N là đại lượng đơn định và khối lượng các phần tử AB và BC là không đáng kể. Tính độ tin cậy của hệ thống, biết rằng độ bền thanh AB phân phối theo qui luật logarit chuẩn và có hệ số biến phân là $v_{AB} = 0,13$ và độ bền dây BC phân phối chuẩn với hệ số biến phân $v_{CD} = 0,14$.



Hình 10.2

Giải:

a) *Xác định xác suất làm việc không hỏng R_{AB} thanh AB:*

Khả năng tải theo mômen uốn của dầm AB:

$$\bar{M}_{gh} = \bar{\sigma}_{ch} W = 248.36000 = 8928000 \text{ Nmm}$$

Vì độ bền tỉ lệ bậc nhất với mômen uốn, do đó hệ số biến phân của tải trọng giới hạn sẽ bằng v_{AB} , từ đó sai lệch bình phương trung bình:

$$S_{M_{gh}} = v_{AB} \bar{M}_{gh} = 0,13.8928000 = 1160640 \text{ Nmm.}$$

Ngoài ra vì độ bền phân phối theo logarit chuẩn, do đó mômen giới hạn cũng phân phối theo qui luật logarit chuẩn với sai lệch bình phương trung bình và giá trị trung bình được xác định theo công thức (2.53) và (2.54):

$$S_{\ln M_{gh}} = \sqrt{\ln(1 + v_{AB}^2)} = 0,129$$

$$m_{\ln M_{gh}} = \ln(\bar{M}_{gh}) - 0,5.S_{\ln M_{gh}}^2 = 15,996$$

Mômen lớn nhất sinh ra trong thanh AB:

$$M_{AB} = F \frac{L}{4} = 6000 \cdot \frac{3600}{4} = 5400000 \text{ Nmm}$$

Điểm phân vị thanh AB xác định theo công thức:

$$\begin{aligned} z_{IAB} &= -\frac{(m_{\ln S} - m_{\ln L})}{\sqrt{S_{\ln S}^2 + S_{\ln L}^2}} = -\frac{(m_{\ln M_{gh}} - m_{\ln M_{AB}})}{\sqrt{S_{\ln M_{gh}}^2}} \\ &= -\frac{(15,996 - \ln(5400000))}{0,129} = -3,83 \end{aligned}$$

Tra bảng trên phụ lục 1 ta có $R_{AB} = 0,99993593$.

b) *Xác định xác suất làm việc không hỏng R_{BC} dây BC:*

Độ bền tính theo tải trọng mà dây BC có giá trị trung bình:

$$\begin{aligned} \bar{F}_{gh} &= A \bar{\sigma}_b = \pi \frac{d^2}{4} \bar{\sigma}_b \\ &= \pi \frac{5^2}{4} 400 = 7853,975 \text{ N} \end{aligned}$$

Vì độ bền tỉ lệ bậc nhất với tải trọng, do đó hệ số biến phân của tải trọng giới hạn sẽ bằng v_{BC} . Sai lệch bình phương trung bình của tải trọng giới hạn :

$$S_{F_{gh}} = \bar{F}_{gh} v_{BC} = 7853,975 \cdot 0,14 = 1199,5565 \text{ N}$$

Lực căng dây xác định theo phương trình cân bằng mômen đối với điểm A (hình 10.2a):

$$\bar{F}_{BC} = 0,5F = 3000 \text{ N}$$

Điểm phân vị dây BC:

Phân tích và phân phối độ tin cậy hệ thống

$$\begin{aligned} z_{1BC} &= -\frac{(m_S - m_L)}{\sqrt{S_S^2 + S_L^2}} = -\frac{(\bar{F}_{gh} - \bar{F}_{BC})}{\sqrt{S_{F_{gh}}^2}} \\ &= -\frac{(7853975 - 3000)}{1099,5565} = -4,4145 \end{aligned}$$

Tra bảng theo phụ lục 1 ta có $R_{BC} = 0,999994831$

c) *Độ tin cậy của hệ thống:*

Vì các phần tử AB và BC độc lập với nhau cho nên ta có:

$$R_{ht} = R_{AB} \cdot R_{BC} = 0,99993593 \cdot 0,999994831 = 0,99993076$$

10.1.2 Độ tin cậy hệ thống song song

Trong hệ thống khi nối song song các phần tử người ta quan tâm đến xác suất làm việc không hỏng của toàn bộ hệ thống, tức là toàn bộ các phần tử của chúng (hoặc là các hệ thống con), hệ thống không có một phần tử, không có hai phần tử,... không có n phần tử ... trong giới hạn vẫn còn giữ cho hệ thống có khả năng làm việc, mặc dù các chỉ tiêu khác bị giảm đáng kể. Ví dụ máy bay 2 động cơ có thể tiếp tục bay khi 2 động cơ bị hỏng: ngày 18/08/2005 máy bay của hãng hàng không Turkey Airway bay từ Istanbul đến Brussel có một động cơ bị hỏng vẫn bay an toàn đến sân bay Budapest.

Hình 10.3a là ba dầm sắp xếp cạnh nhau để đỡ thanh với tải trọng ngoài F theo phương thẳng đứng. Khi một dầm bị hỏng thì thanh vẫn còn đứng yên. Hình 10.3b là dây cáp gồm nhiều sợi cáp nhỏ xoắn lại. Khi một sợi cáp nhỏ bị hỏng thì cáp vẫn còn khả năng làm việc.

Khi đó xác suất hỏng của hệ thống:

$$F_{ht}(t) = F_1(t)F_2(t)...F_n(t) = \prod_{i=1}^n F_i(t) \quad (10.5)$$

trong đó $F_i(t)$ - xác suất hỏng của phần tử thứ i.

Khi đó xác suất làm việc không hỏng cho cả hệ:

$$R_{ht}(t) = 1 - F_{ht}(t) = 1 - \prod_{i=1}^n F_i(t) \quad (10.6)$$

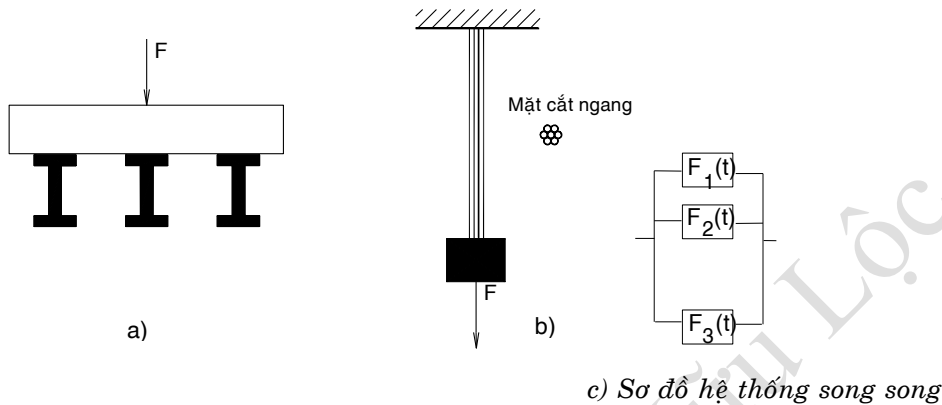
Khi xác suất hỏng của các phần tử giống nhau tức là: $F_{ht}(t) = F_1(t)$ và $R(t) = 1 - F_1^n(t)$.

Ví dụ, khi $n=2$; $F_1 = 0,01$, suy ra $R_1 = 0,9999$; khi $n=3$; $F_1 = 0,001$, suy ra $R_1 = 0,999999$.

Giữ khả năng làm việc của hệ thống từ các phần tử giống nhau được xác định với sự giúp đỡ phân phối đa thức:

$$[R(t) + F(t)]^m$$

trong đó: chỉ số mũ m bằng số các phần tử làm việc song song; $R(t)$ và $F(t)$ - xác suất làm việc không hỏng và xác suất hỏng của mỗi phần tử.



Hình 10.3 Hệ thống có thành phần mắc song song

Ta viết các kết quả khai triển đa thức với chỉ số mũ 2, 3 và 4 tương ứng của hệ thống với (hai, ba và bốn các phần tử làm việc song song):

$$(R+F)^2 = R^2 + 2RF + F^2 = 1$$

$$(R+F)^3 = R^3 + 3R^2F + 3RF^2 + F^3 = 1$$

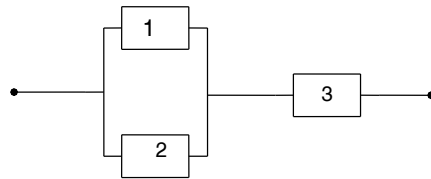
$$(R+F)^4 = R^4 + 4R^3F + 6R^2F^2 + 4RF^3 + F^4 = 1$$

Các thành phần đầu tiên trong các đa thức khai triển biểu diễn xác suất làm việc không hỏng tất cả các phần tử, các thành phần thứ hai - xác suất hỏng của một phần tử và xác suất làm việc không hỏng các phần tử còn lại, hai thành phần đầu tiên - xác suất hỏng không nhiều hơn một phần tử (không hỏng hoặc chỉ hỏng một phần tử)... Thành phần cuối cùng biểu diễn xác suất hỏng của tất cả các phần tử.

Khi các giá trị bình thường của các hệ số biến phân của tuổi thọ các phần tử $v = 0,2 \div 0,8$ không cần thiết phải tính các phần tử mà tuổi thọ trung bình của chúng 5 lần lớn hơn tuổi thọ trung bình của phần tử có tuổi thọ thấp nhất. Cần chú ý rằng đối với hệ thống nhiều phần tử, tuổi thọ các phần tử này có giá trị trung bình gần nhau thì không cần thiết phải tính tất cả các phần tử. Đặc biệt khi hệ số biến phân tuổi thọ các phần tử $v \leq 0,4$ có thể tính không quá 5 phần tử.

10.1.3 Độ tin cậy hệ thống hỗn hợp

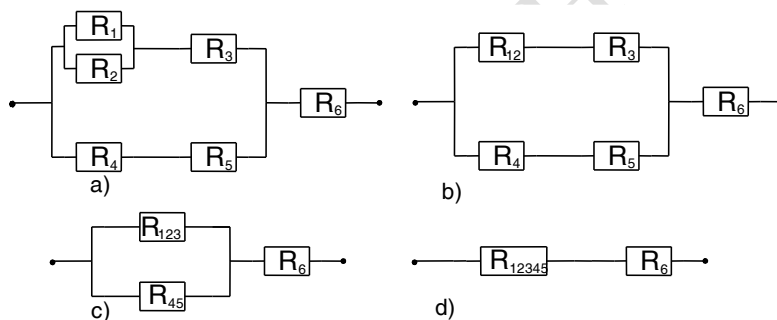
Một vài kết cấu là kết hợp của các phần tử mắc nối tiếp và song song. Ví dụ hệ thống trên sơ đồ hình 10.4 là hệ thống hỗn hợp với 1 và 2 mắc song song và kết hợp của 1 và 2 với phần tử 3 là hệ thống mắc nối tiếp.



Hình 10.4

Ví dụ 10.3

Xác định độ tin cậy hệ thống hỗn hợp gồm 6 phần tử như hình 10.5a với: $R_1 = 0,9$; $R_2 = 0,8$; $R_3 = 0,95$; $R_4 = R_5 = 0,9$ và $R_6 = 0,98$.



Hình 10.5

Giải:

Hệ thống hình 10.5a sẽ được thay thế bằng hệ thống hình 10.5d qua các thay thế hình 10.5b, 10.5c. Trong đó xác suất làm việc không hỏng R_{12} , R_{123} , R_{45} , R_{12345} được xác định theo công thức sau:

Phần tử 1 và 2 mắc song song, do đó:

$$\begin{aligned} R_{12} &= (1 - F_{12}) = (1 - F_1 F_2) = (1 - (1 - R_1)(1 - R_2)) \\ &= (1 - 0,1 \cdot 0,2) = 0,98 \end{aligned}$$

Phần tử 12 và 3 mắc nối tiếp như hình 10.5b, do đó:

$$R_{123} = R_{12} R_3 = 0,98 \cdot 0,95 = 0,931$$

Phần tử 4 và 5 mắc nối tiếp, do đó:

$$R_{45} = R_4 R_5 = 0,9 \cdot 0,9 = 0,81$$

Phần tử 123 và 45 mắc song song như hình 10.5c, do đó:

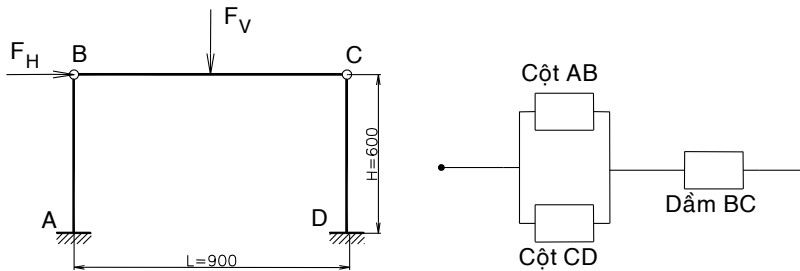
$$\begin{aligned} R_{12345} &= (1 - F_{12345}) = (1 - F_{123} F_{45}) = (1 - (1 - R_{123})(1 - R_{45})) \\ &= (1 - 0,069 \cdot 0,19) = 0,98689 \end{aligned}$$

Phần tử 12345 và 6 mắc nối tiếp như hình 10.5d, do đó:

$$R_{ht} = R_{12345}R_6 = 0,98689.0,98 = 0,9671522$$

Ví dụ 10.4

Ta khảo sát kết cấu thép hình 10.6. Các cột đỡ được cố định và dầm được liên kết bằng chốt. Tải trọng tác dụng bao gồm tải trọng đứng $F_V = 5000 \text{ N}$ và ngang $F_H = 8000 \text{ N}$. Để đơn giản tính toán ta giả sử rằng độ bền nén các cột AB và CD lớn hơn tải trọng dọc trực tác động lên các cột này. Giả sử rằng tải trọng là các đại lượng đơn định và độ bền là các đại lượng ngẫu nhiên. Cho trước hệ số biến phân $v_{AB} = 0,125$; $v_{BC}=0,14$ và $v_{CD}=0,125$. Hãy xác định giá trị trung bình và sai lệch bình phương trung bình khả năng tải của các thanh AB, CD và BC để độ tin cậy kết cấu $R = 0,999$.



a) Kết cấu với tải trọng b) Mô hình phân tích độ tin cậy hệ thống
Hình 10.6

Giải:

Để phân tích độ tin cậy hệ thống, kết cấu có thể biểu diễn dưới dạng sơ đồ như hình 10.6b. Hệ thống bị hỏng khi ứng suất sinh ra trong dầm lớn hơn độ bền dầm hoặc khi cả hai cột AB và CD bị hỏng.

Ta gọi F_{ht} là xác suất hỏng của hệ thống và F_{AB} , F_{BC} và F_{CD} là xác suất hỏng của các phần tử AB, BC và CD. Vì AB và CD là các phần tử mắc song song. Khi đó xác suất hỏng của hệ thống được xác định theo công thức sau đây:

$$F_{ht} = 1 - (1-F_{BC})(1-F_{AB}F_{CD})$$

Trong hệ thống mắc nối tiếp tốt nhất ta nên chọn xác suất hỏng của các phần tử như nhau, khi đó:

$$F_{BC} = F_{AB}F_{CD}$$

Từ đây ta có:

$$F_{ht} = 1 - (1-F_{BC})^2$$

Vì $F_{ht} = 1 - R = 1 - 0,999 = 0,001$, do đó:

Phân tích và phân phối độ tin cậy hệ thống

$$F_{BC} = 1 - \sqrt{1 - F_{ht}} = 1 - \sqrt{0,999} = 5,00126.10^{-4}$$

$$F_{AB} = F_{CD} = 0,022363497$$

Suy ra: $R_{BC} = 0,999499874$ và $z_{1BC} = -3,1$

$$R_{AB} = R_{CD} = 0,9776365 \text{ và } z_{1AB} = z_{1CD} = -2,005$$

$$\text{Mặt khác điểm phân vị } z_{1BC} = -\frac{\bar{M}_{BC} - F_V \frac{L}{4}}{\sqrt{S_{BC}^2}} = -\frac{\bar{M}_{BC} - 5000 \frac{900}{4}}{0,14 \bar{M}_{BC}} = -3,1$$

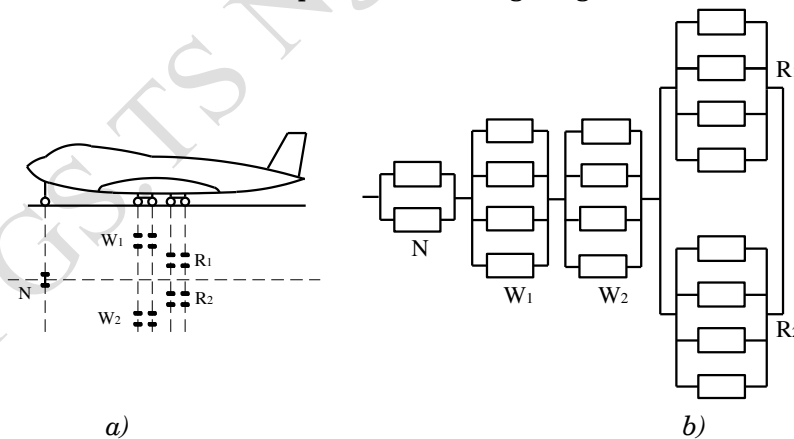
Từ đây giá trị trung bình và sai lệch bình phương trung bình mômen tải cho thanh BC: $\bar{M}_{BC} = 1987632,5 \text{ Nmm}$; $S_{BC} = 278268,55 \text{ Nmm}$.

$$\text{Tương tự ta có: } z_{1CD} = -\frac{\bar{M}_{CD} - \frac{F_H}{2} H}{\sqrt{S_{CD}^2}} = -\frac{\bar{M}_{CD} - \frac{8000}{2} 600}{0,125 \bar{M}_{BC}} = -2,005$$

Suy ra giá trị trung bình và sai lệch bình phương trung bình mômen tải cho thanh CD: $\bar{M}_{CD} = 3202668,89 \text{ Nmm}$; $S_{CD} = 400333,61 \text{ Nmm}$.

Ví dụ 10.5

Hệ thống càn máy bay gồm 18 bánh lắp trên 5 xe như hình 10.7a. Xe trước N gồm 2 bánh, 2 xe giữa W_1 và W_2 nằm giữa thân máy bay gồm 8 bánh và 2 xe cuối R_1 và R_2 nằm gần đuôi gồm 8 bánh. Hỏng hóc xảy ra khi 2 bánh trước hỏng hoặc 1 trong 2 xe giữa bị hỏng hoặc cả 2 xe phần đuôi bị hỏng. Xe trước, hai xe giữa và cặp xe đuôi tạo thành hệ thống nối tiếp. Các bánh của mỗi xe xem như các phần tử mắc song song (hình 10.7b).



Hình 10.7

Số các phần tử trong sơ đồ khối có thể nhiều hơn số phần tử thật của hệ thống. Ví dụ như giàn siêu tĩnh như hình 10.8a gồm 10 thanh và chịu lực tĩnh định. Bậc siêu tĩnh bằng 1. Giàn bị hỏng khi một trong các thanh 1,

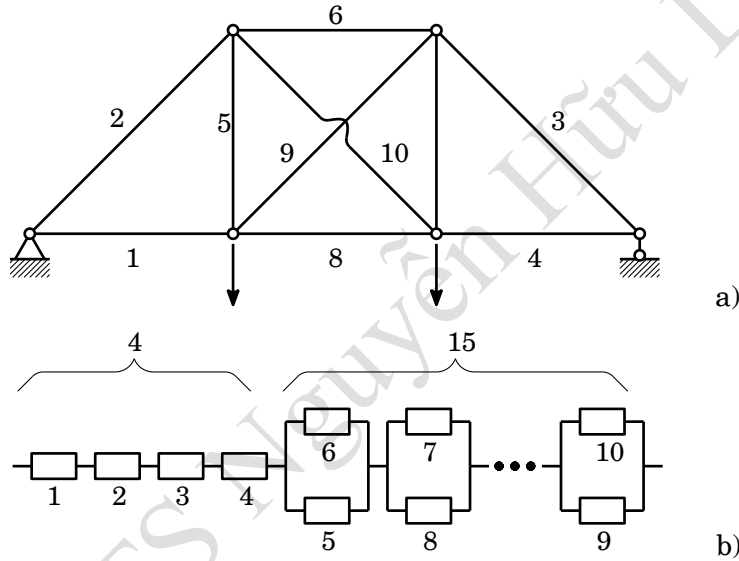
2, 3, 4 bị hỏng. Ngoài ra giàn còn bị hỏng khi một cặp từ các thanh 5, 6,..., 10 bị hỏng.

Độ tin cậy các phần tử từ 1 đến 4 là $\prod_{k=1}^4 R_k$ (trong đó R_k là độ tin

cậy của phần tử thứ k). Xác suất không hỏng của mỗi cặp từ các thanh 5, 6,..., 10 là $R_j + R_k - R_j R_k$. Khi đó độ tin cậy của hệ thống sẽ là:

$$R = \prod_{k=1}^4 R_k \prod_{j=5}^{10} \prod_{k=5, k \neq j}^{10} (R_j + R_k - R_j R_k)$$

Sơ đồ khối biểu diễn giàn tĩnh định trình bày trên hình 10.8b.



Hình 10.8

10.2 ĐÁNH GIÁ ĐỘ TIN CẬY HỆ DẠNG CHUỖI (DÂY) GỒM N PHẦN TỬ GIỐNG NHAU

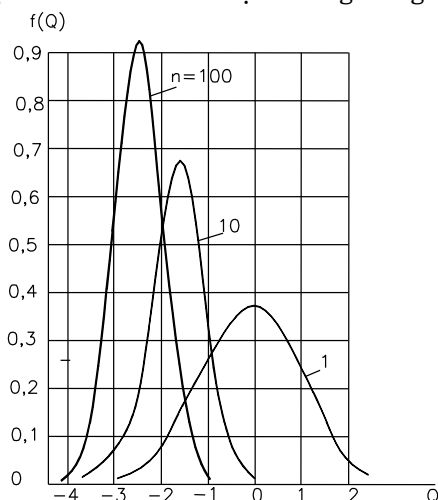
Khả năng tải của hệ: thông thường hệ thống mắc nối tiếp có thể gồm nhiều phần tử giống nhau (xích kéo hoặc xích tải gồm nhiều mắt xích, bánh răng gồm nhiều răng ...).

Qui luật phân phối khả năng tải của chuỗi bao gồm n phần tử giống nhau tương ứng phân phối số lượng nhỏ nhất mẫu, tức là lấy n số lấy bất kỳ từ phân phối chuẩn khả năng tải các phần tử. Khi tăng n thì kỳ vọng toán và sai lệch bình phương trung bình sẽ giảm (hình 10.9).

Ý tưởng của phương pháp này là xấp xỉ qui luật phân phối khả năng tải của hệ thống bằng qui luật phân phối chuẩn. Phân phối xấp xỉ và phân

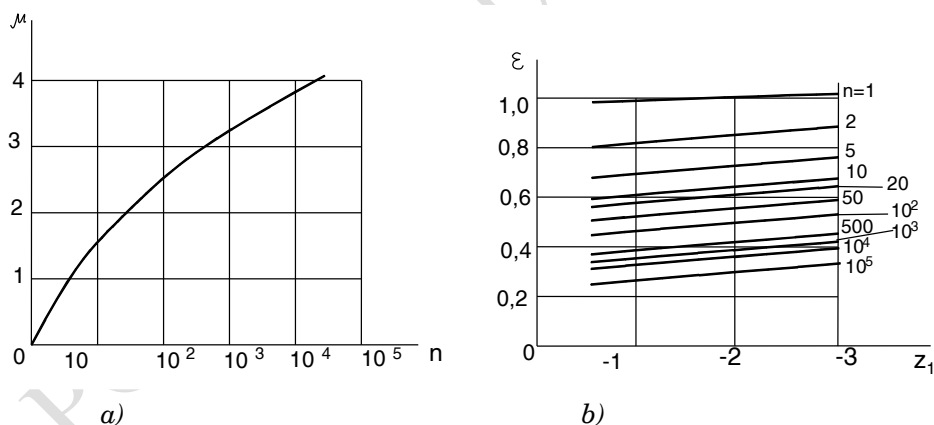
Phân tích và phân phối độ tin cậy hệ thống

phối thực tế không có sự khác biệt đáng kể tại vùng trung tâm bởi vì vùng phân phối này xác định xác suất làm việc không hỏng của hệ thống.



Hình 10.9 Mật độ phân phối khả năng tải của chuỗi phụ thuộc vào số các phần tử

Sau đây ta trình bày phương pháp đánh giá tương đối đơn giản và chính xác hơn để đánh giá độ tin cậy của hệ thống gồm nhiều phần tử giống nhau, khi khả năng tải và tải trọng được phân phối chuẩn theo cả hệ thống.



Hình 10.10 Các thông số phân phối khả năng tải của hệ thống:

a) vị trí; b) độ phân tán

Giả sử quy luật phân phối khả năng tải của các phần tử S_k và tải trọng tác động lên hệ thống L là phân phối chuẩn với kỳ vọng toán m_{SK} và m_L và sai lệch bình phương trung bình S_{SK} và S_L . Khi đó, giá trị của kỳ vọng toán m_S và sai lệch bình phương trung bình S_S của khả năng tải hệ thống sẽ nhỏ hơn giá trị của các phần tử. Do đó, giá trị S_S và m_S có thể xác định bằng công thức sau:

$$m_S = m_{Sk} - \mu S_{Sk} \quad (10.7)$$

$$S_S = \varepsilon S_{Sk} \quad (10.8)$$

trong đó: μ và ε - các hệ số ($\mu > 0$; $1 \geq \varepsilon > 0$) phụ thuộc vào số phần tử n của hệ thống, ngoài ra ε còn phụ thuộc vào z_1 (hình 10.10).

Ta gọi μ là tham số vị trí và ε là tham số phân tán. Giá trị μ và ε xác định theo đồ thị hình 10.10, bảng 10.2 hoặc có thể xác định gần đúng theo công thức:

$$\mu = 1,48\sqrt{\ln(n)} - 0,69 \quad (n \geq 2)$$

$$\mu = 0 \quad (\text{khi } n = 1)$$

$$\varepsilon = \varepsilon_0 (1 - 0,102z_1) \quad (\text{khi } \varepsilon_0 \leq 0,5)$$

$$\varepsilon = \varepsilon_0 - (1 - \varepsilon_0)z_1 \quad 0,102 \quad (\text{khi } \varepsilon > 0,5)$$

Bảng 10.2

n	μ	ε				
		$z_1=-0,525$ (R=0,700)	$z_1=-1,281$ (R=0,900)	$z_1=-1,645$ (R=0,950)	$z_1=-2,326$ (R=0,990)	$z_1=-2,575$ (R=0,995)
1	0,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
2	0,545	0,830	0,848	0,857	0,873	0,878
5	1,129	0,684	0,707	0,723	0,752	0,761
10	1,499	0,594	0,632	0,650	0,684	0,684
15	1,694	0,558	0,596	0,642	0,652	0,662
20	1,824	0,533	0,573	0,593	0,630	0,643
30	1,998	0,505	0,544	0,565	0,603	0,618
40	2,116	0,484	0,527	0,550	0,586	0,599
50	2,204	0,469	0,513	0,533	0,574	0,588
60	2,274	0,463	0,503	0,526	0,560	0,581
80	2,371	0,450	0,498	0,516	0,558	0,570
100	2,462	0,436	0,474	0,503	0,541	0,558
150	2,604	0,419	0,457	0,484	0,523	0,538
200	2,701	0,408	0,452	0,474	0,511	0,520
300	2,833	0,394	0,434	0,454	0,493	0,515
400	2,923	0,380	0,427	0,448	0,489	0,507
500	2,992	0,377	0,420	0,436	0,485	0,496
1 000	3,200	0,360	0,400	0,420	0,460	0,470
2 000	3,390	0,350	0,380	0,400	0,430	0,440
5 000	3,640	0,330	0,360	0,380	0,410	0,420
10 000	3,810	0,320	0,350	0,360	0,400	0,410
20 000	3,990	0,300	0,330	0,350	0,370	0,380
50 000	4,210	0,270	0,320	0,330	0,360	0,370
100 000	4,350	0,270	0,320	0,320	0,330	0,340

Phân tích và phân phối độ tin cậy hệ thống

Thông thường khi xác định μ và ε ta chọn $z_1 = -1,28$ ($R = 0,9$). Khi đó điểm phân vị để tính xác suất làm việc không hỏng cho cả hệ:

$$z_1 = -\frac{m_S - m_L}{\sqrt{S_S^2 + S_L^2}} = \frac{m_{Sk} - \mu S_{Sk} - m_L}{\sqrt{(\varepsilon S_{Sk}^2 + S_L^2)}} \quad (10.9)$$

Nếu thay thế: $v_{Sk} = \frac{S_{Sk}}{m_{Sk}}$; $v_S = \frac{S_S}{m_S}$; $v_L = \frac{S_L}{m_L}$ và hệ số an toàn:

$$\bar{n} = \frac{m_{Sk}}{m_L}$$

thì: $m_S = m_{Sk}(1 - \mu v_{Sk})$ (10.10)

$$v_S = \frac{\varepsilon v_{Sk}}{1 - \mu v_{Sk}} \quad (10.11)$$

$$z_1 = -\frac{\bar{n}(1 - \mu v_{Sk}) - 1}{\sqrt{(\varepsilon \bar{n} v_{Sk})^2 + v_L^2}} \quad (10.12)$$

Chú ý rằng μ và ε phụ thuộc vào z_1 , các tính toán theo các công thức (10.9) và (10.12) tiến hành theo phương pháp xấp xỉ tuần tự. Để lấy gần đúng lần đầu tiên để xác định μ và ε ta nhận được $z_1 = -1,281$ (tương ứng xác suất $R = 0,9000$).

Kết quả tính toán theo công thức (10.12) bằng cách thay các giá trị μ và ε lấy từ bảng 10.2 với những giá trị $\bar{n}$, v_{Sk} , v_L khác nhau được đưa trên bảng 10.3.

Bảng 10.3

$\bar{n}$	1,5			1,5			1,5		
v_{Sk}	0,05			0,1			0,1		
v_L	0,2			0,1			0,2		
N	1	10	100	1	10	100	1	10	100
z_1	-2,34	-1,88	-1,54	-2,77	-1,97	-0,97	-3,54	-2,93	-2,13
P ($S \geq L$)	0,990	0,970	0,938	0,997	0,976	0,834	0,999	0,998	0,983

Bảng giá trị trên cho phép đánh giá độ tin cậy hệ thống dạng chuỗi khi phân tán tải trọng theo hệ thống trong phạm vi thay đổi rộng lớn khả năng tải của các khâu trong chuỗi, tải trọng trên chuỗi và số khâu trên chuỗi.

10.3 ĐỘ TIN CẬY HỆ THỐNG CÓ THÀNH PHẦN DỰ TRỮ

Trong chế tạo máy sử dụng các biện pháp về kết cấu, công nghệ và vận hành vẫn không đạt được độ tin cậy cao cho các thiết bị. Khi đó người

ta phải sử dụng các thành phần dự trữ để nâng cao độ tin cậy. Nhất là đối với các hệ thống phức tạp nhiều khi tăng độ tin cậy các phần tử vẫn chưa đạt được độ tin cậy cần thiết cho hệ thống.

Sự dự trữ cho phép ta tăng độ tin cậy hệ thống lên nhiều bậc.

Người ta thường sử dụng các phương pháp sau:

1. Sự dự trữ cố định với các phần tử dự trữ chạy cùng tải như máy bay 4 động cơ, tàu thủy có 2 máy, máy bay có nhiều máy điện, trong ô tô: 2 hệ thống bôi trơn; 2, 3 hệ thống che chắn...
2. Sự dự trữ với các phần tử dự trữ không tải: hệ thống thang máy gồm 3 thang máy để dự trữ khi có 1 thang máy bất kỳ hỏng hoặc cả 3 cùng làm việc giờ cao điểm; 2, 3 hệ thống phanh trong xe hơi; các role tự động trong các hệ thống cung cấp điện...
3. Dự trữ với các thành phần dự trữ làm việc với chế độ tải trọng nhẹ hơn.

Ví dụ các máy móc quan trọng trong một nhà máy thường có 2 hoặc 3 máy, trong các dây chuyền tự động có các bồn chứa, kho dự trữ nguyên liệu, bộ tích trữ để khi một thiết bị trong dây chuyền bị hỏng dây chuyền vẫn làm việc bình thường.

Sử dụng các chi tiết dự trữ ở kho, sử dụng các bánh xe dự trữ. Thiết kế các bến, trạm xe gồm nhiều xe là một trong những biện pháp tăng độ tin cậy trong giao thông vận tải.

10.3.1 Khi dự trữ cố định (các phần tử mắc song song)

Chúng tôi đã trình bày hệ thống mắc song song trên mục 10.1.2.

Trong trường hợp hệ thống có a phần tử mắc nối tiếp và b phần tử có các thành phần dự trữ, khi đó độ tin cậy hệ thống:

Theo lý thuyết xác suất:

$$R_{ht}(t) = R_a(t)R_b(t) \quad (10.13)$$

Độ tin cậy của a phần tử mắc nối tiếp:

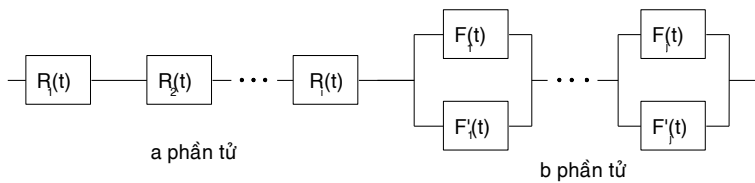
$$R_a(t) = \prod_{i=1}^a R_i(t)$$

Độ tin cậy của b phần tử mắc song song:

$$R_b(t) = \prod_{j=1}^b [1 - F_j(t)]$$

Do đó:

$$R_{ht}(t) = \prod_{i=1}^a R_i(t) \prod_{j=1}^b [1 - F_j(t)] \quad (10.14)$$



Hình 10.11 Hệ thống có thành phần dự trữ từng phần

10.3.2 Dự trữ có các thành phần dự trữ làm việc khi thành phần chính bị hỏng

Sự đóng mở các phần tử dự trữ có thể thực hiện bằng tay hoặc tự động. Ví dụ như các bộ dụng cụ cắt dự trữ trong các máy cắt kim loại, các tổ hợp dự trữ trong hệ thống điện quốc gia...

Trong trường hợp sự hỏng hóc phân phối theo hàm số mũ với giá trị λt nhỏ khi độ tin cậy các phần tử tương đối cao thì xác suất hỏng của hệ thống sẽ bằng:

$$F_{ht}(t) \approx \frac{\prod_{i=1}^n F_i(t)}{n!} \quad (10.15)$$

Nếu các phần tử giống nhau $F_i(t) = F(t)$:

$$F_{ht}(t) \approx \frac{F^n(t)}{n!} \approx \frac{(\lambda t)^n}{n!} \quad (10.16)$$

Công thức trên chỉ đúng khi tắt mở các phần tử dự trữ có độ tin cậy tuyệt đối. Khi đó xác suất hỏng $n!$ lần nhỏ hơn so với trường hợp dự trữ cố định. Xác suất hỏng nhỏ hơn có thể giải thích là do số các phần tử chịu tải song song ít hơn. Nếu hệ thống đóng mở các thành phần dự trữ không đáng tin cậy thì dùng hệ thống dự trữ dạng này không tốt. Do đó, các thành phần dự trữ phải được kiểm tra định kỳ.

10.3.3 Độ tin cậy hệ thống có phần tử thay thế trong thời gian phục hồi phần tử bị hỏng

Giả sử ta gọi λ - cường độ hỏng của phần tử, λ_p - cường độ hỏng của phần tử dự trữ, $\bar{t}_R$ - thời gian sửa chữa trung bình.

Xác suất làm việc không hỏng:

$$R(t) = e^{-\frac{t}{T_0}} \quad (10.17)$$

trong đó:

$$T_0 = \frac{1}{\lambda} \left[1 + \frac{1}{(\lambda + \lambda_d)t_p} \right] \quad (10.18)$$

Trong hệ thống tự động sử dụng các kho chứa, các kho chứa này chia qui trình công nghệ ra thành các cụm riêng lẻ. Khi đó hỏng hóc một phần tử nào đó trong dây chuyền công nghệ thì nó không làm ngừng hoạt động toàn bộ dây chuyền mà chỉ làm ngừng hoạt động của cụm thiết bị chứa phần tử đó. Độ tin cậy dây chuyền càng cao khi kho chứa càng lớn.

Ví dụ 10.6

Hiệu quả của các phương pháp dự trữ nêu ra trong ví dụ sau: Tính toán độ tin cậy gồm 4 phần tử với xác suất không hỏng $R_i(t) = 0,9$.

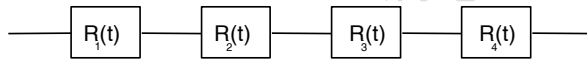
Giải:

1. Mắc nối tiếp

Đối với hệ thống mắc nối tiếp:

$$R_{ht}(t) = R_1^4(t) = 0,9^4 \approx 0,65$$

$$F_{ht}(t) = 0,35$$



Hình 10.12 Hệ thống mắc nối tiếp

2. Khi mắc hệ thống song song (thêm 4 phần tử hình 10.13)

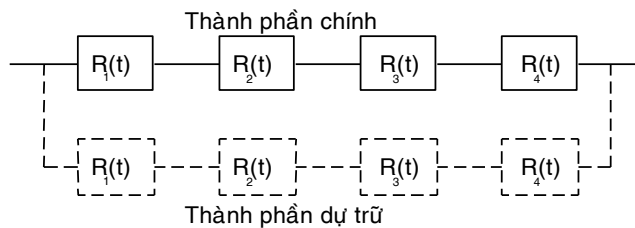
Đối với hệ thống mắc song song:

$$R_{ht}(t) = 1 - F_h(t) = 1 - (0,35)(0,35) = 0,88$$

3. Khi hệ thống có thành phần dự trữ không tải và đóng mở tuyệt đối đối tin cậy

Độ tin cậy của hệ thống xác định theo công thức:

$$R_{ht}(t) = 1 - \frac{F_{ht}^2(t)}{2!} \approx 1 - \frac{0,35^2}{2!} \approx 0,94$$



Hình 10.13 Hệ thống có thành phần dự trữ là một hệ thống khác

4. Khi hệ thống có các thành phần dự trữ cho các phần tử riêng biệt

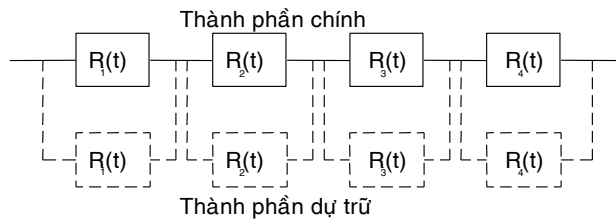
Phân tích và phân phối độ tin cậy hệ thống

Độ tin cậy của hệ thống xác định theo công thức:

$$R_{ht}(t) = (1 - F_1^2(t))^4 = (1 - 0,1^2)^4 = 0,96$$

Nếu các thành phần dự trữ không làm việc và hệ thống đóng mở có độ tin cậy tuyệt đối.

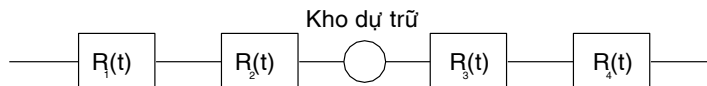
$$R_{ht}(t) = \left[1 - \frac{F_1^2(t)}{n!}\right]^4 \approx \left[1 - \frac{0,10^2}{2}\right]^4 \approx 0,98$$



Hình 10.14 Hệ thống có thành phần dự trữ cho các phần tử riêng biệt

5. Khi hệ thống có kho dự trữ

Nếu ta đặt kho vào giữa các máy trên thì độ tin cậy nằm giữa 0,65 và 0,81.



Hình 10.15 Hệ thống có kho dự trữ

10.3.4 Độ tin cậy hệ thống khi các thành phần dự trữ làm việc với chế độ tải nhẹ hơn

Trong trường hợp các phần tử dự trữ có độ tin cậy cao với λ là cường độ hỏng của thành phần chính và λ_1 là cường độ hỏng thành phần dự trữ.

Khi đó xác suất không hỏng khi có 1 phần tử dự trữ:

$$R(t) = 1 - \frac{\lambda(\lambda + \lambda_1)}{2!}t$$

Khi 2 phần tử dự trữ:

$$R(t) = 1 - \frac{\lambda(\lambda + \lambda_1)(\lambda + 2\lambda_1)}{3!}t$$

Khi 3 phần tử dự trữ:

$$R(t) = 1 - \frac{\lambda(\lambda + \lambda_1)(\lambda + 2\lambda_1)(\lambda + 3\lambda_1)}{4!}t$$

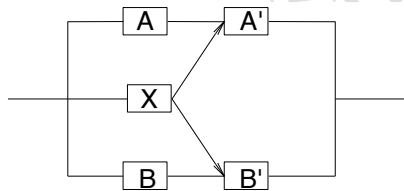
Khi m-1 phần tử dự trữ:

$$R(t) = 1 - \frac{\lambda(\lambda + \lambda_1) \dots [\lambda + (m-1)\lambda_1]}{m!} t$$

10.4 TÍNH TOÁN ĐỘ TIN CẬY CỦA HỆ THỐNG KẾT HỢP PHỨC TẠP

Trong kỹ thuật người ta thông thường sử dụng một hệ thống kết hợp phức tạp, hệ thống này không nên đưa về dạng hệ thống mắc nối tiếp hoặc song song, ví dụ hệ thống giao thông, hệ thống các chi tiết máy trong cụm máy hoặc máy, các phần tử trong hệ thống truyền động điện - điện tử, thủy lực và khí nén... Khi đó ta cần một số phương pháp để xác định độ tin cậy của hệ thống. Ví dụ như hệ thống hình 10.16, đây là một hệ thống chủ yếu từ 2 phần tử AA', được dự trữ bởi hệ thống BB'. Ngoài ra còn có thêm một phần tử dự trữ phụ X, là phần tử dự trữ cho các phần tử A và B và làm cho hệ thống trở nên phức tạp.

Sau đây lần lượt ta sẽ khảo sát ba phương pháp để xác định độ tin cậy hệ thống kết hợp phức tạp gồm: phương pháp xác suất có điều kiện, phương pháp đánh số và phương pháp cut-set.



Hình 10.16 Hệ thống có thành phần dự trữ phức tạp

10.4.1 Phương pháp xác suất có điều kiện

Để tính toán các hệ thống phức hợp tương tự như vậy người ta sử dụng định lý về xác suất hoàn toàn Bayes. Định lý này có dạng như sau:

$$F_{ht} = F_{ht}(X \text{ không hỏng})R_x + F_{ht}(X \text{ bị hỏng})F_x \quad (10.19)$$

trong đó: R_x và F_x – tương ứng là xác suất còn khả năng làm việc và xác suất không còn khả năng làm việc của phần tử X. Cấu trúc công thức dễ hiểu, bởi vì R_x và F_x có thể biểu diễn như phần thời gian tương ứng với trường hợp khi phần tử X còn khả năng và không còn khả năng làm việc.

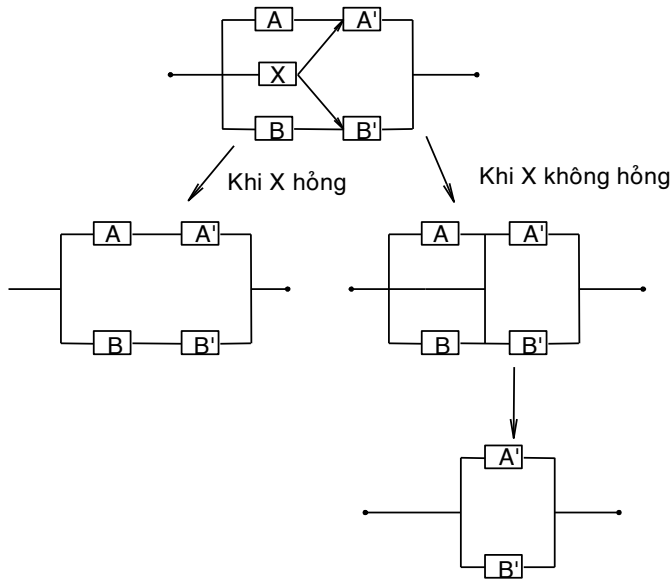
Người ta xác định xác suất hỏng của hệ thống khi phần tử X còn khả năng làm việc (hình 10.17) là tích của xác suất hỏng của cả hai phần tử A' và B'.

$$F_{ht}(X \text{ có khả năng làm việc}) = F_{A'}F_{B'} = (1-R_{A'})(1-R_{B'}) \quad (10.20)$$

Phân tích và phân phối độ tin cậy hệ thống

Xác suất hỏng của hệ thống khi phần tử X không còn khả năng làm việc (hình 10.17):

$$F_{ht} (X \text{ không còn khả năng làm việc}) = F_{AA'} F_{BB'} = (1 - R_A R_{A'}) (1 - R_B R_{B'}) \quad (10.21)$$



Hình 10.17 Phân tích sơ đồ xác định Q_{ht}

Xác suất hỏng của hệ thống trong dạng tổng quát:

$$\begin{aligned} F_{ht} &= (1 - R_A)(1 - R_{B'})R_x + (1 - R_A R_{A'})(1 - R_B R_{B'})F_x \\ &= (1 - R_A)(1 - R_{B'})R_x + (1 - R_A R_{A'})(1 - R_B R_{B'})(1 - R_x) \\ &= (1 - R_A - R_{B'} + R_A R_{B'})R_x + (1 - R_A R_{A'} - R_B R_{B'} + R_A R_{A'} R_B R_{B'})(1 - R_x) \\ &= 1 - R_A R_{A'} - R_B R_{B'} + R_A R_{A'} R_B R_{B'} + (-R_A - R_{B'} + R_A R_{B'} + R_A R_{A'} + R_B R_{B'} - R_A R_{A'} R_B R_{B'})R_x \\ R_{ht} &= R_A R_{A'} + R_B R_{B'} - R_A R_B R_{A'} R_{B'} + R_x R_A + R_x R_{B'} - R_x R_A R_{B'} - R_A R_x R_{A'} - R_B R_x R_{B'} \\ &\quad + R_A R_B R_x R_A R_{B'} \end{aligned}$$

Trong các hệ thống phức tạp hơn ta tiến hành sử dụng công thức Bayes nhiều lần.

10.4.2 Phương pháp đánh số

Cơ sở của phương pháp đánh số dựa trên sự quan sát mỗi phần tử của hệ thống đang ở trạng thái làm việc hoặc trạng thái hỏng. Chúng ta đánh số tất cả các trường hợp có thể xảy ra bằng cách kết hợp tất cả các điều kiện của các phần tử khác nhau của hệ thống. Các trường hợp mà khi đó hệ thống còn khả năng làm việc được xác định khi kiểm tra. Độ tin cậy

Chương 10

của hệ thống được xác định theo độ tin cậy của tất cả các trường hợp mà hệ thống còn khả năng làm việc.

Sử dụng phương pháp này để xác định độ tin cậy hệ thống cho trên hình 10.16.

Bảng 10.4

Mô tả hệ thống	Các trường hợp và điều kiện cho các chi tiết khác nhau	Trạng thái hệ thống O - Không hỏng F - Hỏng
Không chi tiết bị hỏng	1. $ABXA'B'$	O
Một chi tiết bị hỏng	2. $\bar{A}BXA'B'$	O
	3. $A\bar{B}XA'B'$	O
	4. $AB\bar{X}A'B'$	O
	5. $ABX\bar{A}'B'$	O
	6. $ABXA'\bar{B}'$	O
Hai chi tiết bị hỏng	7. $\bar{A}\bar{B}XA'B'$	O
	8. $\bar{A}B\bar{X}A'B'$	O
	9. $\bar{A}BX\bar{A}'B'$	O
	10. $\bar{A}BXA'\bar{B}'$	O
	11. $A\bar{B}\bar{X}A'B'$	O
	12. $A\bar{B}X\bar{A}'B'$	O
	13. $A\bar{B}XA'\bar{B}'$	O
	14. $AB\bar{X}A'B'$	O
	15. $AB\bar{X}\bar{A}'B'$	O
	16. $ABX\bar{A}'\bar{B}'$	F
Ba chi tiết bị hỏng	17. $AB\bar{X}\bar{A}'\bar{B}'$	F
	18. $A\bar{B}X\bar{A}'\bar{B}'$	F
	19. $A\bar{B}\bar{X}A'B'$	O
	20. $A\bar{B}\bar{X}\bar{A}'B'$	F
	21. $\bar{A}BX\bar{A}'\bar{B}'$	F
	22. $\bar{A}B\bar{X}A'B'$	F
	23. $\bar{A}B\bar{X}\bar{A}'B'$	O
	24. $\bar{A}\bar{B}XA'B'$	O
	25. $\bar{A}\bar{B}X\bar{A}'B'$	O
	26. $\bar{A}\bar{B}\bar{X}A'B'$	F
Bốn chi tiết bị hỏng	27. $A\bar{B}\bar{X}\bar{A}'\bar{B}'$	F
	28. $\bar{A}B\bar{X}\bar{A}'\bar{B}'$	F
	29. $\bar{A}\bar{B}XA'\bar{B}'$	F

Phân tích và phân phối độ tin cậy hệ thống

	30. $\overline{A} \overline{B} \overline{X} A' B'$	F
	31. $\overline{A} \overline{B} \overline{X} A' B'$	F
Năm chi tiết bị hỏng	32. $\overline{A} \overline{B} \overline{X} A' B'$	F

Giả sử ta gọi khả năng làm việc của một phần tử X của hệ thống là X và khi hỏng là $\overline{X}$. Các trường hợp xảy ra của hệ thống xác định trên bảng 10.4.

Do đó độ tin cậy của hệ thống sẽ là:

R_{ht} = Xác suất các trường hợp: 1-15, 19, 23-25.

Biểu thức xác định có thể viết dưới dạng sau:

$$\begin{aligned} R_{ht} = & R_A R_B R_X R_A' R_B' + (1-R_A) R_B R_X R_A' R_B' + R_A (1-R_B) R_X R_A' R_B' \\ & + R_A R_B (1-R_X) R_A' R_B' + R_A R_B R_X (1-R_A') R_B' + R_A R_B R_X R_A' (1-R_B') \\ & + (1-R_A) (1-R_B) R_X R_A' R_B' + (1-R_A) R_B (1-R_X) R_A' R_B' + (1-R_A) R_B R_X (1-R_A') R_B' \\ & + R_A R_B R_X R_A' (1-R_B') + R_A (1-R_B) (1-R_X) R_A' R_B' + R_A (1-R_B) R_X (1-R_A') R_B' \\ & + R_A (1-R_B) R_X R_A' (1-R_B') + R_A R_B (1-R_X) (1-R_A') R_B' + R_A R_B (1-R_X) R_A' (1-R_B') \\ & + R_A (1-R_B) (1-R_X) R_A' (1-R_B') + (1-R_A) R_B (1-R_X) (1-R_A') R_B' \\ & + (1-R_A) (1-R_B) R_X R_A' (1-R_B') + (1-R_A) (1-R_B) R_X (1-R_A') R_B' \end{aligned}$$

Sau khi rút gọn trở thành:

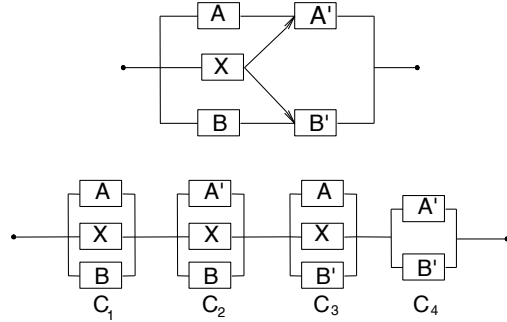
$$\begin{aligned} R_{ht} = & R_A R_A' + R_B R_B' - R_A R_B R_A' R_B' + R_X R_A' + R_X R_B' - R_X R_A' R_B' - R_A R_X R_A' \\ & - R_B R_X R_B' + R_A R_B R_X R_A' R_B' \end{aligned}$$

10.4.3 Phương pháp cut-set

Nếu so với phương pháp xác suất có điều kiện và phương pháp đánh số thì phương pháp cut-set được sử dụng rộng rãi hơn khi tính toán độ tin cậy của hệ thống. Phương pháp cut-set được sử dụng thuận tiện cho việc ứng dụng máy tính trong tính toán thiết kế và một hệ thống phức tạp được phân thành các hệ thống đơn giản hơn. Phương pháp cut-set dựa trên chia cắt hệ thống thành các tập hợp (set) bao gồm nhiều phần tử, mà khi tập hợp (set) này hỏng sẽ dẫn đến sự hỏng hóc của toàn bộ hệ thống. Tập hợp nhỏ nhất được chia ra bao gồm các phần tử mà khi tập hợp các phần tử này bị hỏng sẽ dẫn đến sự hỏng hóc của toàn bộ hệ thống. Điều đó có nghĩa là nếu một phần tử bất kỳ của tập hợp nhỏ nhất không bị hỏng thì hệ thống vẫn không bị hỏng. Trình tự thực hiện sau đây được chấp nhận khi tìm kiếm độ tin cậy của hệ thống sử dụng phương pháp cut - set.

1. Xác định tập hợp nhỏ nhất của hệ thống.
2. Mô hình các phần tử trong tập hợp nhỏ nhất phải song song, bởi vì theo định nghĩa hệ thống chỉ bị hỏng khi mà mỗi phần tử bị hỏng.

3. Giả sử rằng các tập hợp được mắc nối tiếp, vì hỏng hóc của một tập hợp bất kỳ sẽ dẫn đến hỏng hóc của toàn bộ hệ thống.
4. Tìm độ tin cậy của hệ thống sử dụng mô hình vừa nối tiếp vừa song song như trên bước 2 và 3. Cần chú ý rằng khái niệm của hệ thống mắc nối tiếp không được sử dụng trực tiếp, bởi vì một phần tử có thể nằm trên nhiều tập hợp khác nhau.



Hình 10.18

Ta sử dụng phương pháp này để xác định độ tin cậy của hệ thống như hình 10.16 theo phương pháp cut - set.

Theo khảo sát thì ba tập hợp nhỏ nhất trên sơ đồ hình 10.16 là C_1 (gồm ba phần tử A, X và B), C_2 (gồm ba phần tử A', X và B), C_3 (gồm ba phần tử A và X và B') và C_4 gồm hai phần tử A' và B' như hình 10.18.

Theo lý thuyết xác suất, xác suất hỏng của hệ thống nối tiếp các phần tử không độc lập được xác định theo công thức sau:

$$\begin{aligned}
 F_{ht} &= P(C_1 \cup C_2 \cup C_3 \cup C_4) \\
 &= P(C_1) + P(C_2) + P(C_3) + P(C_4) - P(C_1 \cap C_2) - P(C_1 \cap C_3) - P(C_1 \cap C_4) - P(C_2 \cap C_3) \\
 &\quad - P(C_2 \cap C_4) - P(C_3 \cap C_4) + P(C_1 \cap C_2 \cap C_3) + P(C_1 \cap C_2 \cap C_4) + P(C_1 \cap C_3 \cap C_4) \\
 &\quad + P(C_2 \cap C_3 \cap C_4) - P(C_1 \cap C_2 \cap C_3 \cap C_4)
 \end{aligned}$$

Xác suất hỏng của từng thành phần được xác định theo công thức:

$$P(C_1) = F(A) F(X) F(B)$$

$$P(C_2) = F(A') F(X) F(B)$$

$$P(C_3) = F(A) F(X) F(B')$$

$$P(C_4) = F(A') F(B')$$

$$P(C_1 \cap C_2) = P(C_1) P(C_2) = F(A) F(B) F(X) F(A')$$

$$P(C_1 \cap C_3) = P(C_1) P(C_3) = F(A) F(B) F(X) F(B')$$

$$P(C_1 \cap C_4) = P(C_1) P(C_4) = F(A) F(B) F(X) F(A') F(B')$$

$$P(C_2 \cap C_3) = P(C_2) P(C_3) = F(A) F(B) F(X) F(A') F(B')$$

$$P(C_2 \cap C_4) = P(C_2) P(C_4) = F(B) F(X) F(A') F(B')$$

Phân tích và phân phối độ tin cậy hệ thống

$$\begin{aligned}P(C_3 \cap C_4) &= P(C_3)P(C_4) = F(A)F(X)F(A')F(B') \\P(C_1 \cap C_2 \cap C_3) &= P(C_1)P(C_2)P(C_3) = F(A)F(B)F(X)F(A')F(B') \\P(C_1 \cap C_2 \cap C_4) &= P(C_1)P(C_2)P(C_4) = F(A)F(B)F(X)F(A')F(B') \\P(C_1 \cap C_3 \cap C_4) &= P(C_1)P(C_3)P(C_4) = F(A)F(B)F(X)F(A')F(B') \\P(C_2 \cap C_3 \cap C_4) &= P(C_1)P(C_2)P(C_3) = F(A)F(B)F(X)F(A')F(B') \\P(C_1 \cap C_2 \cap C_3 \cap C_4) &= P(C_1)P(C_2)P(C_3)P(C_4) = F(A)F(B)F(X)F(A')F(B')\end{aligned}$$

Trong các công thức trên $F(X)$ là xác suất hỏng của phần tử X . Cần chú ý rằng nếu mỗi phần tử nằm trên các tập hợp khác nhau thì xác suất hỏng của phần tử được thể hiện một lần. Ví dụ phần tử B và X nằm trên các tập hợp C_1 và C_2 cho nên $R(C_1 \cap C_2)$ được tính cho mỗi một $F(B)$ và $F(X)$ tức là $R(C_1 \cap C_2) = F(A)F(B)F(X)F(A')$

Từ đây suy ra:

$$\begin{aligned}F_{ht} &= F(A)F(X)F(B) + F(A')F(X)F(B) + F(A)F(X)F(B') + F(A')F(B') \\&\quad - F(A)F(B)F(X)F(A') - F(A)F(B)F(X)F(B') - (A)F(B)F(X)F(A')F(B') \\&\quad - F(A)F(B)F(X)F(A')F(B') - F(B)F(X)F(A')F(B') - (A)F(X)F(A')F(B') \\&\quad + F(A)F(B)F(X)F(A')F(B') + F(A)F(B)F(X)F(A')F(B') \\&\quad + F(A)F(B)F(X)F(A')F(B') + F(A)F(B)F(X)F(A')F(B') \\&\quad - F(A)F(B)F(X)F(A')F(B')\end{aligned}$$

trong đó: $F(X) = 1 - R(X)$

Từ đây suy ra xác suất làm việc không hỏng của hệ thống:

$$\begin{aligned}R_{ht} &= R_A R_{A'} + R_B R_{B'} - R_A R_B R_{A'} R_{B'} + R_x R_{A'} + R_x R_{B'} - R_x R_{A'} R_{B'} - R_A R_x R_{A'} \\&\quad - R_B R_x R_{B'} + R_A R_B R_x R_{A'} R_{B'}\end{aligned}$$

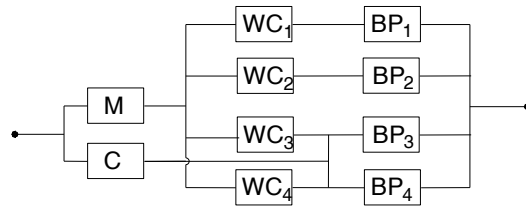
10.4.4 Ví dụ

Sau đây trình bày các ví dụ phân tích hệ thống cho các hệ thống trong máy.

Ví dụ 10.7

Một hệ thống phanh trong xe ô tô bao gồm hệ thống phanh thủy lực và hệ thống phanh cơ (phanh dừng). Hệ thống phanh thủy lực bị hỏng khi xilanh chính bị hỏng (sự kiện M) bao gồm các đường ống thủy lực hoặc cả bốn đơn vị bánh hãm bị hỏng. Đơn vị bánh hãm bị hỏng khi các bánh thủy lực bị hỏng (sự kiện WC_1, WC_2, WC_3 và WC_4) hoặc bộ phận đệm phanh bị hỏng (các sự kiện BP_1, BP_2, BP_3 và BP_4). Hệ thống phanh cơ bị hỏng khi hệ thống dây phanh bị hỏng (sự kiện C) hoặc các bộ phận đệm phanh phía sau bị hỏng (sự kiện BP_3 và BP_4). Sơ đồ khối các phần tử hệ thống phanh như trên hình 10.19. Vì hai hệ thống phanh mắc song song, tuy nhiên có hai

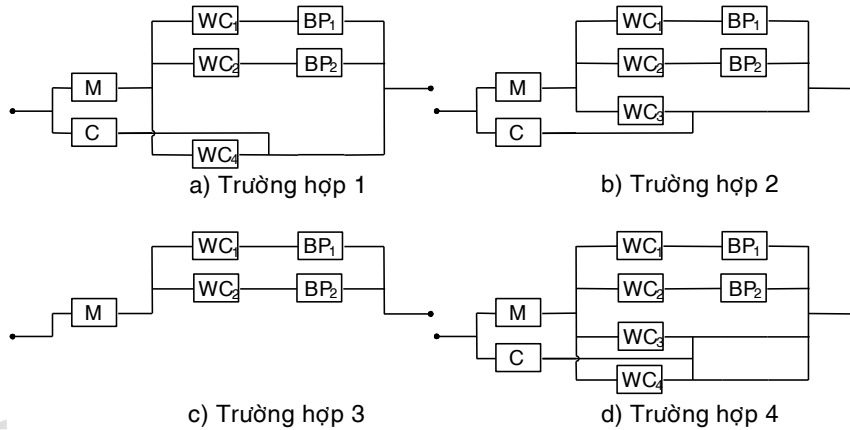
phần tử BP₃ và BP₄ dùng chung nên ta khảo sát chúng như là một hệ thống phức tạp. Giả sử độ tin cậy của mỗi bộ phận bánh thủy lực và đệm phanh là như nhau và có giá trị tương ứng $R(WC) = 0,95$ và $R(BP)=0,90$. Độ tin cậy $R(M) = 0,99$, $R(C) = 0,95$.



Hình 10.19 Sơ đồ khối hệ thống phanh trên xe ô tô

Ta sử dụng phương pháp xác suất có điều kiện. Trong bài toán này ta phân tích hệ thống này theo bốn trường hợp theo hai phần tử BP₃ và BP₄ (hình 10.20):

- BP₃ hỏng, BP₄ không hỏng.
- BP₃ không hỏng, BP₄ hỏng.
- BP₃ và BP₄ hỏng.
- BP₃ và BP₄ không hỏng.



Hình 10.20 Các trường hợp khảo sát

Trường hợp I:

Giả sử trong trường hợp I phần tử BP₃ hỏng và BP₄ không hỏng. Xác suất xảy ra trường hợp này: $P_I = [1-R(BP)]R(BP) = 0,09$. Độ tin cậy của hệ thống phanh thủy lực trong trường hợp này:

$$R_f = R(M)\{1-[1-R(WC)R(BP)]^2[1-R(WC)]\}$$

Thay các giá trị số vào ta có: $R_f = 0,988959262$.

Phân tích và phân phối độ tin cậy hệ thống

Độ tin cậy của hệ thống cơ là $R(C)$ (độ tin cậy của dây phanh) bởi vì phần tử đệm phanh BP_4 không hỏng.

Hai hệ thống thủy lực và cơ làm việc song song, do đó độ tin cậy của hệ thống được xác định theo công thức:

$$R_I = 1 - [1 - R_f][1 - R(C)] = 0,9999447963$$

Trường hợp II:

Giả sử trong trường hợp II phần tử BP_4 hỏng và BP_3 không hỏng. Bởi vì độ tin cậy của mỗi bộ phận bánh thủy lực và đệm phanh là như nhau, do đó trường hợp II tương ứng trường hợp I và:

$$P_{II} = P_I = 0,09 \text{ và } R_{II} = R_I = 0,9999447963$$

Trường hợp III:

Giả sử trong trường hợp III phần tử BP_3 và BP_4 bị hỏng. Xác suất xảy ra trường hợp này: $P_{III} = [1 - R(BP)]^2 = 0,01$. Hệ thống phanh cơ không còn khả năng làm việc, do đó độ tin cậy của hệ thống bằng độ tin cậy của hệ thống phanh thủy lực:

$$R_{III} = R_f = R(M)\{1 - [1 - R(WC)R(BP)]^2\} = 0,96918525$$

Trường hợp IV:

Giả sử trong trường hợp IV các phần tử BP_3 và BP_4 không hỏng. Xác suất xảy ra trường hợp này: $P_{IV} = R(BP)^2 = 0,81$. Độ tin cậy của hệ thống phanh thủy lực trong trường hợp này:

$$R_f = R(M)\{1 - [1 - R(WC)R(BP)]^2[1 - R(WC)]^2\} = 0,989947962$$

Độ tin cậy của hệ thống cơ được xác định phụ thuộc vào độ tin cậy của dây phanh $R(C)$. Độ tin cậy của hệ thống xác định theo độ tin cậy của hệ thống phanh thủy lực và hệ thống cơ:

$$R_{IV} = 1 - [1 - R_f][1 - R(C)] = 0,99045$$

Độ tin cậy của toàn bộ hệ thống:

$$\begin{aligned} R_{ht} &= P_I R_I + P_{II} R_{II} + P_{III} R_{III} + P_{IV} R_{IV} = 0,982956808 \\ &= 0,09 \cdot 0,9999447963 + 0,09 \cdot 0,9999447963 + 0,01 \cdot 0,96918525 + 0,81 \cdot 0,99045 \\ &= 0,991856 \end{aligned}$$

Với điều kiện:

$$P_I + P_{II} + P_{III} + P_{IV} = 0,09 + 0,09 + 0,01 + 0,81 = 1$$

Độ tin cậy hệ thống phanh thủy lực:

$$R_f = R(M)\{1 - [1 - R(WC)R(BP)]^4\} = 0,989562369$$

Độ tin cậy hệ thống phanh cơ:

$$R_m = R(C)\{1 - [1 - R(BP)]^2\} = 0,9405$$

Nếu hai hệ thống này không có phần tử dùng chung thì độ tin cậy hệ thống được xác định theo công thức sau:

$$R_{ht} = 1 - (1 - R_f)(1 - R_m) = 0,99937861$$

10.5 NÂNG CAO ĐỘ TIN CẬY CỦA HỆ THỐNG

Vấn đề bố trí độ tin cậy có quan hệ với việc xác định độ tin cậy của các phần tử riêng lẻ sao cho độ tin cậy của toàn bộ hệ thống bằng một giá trị nào đó trong khi thỏa mãn các ràng buộc về khối lượng, thể tích và giá thành. Vấn đề này ta thường gặp phải trong giai đoạn thiết kế. Độ tin cậy của hệ thống được nâng cao từ giá trị hiện hành R_0 lên giá trị $R_0 + dR_0$ bằng cách nâng cao độ tin cậy của một hoặc vài phần tử trong hệ thống. Trong mục này ta nâng cao độ tin cậy của hệ thống bằng cách nâng cao độ tin cậy của phần tử dễ bị hỏng nhất. Các điều kiện ràng buộc về khối lượng, thể tích và giá thành cần được xem xét đến khi chọn phần tử thích hợp để nâng cao độ tin cậy. Trong mục này trình bày các trình tự có thể nâng cao độ tin cậy của hệ thống. Trong chương 11 chúng tôi sẽ trình bày các phương pháp phân phối tối ưu độ tin cậy hệ thống.

10.5.1 Nâng cao độ tin cậy hệ thống nối tiếp

Giả sử rằng độ tin cậy của hệ thống $R_0 + dR_0$ có thể đạt được bằng cách nâng cao độ tin cậy của một phần tử nào đó. Khi đó:

$$\begin{aligned} R_{ht} + dR_{ht} &= R_1 R_2 \dots R_{i-1} (R_i + dR_i) R_{i+1} \dots R_n \\ &= \prod_{j=1}^n R_j + \left(\prod_{j=1, j \neq i}^n R_j \right) dR_i; \quad i = 1, 2 \dots n \end{aligned} \quad (10.22)$$

trong đó: R_j là độ tin cậy của phần tử thứ j ; dR_j là khoảng tăng độ tin cậy của phần tử thứ j .

Tuy nhiên:

$$R_{ht} = \prod_{j=1}^n R_j \quad (10.23)$$

Từ đó suy ra:

$$dR_i = \frac{dR_{ht}}{\prod_{j=1, j \neq i}^n R_j}; \quad \text{với } i = 1, 2, \dots, n \quad (10.24)$$

1. Nếu không có ràng buộc

Nếu không có điều kiện ràng buộc, ta chọn phần tử có độ tin cậy thấp nhất của hệ thống để nâng cao độ tin cậy. Tỷ số thay đổi độ tin cậy R_{ht} của hệ thống liên quan đến độ tin cậy R_k của phần tử thứ k xác định theo công thức sau:

$$\frac{\partial R_{ht}}{\partial R_k} = \prod_{j=1, j \neq k}^n R_j = \frac{R_{ht}}{R_k} \quad \text{với } k = 1, 2, \dots, n \quad (10.25)$$

Phần tử dễ bị hỏng nhất (có độ tin cậy thấp nhất) thứ i sử dụng để nâng cao độ tin cậy được xác định theo công thức sau:

$$\frac{R_{ht}}{R_i} = \max_{k=1,2,\dots,n} \left(\frac{R_{ht}}{R_k} \right) \quad (10.26)$$

Khi độ tin cậy của phần tử thứ i tăng dR_i thì độ tin cậy của hệ thống tăng dR_{ht} :

$$dR_{ht} = dR_i \prod_{j=1, j \neq i}^n R_j \quad (10.27)$$

2. Nếu có ràng buộc

Thông thường nâng cao độ tin cậy của từng phần tử liên quan đến khối lượng, thể tích và giá thành. Giả sử rằng giá thành trên một đơn vị độ tin cậy phần tử thứ i là c_i . Khi đó bài toán sẽ được phát biểu như sau:

Tìm khoảng tăng độ tin cậy dR_i phần tử thứ i cần thiết để nâng cao độ tin cậy của hệ thống sao cho giá thành $c_i dR_i$ tăng ít nhất.

Giả sử rằng độ tin cậy của hệ thống được tăng từ R_{ht} lên $R_{ht} + dR_{ht}$ hoặc là tăng độ tin cậy của phần tử thứ i từ R_i lên $R_i + dR_i$, hoặc là phần tử j từ R_j lên $R_j + dR_j$.

Theo công thức (10.24) nếu không có bất cứ ràng buộc nào:

$$dR_{ht} = dR_i \prod_{k=1, k \neq i}^n R_k = dR_j \prod_{k=1, k \neq j}^n R_k \quad (10.28)$$

Từ đó suy ra:

$$dR_i \frac{R_{ht}}{R_i} = dR_j \frac{R_{ht}}{R_j}$$

Hoặc:

$$dR_i = \frac{R_i}{R_j} dR_j \quad (10.29)$$

Giá thành liên quan đến việc tăng độ tin cậy hệ thống $R_{ht} + dR_{ht}$ được biểu diễn theo công thức:

$$c_i dR_i = \left(\frac{c_i R_i}{c_j R_j} \right) c_j dR_j \quad (10.30)$$

Điều đó chứng tỏ rằng giá thành liên quan việc tăng độ tin cậy của phần tử thứ i sẽ nhỏ hơn phần tử thứ j nếu như $c_i R_i < c_j R_j$. Do đó phần tử thứ i sẽ được chọn do giá thành tăng nhỏ nhất, được xác định theo công thức:

$$c_i R_i = \min_{j=1,2,\dots,n} c_j R_j \quad (10.31)$$

với dR_i được xác định theo công thức (10.24).

10.5.2 Nâng cao độ tin cậy hệ thống mắc song song

Độ tin cậy của hệ thống mắc song song R_{ht} được xác định theo độ tin cậy các phần tử thứ i theo công thức sau:

$$R_{ht} = 1 - \prod_{i=1}^n (1 - R_i) \quad (10.32)$$

Giả sử rằng độ tin cậy của hệ thống có thể đạt được là $R_{ht} + dR_{ht}$ nhờ vào sự tăng độ tin cậy của một phần tử bất kỳ. Khi đó:

$$\begin{aligned} R_{ht} + dR_{ht} &= 1 - (1 - R_1) (1 - R_1) \dots (1 - R_{i-1}) (1 - R_i - dR_i) (1 - R_{i+1}) \dots (1 - R_n) \\ &= 1 - \left[\prod_{k=1; k \neq i}^n (1 - R_k) \right] (1 - R_i - dR_i) \\ &= 1 - \prod_{k=1}^n (1 - R_k) + dR_i \left[\prod_{k=1; k \neq i}^n (1 - R_k) \right]; i = 1, 2, \dots, n \end{aligned} \quad (10.33)$$

Từ hai công thức trên ta suy ra:

$$dR_i = \frac{dR_{ht}}{\left[\prod_{k=1; k \neq i}^n (1 - R_k) \right]}; i = 1, 2, \dots, n \quad (10.34)$$

1. Nếu không có ràng buộc

Nếu không có điều kiện ràng buộc, ta chọn phần tử có độ tin cậy thấp nhất của hệ thống để nâng cao độ tin cậy. Tỷ số thay đổi độ tin cậy R_0 của hệ thống liên quan đến độ tin cậy R_k của phần tử thứ k xác định theo công thức sau:

Phân tích và phân phối độ tin cậy hệ thống

$$\frac{\partial R_{ht}}{\partial R_k} = \prod_{j=1, j \neq k}^n (1 - R_j) = \frac{1 - R_{ht}}{1 - R_k}; \text{ với } k = 1, 2, \dots, n. \quad (10.35)$$

Phần tử dễ bị hỏng nhất (có độ tin cậy thấp nhất) thứ i sử dụng để nâng cao độ tin cậy được xác định theo công thức sau:

$$\frac{1 - R_{ht}}{1 - R_i} = \min_{k=1, 2, \dots, n} \left(\frac{1 - R_{ht}}{1 - R_k} \right) \quad (10.36)$$

Khi độ tin cậy của phần tử thứ i tăng dR_i thì độ tin cậy của hệ thống tăng dR_{ht} :

$$dR_{ht} = dR_i \prod_{j=1, j \neq i}^n R_j \quad (10.37)$$

2. Nếu có ràng buộc

Thông thường nâng cao độ tin cậy của từng phần tử liên quan đến khối lượng, thể tích và giá thành. Giả sử rằng giá thành trên một đơn vị độ tin cậy phần tử thứ i là c_i . Khi đó ta phải tìm khoảng tăng độ tin cậy dR_i phần tử thứ i cần thiết để nâng cao độ tin cậy của hệ thống sao cho giá thành $c_i dR_i$ tăng ít nhất.

Giả sử rằng độ tin cậy của hệ thống được tăng từ R_{ht} lên $R_{ht} + dR_{ht}$ hoặc là tăng độ tin cậy của phần tử thứ i từ R_i lên $R_i + dR_i$, hoặc là phần tử j từ R_j lên $R_j + dR_j$.

Theo công thức (10.34) nếu không có bất cứ ràng buộc nào:

$$dR_{ht} = dR_i \prod_{k=1, k \neq i}^n (1 - R_k) = dR_j \prod_{k=1, k \neq j}^n (1 - R_k) \quad (10.38)$$

Từ đó suy ra:

$$\frac{dR_i}{(1 - R_i)} \prod_{k=1}^n (1 - R_k) = \frac{dR_j}{(1 - R_j)} \prod_{k=1}^n (1 - R_k)$$

$$\text{Hoặc: } dR_i = \frac{(1 - R_i)}{(1 - R_j)} dR_j \quad (10.39)$$

Giá thành liên quan đến việc tăng độ tin cậy hệ thống $R_{ht} + dR_{ht}$ được biểu diễn theo công thức:

$$c_i dR_i = \frac{c_i (1 - R_i)}{c_j (1 - R_j)} c_j dR_j \quad (10.40)$$

Điều đó chứng tỏ rằng giá thành liên quan việc tăng độ tin cậy của phần tử thứ i sẽ nhỏ hơn phần tử thứ j nếu như $c_i (1 - R_i) < c_j (1 - R_j)$. Do đó,

phần tử thứ i sẽ được chọn do giá thành tăng nhỏ nhất, được xác định theo công thức:

$$c_i(1 - R_i) = \min_{j=1,2,\dots,n} c_j(1 - R_j) \quad (10.41)$$

với dR_i được xác định theo công thức (10.34).

10.6 PHÂN PHỐI ĐỘ TIN CẬY HỆ THỐNG

Theo các yêu cầu về đặc tính làm việc của hệ thống, bao gồm cả độ tin cậy, các chuyên gia về độ tin cậy và các kỹ sư thiết kế cần phải lựa chọn các yêu cầu đặc trưng cho từng phần tử riêng lẻ của hệ thống, gồm cả độ tin cậy. Bài toán đưa ra các yêu cầu về độ tin cậy phụ thuộc vào các nhân tố cũng như mức độ quan trọng của từng phần tử chủ yếu trong hệ thống, phương pháp mà hệ thống thực hiện các chức năng của mình, độ phức tạp của hệ thống và phụ thuộc vào tính chất của chức năng được thực hiện.

Các yêu cầu độ tin cậy và sự phân phối giữa các phần tử hệ thống được thực hiện theo trình tự sau:

1. Nhà thiết kế phải tìm hiểu và hiểu rõ sự liên hệ giữa các mức độ độ tin cậy của hệ thống, hệ thống con và phần tử.
2. Nhà thiết kế cần phải khảo sát độ tin cậy ngang hàng với các tham số khác của hệ thống như khối lượng, giá thành, và các đặc tính kỹ thuật.
3. Khi đòi hỏi độ tin cậy cao của người đặt hàng thì kết cấu phải được nâng cao, sử dụng các phương pháp gia công, thử nghiệm hiện đại và sắp xếp các phần tử trong hệ thống một cách hợp lý.

Giữa độ tin cậy của các phần tử và của hệ thống có sự phụ thuộc hàm số sau đây:

$$f(R_1, R_2, \dots, R_n) \geq R_{ht} \quad (10.42)$$

trong đó: R_i – xác suất làm việc không hỏng của chi tiết thứ i ; f – quan hệ hàm số của độ tin cậy giữa các phần tử hệ thống; R_{ht} – độ tin cậy yêu cầu của hệ thống.

Đối với hệ thống mắc nối tiếp và song song thì quan hệ hàm số giữa các phần tử đã được biết. Đối với các hệ thống phức tạp thì xác định sự quan hệ hàm số này rất khó khăn và trong một số trường hợp ta không thể xác định được bằng các biểu thức toán học đơn giản. Nếu xác suất làm việc không hỏng phụ thuộc thời gian, thì ta khảo sát R_{ht} và R_i là các hàm phụ thuộc vào thời gian t .

Giả thuyết rằng các phần tử của hệ thống độc lập với nhau, và hỏng hóc của bất kỳ một phần tử nào sẽ dẫn đến hỏng hóc của toàn bộ hệ thống

Phân tích và phân phối độ tin cậy hệ thống

(có nghĩa là hệ thống mắc nối tiếp) và cường độ hỏng của các phần tử là không đổi. Khi đó:

$$R_1(t)R_2(t) \dots R_n(t) \geq R_{ht}(t) \quad (10.43)$$

Giả sử rằng λ_i là cường độ hỏng của phần tử thứ i , và λ_{ht} là cường độ hỏng của hệ thống. Khi đó bất phương trình 10.43 trở thành:

$$e^{-\lambda_1 t} e^{-\lambda_2 t} \dots e^{-\lambda_n t} \geq e^{-\lambda_{ht} t}$$

Từ đây suy ra:

$$\lambda_1 + \lambda_2 + \dots + \lambda_n \leq \lambda_{ht}$$

Sau đây ta khảo sát một số trường hợp phổ biến phân phối độ tin cậy hệ thống.

10.6.1 Phương pháp phân phối đều

Theo phương pháp này các phần tử trong hệ thống có độ tin cậy như nhau. Nếu độ tin cậy của hệ thống là R_{ht} và độ tin cậy của từng phần tử là R_i thì ta có:

$$R_{ht} = \prod_{i=1}^n R_i = R_i^n$$

$$\text{Từ đây suy ra: } R_i = (R_{ht})^{\frac{1}{n}} \quad (10.44)$$

Ví dụ 10.8

Một hệ thống thông tin liên lạc gồm 3 hệ thống con (máy phát, máy thu và thiết bị mã hóa). Để hệ thống làm việc thì mỗi hệ thống con phải làm việc. Giả sử rằng chi phí cho mỗi hệ thống con như nhau. Mỗi hệ thống con cần có độ tin cậy là bao nhiêu để cho xác suất làm việc cho toàn bộ hệ thống là $R_{ht} = 0,8573$?

Giải:

Theo phương trình (10.44) ta có:

$$R_i = (R_{ht})^{\frac{1}{3}} = (0,8573)^{\frac{1}{3}} = 0,95$$

Do đó mỗi hệ thống con trong hệ thống liên lạc cần có xác suất làm việc không hỏng là 0,95.

10.6.2 Phương pháp phân phối có trọng số (phương pháp Arinc)

Các hệ thống con mắc nối tiếp và có cường độ hỏng không đổi. Khi thực hiện theo phương pháp này ta phải biểu diễn độ tin cậy cần thiết qua

cường độ hỏng. Nếu λ_i^* là cường độ hỏng của hệ thống con thứ i, và λ_{ht} là cường độ hỏng đòi hỏi của hệ thống.

$$\sum_{i=1}^n \lambda_i^* \leq \lambda_{ht} \quad (10.45)$$

Phương pháp đòi hỏi thực hiện theo các bước sau:

1. Xác định cường độ hỏng của hệ thống con λ_i theo kết quả quan sát hoặc đánh giá theo các dữ liệu sẵn có.
2. Đưa vào trọng số w_i đối với mỗi hệ thống con tương ứng với cường độ hỏng xác định trên bước 1. Trọng số w_i xác định theo công thức sau:

$$w_i = \frac{\lambda_i}{\sum_{i=1}^n \lambda_i}, \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (10.46)$$

Thỏa mãn điều kiện:

$$\sum_{i=1}^n w_i = 1$$

3. Tính toán cường độ hỏng yêu cầu cho hệ thống con thứ i theo công thức sau:

$$\lambda_i^* = w_i \lambda_{ht}, \quad i = 1, 2, \dots, n.$$

Do đó theo phương pháp này ta xác định cường độ hỏng cho các hệ thống con theo các giá trị trọng số.

Ví dụ 10.9

Khảo sát hệ thống gồm ba hệ thống con, cường độ hỏng tương ứng với mỗi hệ thống con là: $\lambda_1 = 0,005$, $\lambda_2 = 0,003$ và $\lambda_3 = 0,001$. Xác suất làm việc không hỏng yêu cầu của hệ thống là $R_{ht} = 0,95$ sau 20 giờ làm việc. Xác định xác suất làm việc không hỏng cần thiết của mỗi hệ thống con.

Giải:

Theo công thức (10.46) ta xác định các giá trị w_i :

$$w_1 = \frac{\lambda_1}{\sum_{i=1}^n \lambda_i} = \frac{0,005}{0,005 + 0,003 + 0,001} = 0,555$$

$$w_2 = \frac{\lambda_2}{\sum_{i=1}^n \lambda_i} = \frac{0,003}{0,005 + 0,003 + 0,001} = 0,333$$

$$w_3 = \frac{\lambda_3}{\sum_{i=1}^n \lambda_i} = \frac{0,001}{0,005 + 0,003 + 0,001} = 0,111$$

Phân tích và phân phối độ tin cậy hệ thống

Biết rằng:

$$R_{ht}(20) = e^{-\lambda_{ht}(20)} = 0,95$$

Suy ra: $\lambda_{ht} = 0,00256$

Do đó cường độ hỏng của các hệ thống con có dạng:

$$\lambda^*_1 = w_1 \lambda_{ht} = 0,555.0,00256 = 0,00142$$

$$\lambda^*_2 = w_2 \lambda_{ht} = 0,333.0,00256 = 0,000852$$

$$\lambda^*_3 = w_3 \lambda_{ht} = 0,111.0,00256 = 0,000284$$

Khi đó xác suất làm việc không hỏng của từng hệ thống con sẽ là:

$$R_1^*(20) = e^{(-0,0014220)} = 0,97$$

$$R_2^*(20) = e^{(-0,000852)} = 0,98$$

$$R_3^*(20) = e^{(-0,00028420)} = 0,99$$

10.6.3 Phương pháp AGREE

Phương pháp AGREE phức tạp hơn các phương pháp đã trình bày, được sử dụng trong tính toán độ tin cậy các linh kiện điện tử ngành hàng không. Giả sử rằng hệ thống mắc nối tiếp và các phần tử hỏng độc lập với nhau và có sự phân phối mũ thời gian làm việc cho đến lúc hỏng.

Các phần tử phức tạp được xác định tương ứng với sự liên kết theo sơ đồ. Chỉ số quan trọng của phần tử và hệ thống con được xác định qua xác suất hỏng của hệ thống nếu như hệ thống con cụ thể nào đó bị hỏng. Chỉ số quan trọng của hệ thống con $w_i = 1$ có nghĩa là hệ thống làm việc hỏng khi hệ thống con bị hỏng. Chỉ số quan trọng $w_i = 0$ có nghĩa là hỏng hóc của hệ thống con không ảnh hưởng đến khả năng làm việc của hệ thống.

Mỗi phần tử của hệ thống con có một đóng góp như nhau vào khả năng làm việc không hỏng của hệ thống. Có nghĩa là cường độ hỏng của mỗi phần tử trong hệ thống con là bằng nhau. Nếu $\lambda_i t_i$ nhỏ thì ta có thể tính gần đúng $e^{-\lambda_i t_i} \approx 1 - \lambda_i t_i$, khi đó:

$$R_{ht}(t) = \prod_{i=1}^n R_i(t) = e^{-\left(\sum_{i=1}^n \lambda_i\right)t} = e^{-Nw_i \frac{\lambda_i}{n_i} t_i}$$

Từ đây suy ra cường độ hỏng đối với phần tử thứ i có dạng:

$$\lambda_i = \frac{n_i [-\ln R_{ht}(t)]}{Nw_i t_i}, \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (10.47)$$

trong đó: t – khoảng thời gian làm việc yêu cầu của hệ thống; t_i – khoảng thời gian làm việc yêu cầu của hệ thống con thứ i trong thời gian làm việc của hệ thống ($0 \leq t_i \leq t$); n_i – số phần tử trong hệ thống con thứ i ; N – tổng

Chương 10

số phần tử trong hệ thống: $N = \sum n_i$; w_i – chỉ số quan trọng của hệ thống con thứ i (xác suất hỏng của hệ thống khi hệ thống con thứ i bị hỏng); $R_{ht}(t)$ – xác suất làm việc không hỏng yêu cầu của hệ thống trong thời gian t .

Xác suất làm việc không hỏng của hệ thống con thứ i trong khoảng thời gian t_i được xác định theo công thức:

$$R_i(t_i) = 1 - \frac{1 - [R_{ht}(t)]^{\frac{n_i}{N}}}{w_i} \quad (10.48)$$

Công thức trên sẽ không chính xác nếu như chỉ số quan trọng của hệ thống quá nhỏ. Nó cho kết quả tương đối chính xác nếu như giá trị w_i của hệ thống con gần bằng 1.

Ví dụ 10.10

Số liệu của một hệ thống gồm bốn hệ thống con trong bảng 10.5.

Bảng 10.5

Số hệ thống con	Số phần tử trong hệ thống con n_i	Chỉ số quan trọng w_i	Khoảng thời gian làm việc t_i
1	15	1,00	10
2	25	0,95	9
3	100	1,00	10
4	70	0,90	8

Xác suất làm việc không hỏng của mỗi hệ thống con là bao nhiêu để đảm bảo xác suất làm việc không hỏng của hệ thống là $R = 0,96$ trong thời gian 10 h.

Giải:

Tổng số phần tử trong hệ thống:

$$N = \sum_{i=1}^4 n_i = 210$$

Cường độ hỏng nhỏ nhất cho phép đối với các hệ thống con:

$$\lambda_1 = \frac{15[-\ln 0,95]}{210 \cdot 1,0 \cdot 10} = 0,000366$$

$$\lambda_2 = \frac{25[-\ln 0,95]}{210 \cdot 0,95 \cdot 9} = 0,000714$$

$$\lambda_3 = \frac{100[-\ln 0,95]}{210 \cdot 1,0 \cdot 10} = 0,002442$$

$$\lambda_4 = \frac{70[-\ln 0,95]}{210 \cdot 0,90 \cdot 8} = 0,002377$$

Phân tích và phân phối độ tin cậy hệ thống

Theo công thức (10.48) ta tìm các giá trị xác suất làm việc không hỏng của các hệ thống con.

$$R_1(10) = 1 - \frac{1 - [0,95]^{\frac{15}{210}}}{1} = 0,99635$$

$$R_2(9) = 1 - \frac{1 - [0,95]^{\frac{25}{210}}}{0,95} = 0,99274$$

$$R_3(10) = 1 - \frac{1 - [0,95]^{\frac{100}{210}}}{1} = 0,97587$$

$$R_4(8) = 1 - \frac{1 - [0,95]^{\frac{70}{210}}}{0,9} = 0,98116$$

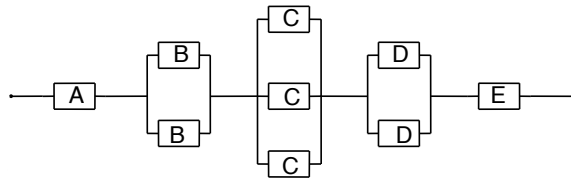
Để kiểm tra ta xác định xác suất làm việc không hỏng của hệ thống:

$$R_{ht} = 0,99635.0,99274.0,97587.0,98116 = 0,94723$$

Giá trị này nhỏ hơn độ tin cậy đòi hỏi do sai số khi tính toán và do chỉ số quan trọng của hệ thống con 2 và 4 nhỏ hơn 1.

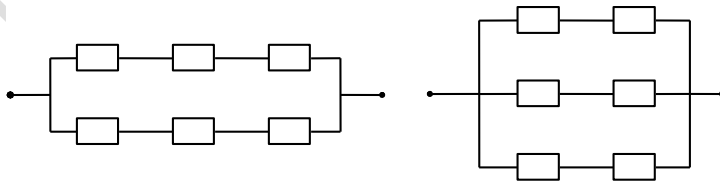
10.7 BÀI TẬP

10.1 Tìm độ tin cậy của hệ thống trên hình 10.21. Khi $R_A = 0,95$; $R_B = 0,98$; $R_C = 0,75$; $R_D = 0,85$ và $R_E = 0,90$.



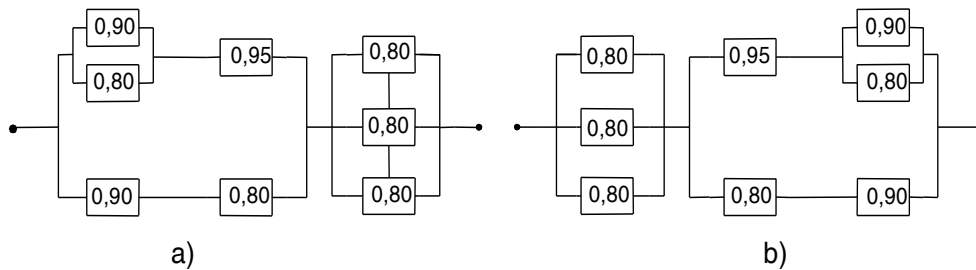
Hình 10.21

10.2 Sáu phần tử giống nhau được sắp xếp theo hai phương pháp khác nhau như hình 10.22. Xác định phương pháp nào có độ tin cậy cao hơn.



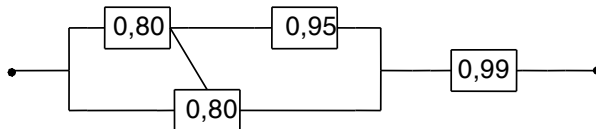
Hình 10.22

10.3 Xác định độ tin cậy hệ thống theo sơ đồ hình 10.23a và 10.23b



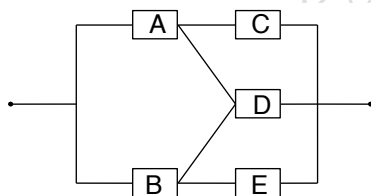
Hình 10.23

10.4 Xác định độ tin cậy của hệ thống hình 10.24.



Hình 10.24

10.5 Tìm độ tin cậy của hệ thống như hình 10.25 sau sử dụng phương pháp đánh số với $R_A = R_B = 0,95$; $R_C = R_D = R_E = 0,99$.

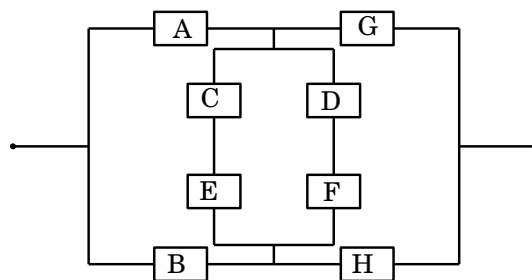


Hình 10.25

10.6 Tìm độ tin cậy của hệ thống như bài tập 10.5 theo phương pháp xác suất có điều kiện.

10.7 Tìm độ tin cậy của hệ thống như bài tập 10.5 theo phương pháp cut-set.

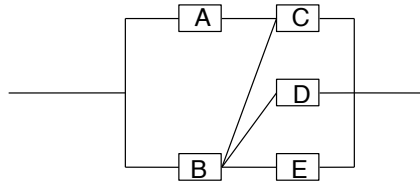
10.8 Xác định độ tin cậy hệ thống như trên hình 10.26 sử dụng phương pháp đánh số với $R_A = R_B = R_C = R_D = R_E = R_F = R_G = R_H = 0,9$.



10.9 Xác định độ tin cậy hệ thống bài tập 10.8 bằng phương pháp xác suất có điều kiện.

10.10 Xác định độ tin cậy hệ thống bài tập 10.8 bằng phương pháp cut-set.

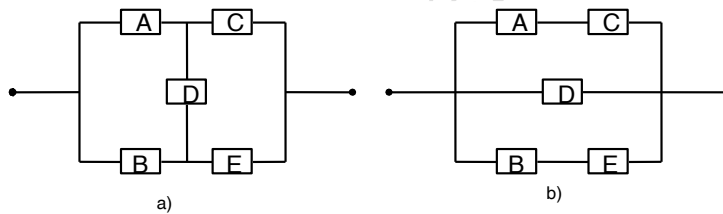
10.11 Tính toán độ tin cậy hệ thống sơ đồ hình 10.27 theo phương pháp cut-set.



Hình 10.27

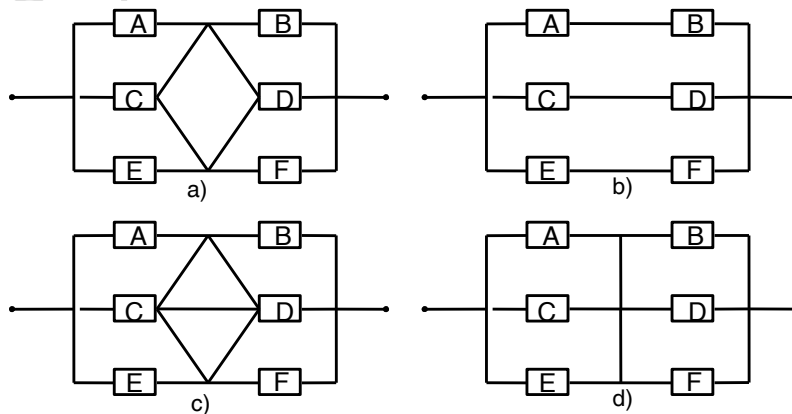
10.12 Tính độ tin cậy hệ thống hình 10.27 theo phương pháp xác suất có điều kiện và phương pháp đánh số.

10.13 Xác định độ tin cậy hệ thống như trên hình 10.28a và b. Biết rằng $R_A = 0,85$, $R_B = 0,9$, $R_C = 0,9$; $R_D = 0,95$ và $R_E = 0,85$.



Hình 10.28

10.14 Xác định độ tin cậy hệ thống như trên hình 10.29a, b, c và d. Biết rằng $R_A = 0,85$, $R_B = 0,9$, $R_C = 0,9$; $R_D = 0,95$ và $R_E = 0,85$, $R_F = 0,9$. So sánh và chọn sơ đồ tốt nhất.



Hình 10.29

- 10.15 Hai dạng phần tử, một dạng có cường độ hỏng $1/10^4$ h (dạng A) và dạng khác có cường độ hỏng $1/10^5$ h (dạng B) được sắp xếp song song. Năm phần tử dạng A được sắp xếp song song tạo thành hệ thống X. Tìm số nhỏ nhất của các phần tử dạng B để tạo một hệ thống Y mắc song song và có độ tin cậy như hệ thống X.
- 10.16 Mười phần tử giống nhau mắc song song đạt được độ tin cậy cho hệ thống là 0,9. Xác định số các phần tử thêm vào hệ thống song song để độ tin cậy đạt 0,95.
- 10.17 Hệ thống mắc nối tiếp bao gồm 5 phần tử với cường độ hỏng tương ứng là 0,0005, 0,0001, 0,0008, 0,0004 và 0,0002/h. Tìm độ tin cậy của hệ thống trong 200h.
- 10.18 Giải bài toán 10.17 trong trường hợp hệ thống mắc song song.
- 10.19 Một hệ thống mắc nối tiếp gồm 5 phần tử với cường độ hỏng 0,0001, 0,0003, 0,0002, và 0,0008/h. Tìm độ tin cậy hệ thống khi làm việc 100h. Nếu ta tăng độ tin cậy của hệ thống trong 100h lên 5%, chọn một phần tử và cường độ hỏng mới của nó theo các điều kiện sau:
- Khí không có ràng buộc giá
 - Khí một đơn vị độ tin cậy được tăng lên kèm theo sự tăng lên của giá thành 500000 VND, 400000 VND, 600000 VND, 1000000 VND và 800000 VND tương ứng với các phần tử 1, 2, 3, 4 và 5.
- 10.20. Tương tự bài 10.19 với 5 phần tử mắc song song.
- 10.21 Hệ thống bao gồm 5 hệ thống con mắc nối tiếp. Xác suất làm việc không hỏng của hệ thống là 0,99 trong thời gian làm việc 10h. Các dữ liệu cho trong bảng 10.6:

Bảng 10.6

Hệ thống con	Số các phần tử, n_i	Chỉ số quan trọng, w_i	Thời gian làm việc, t_i
1	25	1,00	10
2	80	0,97	9
3	45	1,00	10
4	60	0,93	7
5	70	1,00	10

Sử dụng phương pháp AGREE tính độ tin cậy cho các hệ thống con.

- 10.22 Một hệ thống phức hợp bao gồm 6 hệ thống con với các chi tiết được đưa ra trong bảng 10.7:

Bảng 10.7

Hệ thống con (i)	Số phần tử (n_i)	Thời gian làm việc (t_i , h)	Xác suất hệ thống bị hỏng do sự hỏng hóc của hệ thống con i
------------------	----------------------	---------------------------------	---

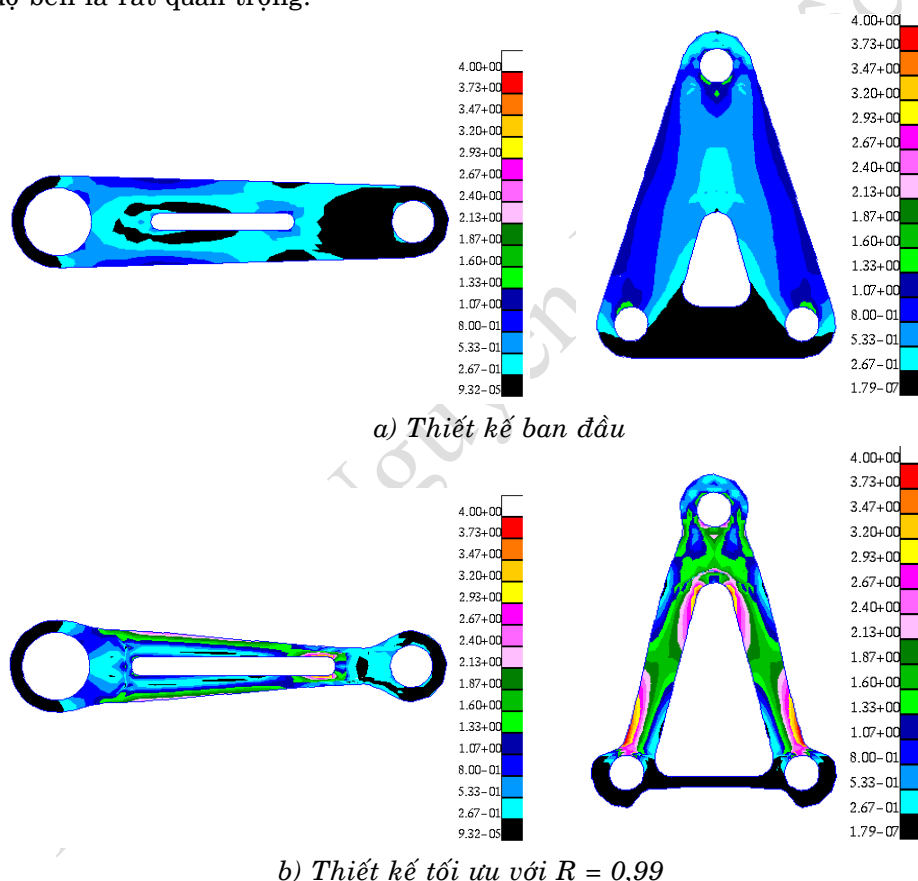
Phân tích và phân phối độ tin cậy hệ thống

			(w _i)
1	4	10	1,0
2	12	5	0,95
3	8	20	0,8
4	20	15	0,90
5	16	25	1,0
6	6	30	1,0

Tìm cường độ hỏng của các phần tử của các hệ thống con khác nhau để độ tin cậy của hệ thống là 0,095 sử dụng phương pháp AGREE.

THIẾT KẾ TỐI ƯU THEO ĐỘ TIN CẬY

Tối ưu hóa giữ vai trò quan trọng trong thiết kế hệ thống cơ khí. Trong thiết kế từng phần tử hoặc hệ thống chúng ta quan tâm tới việc độ tin cậy đạt giá trị lớn nhất khi có các ràng buộc về khối lượng hoặc giá thành nhỏ nhất trong giới hạn của độ tin cậy hệ thống cơ khí. Trong các bài toán thiết kế kết cấu cơ khí hoặc xây dựng, độ tin cậy dựa trên cơ sở độ bền là rất quan trọng.



Hình 11.1 Thiết kế tối ưu trên cơ sở độ tin cậy

Do sự cạnh tranh thị trường nên các sản phẩm thiết kế không chỉ thỏa mãn các chỉ tiêu về khả năng làm việc, mà còn phải thiết kế tối ưu theo độ tin cậy với mục đích đạt độ tin cậy, an toàn cao nhất, vật liệu được sử dụng ít nhất. Phương pháp thiết kế tối ưu dựa trên cơ sở độ tin cậy (Reliability- Based Design Optimization – RBDO) không những nâng cao chất lượng thiết kế mà còn tăng khoảng tin cậy cho thiết kế, làm giảm giá thành sản xuất và cải tiến mẫu mã tốt hơn.

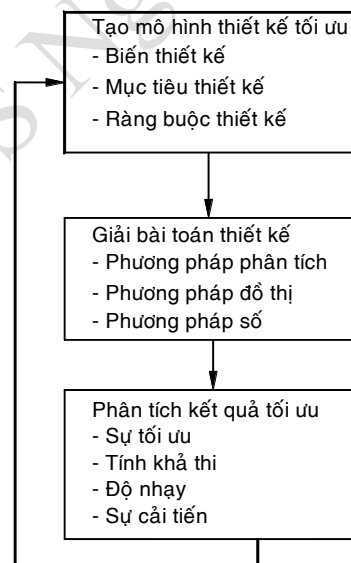
Ứng dụng phương pháp thiết kế tối ưu dựa trên cơ sở độ tin cậy trong các bài toán thiết kế kết cấu cơ khí trình bày trên hình 11.1.

Trong chương này đầu tiên trình bày vấn đề tối ưu hoá và các bài toán thiết kế dựa trên cơ sở độ tin cậy được trình bày như là các bài toán tối ưu hoá. Tổng kết các phương pháp khác nhau hiện có để giải quyết các bài toán thiết kế tối ưu. Qua các ví dụ minh họa trình bày chi tiết việc tính toán các phương pháp tối ưu phổ biến. Giới thiệu các phương pháp đồ thị, phương pháp nhân tử Lagrange, phương pháp hàm phạt và phương pháp qui hoạch động. Các ví dụ minh họa liên quan đến thiết kế tối ưu trên cơ sở độ tin cậy của các chi tiết máy và kết cấu công trình và phân phối độ tin cậy tối ưu cho các hệ thống nhiều phần tử.

11.1 KHÁI NIỆM THIẾT KẾ TỐI ƯU

11.1.1 Quá trình thiết kế tối ưu

Tối ưu hóa là quá trình đạt được kết quả tốt nhất dựa theo các tình huống qui định. Mục đích các trình tự thiết kế thông thường là tìm ra thiết kế thích hợp và chúng chỉ đơn thuần thỏa mãn các đòi hỏi chức năng bên trong những ràng buộc của các giới hạn sẵn có. Các trình tự thiết kế tối ưu nhằm vào việc tìm kiếm các biến thiết kế theo hướng tạo bản thiết kế tốt nhất (trong các bản thiết kế thích hợp) thỏa mãn tất cả các ràng buộc yêu cầu.



Hình 11.2 Quá trình thiết kế tối ưu

11.1.2 Bài toán thiết kế tối ưu

Bài toán tối ưu tổng quát có dạng sau:

Thiết kế tối ưu...

$$\text{Tìm } \mathbf{X} = \begin{Bmatrix} d_1 \\ d_2 \\ \vdots \\ d_n \end{Bmatrix} \quad (11.1)$$

để $f(\mathbf{X})$ đạt giá trị nhỏ nhất.

Điều kiện ràng buộc là:

$$\begin{aligned} h_j(\mathbf{X}) &\leq 0; & j &= 1, 2, \dots, n_j \\ l_k(\mathbf{X}) &= 0; & k &= 1, 2, \dots, n_k. \\ d_i^l &\leq d_i \leq d_i^u; & i &= 1, 2, \dots, n. \end{aligned} \quad (11.2)$$

trong đó: d_i – biến thiết kế thứ i ; $\mathbf{X}$ – véc tơ của các biến thiết kế; f – hàm mục tiêu; h_j – hàm bất đẳng thức ràng buộc; l_k – hàm đẳng thức ràng buộc; n – số biến thiết kế; n_j – số hàm bất đẳng thức ràng buộc và n_k là số hàm đẳng thức ràng buộc.

Biến thiết kế hay còn gọi là biến quyết định hoặc biến điều khiển được điều khiển bởi người quyết định và có ảnh hưởng lớn đến lời giải của bài toán tối ưu. Kết hợp các biến thiết kế khác nhau ta có các bài toán tối ưu khác nhau. Các biến thiết kế có thể là:

- Biến liên tục.
- Biến là số nguyên, ví dụ số răng bánh răng và đĩa xích...
- Biến rời rạc từ một dãy số tiêu chuẩn, ví dụ đường kính thân trục...

Mục tiêu thiết kế thường biểu diễn mong muốn của người thiết kế, ví dụ lợi nhuận cao nhất và giá thành nhỏ nhất. Mục tiêu thiết kế có thể là:

- Giá trị lớn nhất của độ bền, độ bền mòn, độ tin cậy, độ an toàn...
- Giá trị nhỏ nhất giá thành, thời gian chế tạo, khối lượng, xác suất hỏng...

Ràng buộc thiết kế cần thiết để tìm các lời giải cho các bài toán tối ưu. Hàm ràng buộc thiết kế là hàm toán học theo các biến thiết kế. Các ràng buộc thiết kế có thể là:

- Ứng suất lớn nhất nhỏ hơn độ bền.
- Biến dạng nhỏ hơn giá trị cho phép.
- Xác suất hỏng nhỏ hơn mức độ cho phép hoặc độ tin cậy lớn hơn giá trị mong muốn.
- Chi phí không vượt quá ngân sách cho phép

11.1.3 Các phương pháp giải bài toán thiết kế tối ưu

Chương 11

Không một phương pháp đơn lẻ nào có thể giải được tất cả các dạng bài toán tối ưu một cách có hiệu quả. Phụ thuộc vào dạng của bài toán tối ưu, chỉ một vài phương pháp có thể sử dụng một cách hiệu quả để giải chúng. Phân loại các bài toán tối ưu chỉ ra trên bảng 11.1.

Bảng 11.1

Dạng bài toán	Các đặc tính bài toán			Phương pháp giải
	Bản chất của biến thiết kế (x_i)	Bản chất của hàm mục tiêu $f(X)$	Bản chất của hàm ràng buộc $h_j(X)$ và $l_k(X)$	
Bài toán qui hoạch tuyến tính	Số thực	Hàm tuyến tính của x_i	Hàm tuyến tính của x_i	Phương pháp đơn hình
Bài toán qui hoạch tuyến tính số nguyên	Số nguyên	Hàm tuyến tính của x_i	Hàm tuyến tính của x_i	Phương pháp cắt lớp Phương pháp phân nhánh Phương pháp Zero-one Phương pháp qui hoạch
Bài toán qui hoạch bậc hai	Số thực	Hàm bậc hai của x_i	Hàm phi tuyến của x_i	Phương pháp biến thể đơn hình
Bài toán qui hoạch phi tuyến	Số thực	Hàm phi tuyến tổng quát của x_i	Hàm phi tuyến tổng quát của x_i	Phương pháp hàm phạt Phương pháp định hướng khả thi
Bài toán qui hoạch hình học	Số thực	Hàm đa thức theo x_i	Hàm đa thức theo x_i	Phương pháp dựa trên bất đẳng thức hình – số học
Bài toán qui hoạch động	Số thực hoặc số nguyên	Hàm phi tuyến nhiều giai đoạn của x_i	Hàm phi tuyến nhiều giai đoạn của x_i	Quy hoạch động
Các phép tính cho các biến số	Những hàm thực $x_i(t)$ trong đó t là tham số	Hàm phi tuyến của x_i dưới dạng tích phân	Hàm phi tuyến của x_i dưới dạng tích phân	Phương pháp số

Các phương pháp chung để giải các bài toán tối ưu thông thường:

- Phương pháp thứ nhất là phương pháp đồ thị, được sử dụng khi số biến thiết kế là 1 hoặc 2.
- Phương pháp thứ hai là phương pháp giải tích, dựa trên cơ sở tính toán thông thường sử dụng phương pháp nhân tử Lagrange với điều kiện Kuhn Tucker, nó được sử dụng để giải quyết các bài toán có các ràng buộc là các đẳng thức.
- Phương pháp thứ ba là phương pháp số, còn gọi là phương pháp hàm phạt được sử dụng để giải quyết các bài toán tối ưu tổng quát

Thiết kế tối ưu...

đã trình bày trên phương trình (11.1). Phương pháp này để tìm lời giải cho hàng loạt các bài toán cực tiểu không ràng buộc.

- Phương pháp thứ tư được biết như là phương pháp qui hoạch động, được sử dụng để giải quyết các vấn đề mà cấu trúc vật lý của nó có dạng nối tiếp.

Ta cần chú ý rằng tìm giá trị lớn nhất của hàm $f(X)$ tương ứng với tìm giá trị nhỏ nhất của hàm $-f(X)$.

11.2 PHÂN PHỐI TỐI ƯU ĐỘ TIN CẬY HỆ THỐNG

11.2.1 Định dạng bài toán tối ưu phân phối

Trong chương 9 chúng tôi đã giới thiệu phân tích máy thành hệ thống. Phân phối độ tin cậy hệ thống là quá trình gán độ tin cậy cho các phần tử riêng lẻ sao cho đạt được độ tin cậy chỉ định cho toàn hệ thống. Độ tin cậy chỉ định cho toàn hệ thống có thể đạt được theo nhiều cách khác nhau. Ta sẽ quan tâm đến tìm giá trị nhỏ nhất một tiêu chuẩn hoặc hàm mục tiêu như là giá thành, khối lượng hoặc thể tích trong khi đạt được độ tin cậy toàn hệ thống qua một khoảng thời gian chỉ định nào đó. Những bài toán như thế được định dạng theo nhiều cách khác nhau được minh họa bằng các ví dụ dưới đây.

Ví dụ 11.1

Định dạng bài toán phân phối độ tin cậy sử dụng tổng giá thành làm hàm mục tiêu.

Giải:

Giả sử rằng giá thành của phần tử thứ i là hàm số theo độ tin cậy $c_i = c_i(R_i)$, bài toán tối ưu biểu diễn dưới dạng sau:

$$\text{Tìm } X = \begin{Bmatrix} R_1 \\ R_2 \\ \vdots \\ R_n \end{Bmatrix}$$

$$\text{để } f(X) \text{ đạt giá trị nhỏ nhất: } f(X) = \sum_{i=1}^n c_i(R_i)$$

$$\text{Điều kiện ràng buộc: } R_{ht}(R_1, R_2, \dots, R_n) \geq R_{ed} \\ 0 \leq R_i \leq 1; i = 1, 2, \dots, n$$

trong đó: R_{ed} là độ tin cậy chỉ định của hệ thống; R_i là độ tin cậy của phần tử thứ i và n là số các phần tử.

Độ tin cậy của hệ thống phụ thuộc vào sự sắp xếp các phần tử trong hệ thống. Đối với hệ thống mắc nối tiếp:

$$R_{ht}(t) = \prod_{i=1}^n R_i(t)$$

Nếu cường độ hỏng các phần tử là λ_i thì phương trình trở thành:

$$R_{ht}(t) = \prod_{i=1}^n e^{\lambda_i t} = e^{\lambda_{ht} t} = e^{-(\lambda_1 + \lambda_2 + \dots + \lambda_n)t}$$

Trong trường hợp này điều kiện ràng buộc biểu diễn dưới dạng:

$$\sum_{i=1}^n \lambda_i - \lambda_{cd} \leq 0$$

trong đó λ_{cd} là cường độ hỏng tương ứng độ tin cậy chỉ định R_{cd} của hệ thống.

Ví dụ 11.2

Định dạng bài toán phân phối độ tin cậy sử dụng giá trị lớn nhất độ tin cậy hệ thống làm hàm mục tiêu.

Giải:

Bài toán tối ưu hóa biểu diễn dưới dạng sau:

$$\text{Tìm } X = \begin{Bmatrix} R_1 \\ R_2 \\ \vdots \\ R_n \end{Bmatrix}$$

để $f(X) = R_{ht}(R_1, R_2, \dots, R_n)$ đạt giá trị lớn nhất.

$$\text{Điều kiện ràng buộc: } c_{ht} = \sum_{i=1}^n c_i(R_i) \leq c_{cd}$$

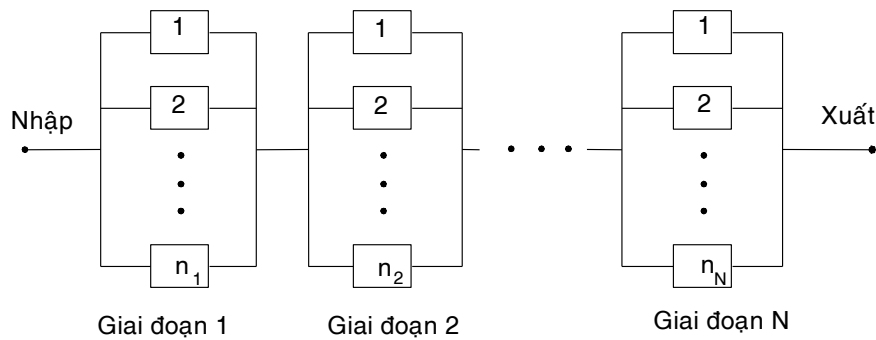
$$0 \leq R_i \leq 1; i = 1, 2, \dots, n$$

trong đó: c_i là giá thành của phần tử thứ i ; c_{cd} là giá thành chỉ định lớn nhất của hệ thống.

Ví dụ 11.3

Định dạng bài toán phân phối độ tin cậy sử dụng giá trị lớn nhất độ tin cậy hệ thống làm hàm mục tiêu cho hệ thống nối tiếp – song song như hình 11.3.

Thiết kế tối ưu...



Hình 11.3 Hệ thống mắc nối tiếp, song song

Giải:

Bài toán tối ưu hóa biểu diễn dưới dạng sau:

$$\text{Tìm } \mathbf{X} = \begin{Bmatrix} R_1 \\ R_2 \\ \vdots \\ R_n \end{Bmatrix}$$

$$\text{để } f(\mathbf{X}) \text{ đạt giá trị lớn nhất } R_{ht}(\mathbf{X}) = \prod_{i=1}^N [1 - (1 - R_i)^{n_i}]$$

$$\text{Điều kiện ràng buộc } \sum_{i=1}^n c_i n_i \leq c_0$$

trong đó: c_i là giá thành của phần tử thứ i và c_0 là giá thành lớn nhất cho phép của hệ thống.

11.2.2 Giải các bài toán tối ưu phân phối độ tin cậy

Các phương pháp giải các bài toán tối ưu được trình bày cụ thể trong các tài liệu về tối ưu hóa. Trong mục này chúng tôi chỉ trình bày các phương pháp giải bài toán tối ưu phân phối độ tin cậy.

11.2.2.1 Phương pháp đồ thị

Khảo sát bài toán tối ưu hóa:

Tìm $\mathbf{X}$ để $f(\mathbf{X})$ là nhỏ nhất.

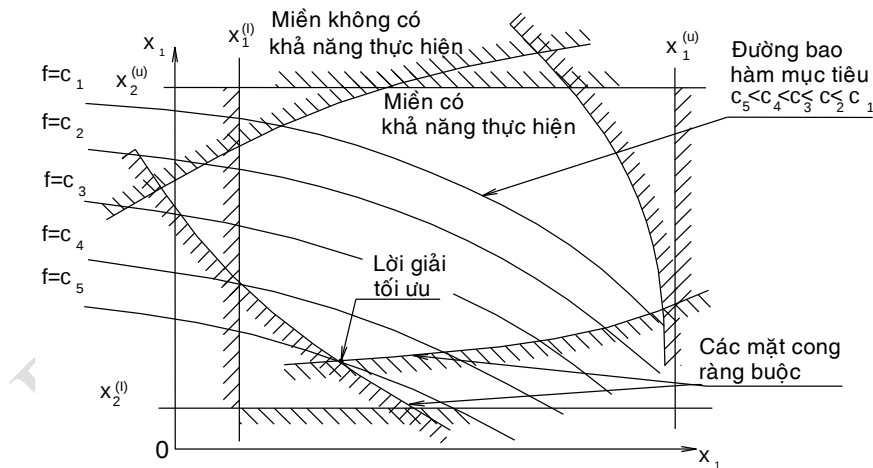
Điều kiện ràng buộc:

$$h_j(\mathbf{X}) \leq 0, j = 1, 2, \dots, m \quad (11.3)$$

Nếu mỗi trong n biến, x_i , được tương ứng với một trục tọa độ, thì kết quả là không gian n chiều được gọi là không gian thiết kế. Mỗi điểm trên không gian n chiều gọi là điểm thiết kế và tương ứng với lời

giải có khả năng thực hiện hoặc không có khả năng thực hiện của bài toán thiết kế.

Thiết kế có khả năng thực hiện được phải thỏa mãn tất cả các ràng buộc, trong khi đó bản thiết kế không khả năng thực hiện vi phạm một hoặc nhiều ràng buộc. Các điểm thiết kế có khả năng thực hiện hoặc không có khả năng thực hiện được ngăn cách bởi một mặt cong được gọi là *mặt cong ràng buộc*. Để hiểu khái niệm mặt cong ràng buộc ta khảo sát bất đẳng thức ràng buộc $h_j(\mathbf{X}) \leq 0$. Tập hợp các điểm thiết kế $\mathbf{X}$ thỏa mãn đẳng thức $h_j(\mathbf{X}) = 0$ tạo nên *siêu diện* trong không gian thiết kế và được gọi là *mặt cong ràng buộc*. Mặt cong ràng buộc chia không gian thành hai phần: một phần với $h_j(\mathbf{X}) < 0$ và phần còn lại là $h_j(\mathbf{X}) > 0$. Những điểm nào nằm trên siêu diện $h_j(\mathbf{X}) = 0$ sẽ thỏa mãn một cách tối hạn. Những điểm nằm trên miền $h_j(\mathbf{X}) > 0$ sẽ không có khả năng thực hiện và không thể chấp nhận được. Những điểm mà $h_j(\mathbf{X}) < 0$ có khả năng thực hiện và chấp nhận được. Khi các mặt cong ràng buộc tương ứng với tất cả điểm ràng buộc $h_j(\mathbf{X}) \leq 0, j=1, 2, \dots, m$ được khảo sát thì chúng sẽ chia không gian thiết kế làm hai miền: miền được gọi là *không gian có khả năng thực hiện được* mà trên đó mỗi điểm thiết kế $\mathbf{X}$ sẽ tương ứng với giá trị $h_j(\mathbf{X}) \leq 0$ và miền khác gọi là *miền không có khả năng thực hiện* mà trên đó mỗi điểm thiết kế tương ứng với $h_j(\mathbf{X}) \geq 0$.



Hình 11.4 Phương pháp đồ thị

Khi hàm mục tiêu được vẽ với $f(\mathbf{X}) = c = \text{const}$, đồ thị tạo nên hình dạng siêu diện trong không gian thiết kế. Nếu nhiều hàm đồ thị được vẽ với các giá trị hằng số c khác nhau thì kết quả mặt cong được gọi là các *mặt cong hàm mục tiêu*. Một khi các mặt cong mục tiêu được biết thì lời giải tối ưu của bài toán có thể được nhận biết như là các điểm

Thiết kế tối ưu...

thiết kế trên không gian có khả năng thực hiện mà đem lại giá trị nhỏ nhất cho hàm mục tiêu.

Các mặt cong ràng buộc, các mặt cong hàm mục tiêu với lời giải tối ưu của bài toán tối ưu hai biến được trình bày trên hình 11.4. Chú ý rằng nếu số các biến lớn hơn hai hoặc ba thì các ràng buộc và các mặt cong hàm mục tiêu trở nên phức tạp ngay cả cho việc quan sát và bài toán được giải quyết hoàn toàn như là một bài toán toán học. Trong ví dụ 11.4 trình bày trình tự thiết kế tối ưu theo phương pháp đồ thị.

Ví dụ 11.4

Hai phần tử được mắc nối tiếp như trên hình 11.5. Giá thành phần tử thứ nhất $100R_1^2$ trong đó R_1 là độ tin cậy phần tử thứ nhất. Tương tự giá thành phần tử thứ hai $200R_2^2$ trong đó R_2 là độ tin cậy phần tử thứ hai. Tìm độ tin cậy các phần tử để giá thành là nhỏ nhất. Độ tin cậy của hệ thống cũng như của các phần tử không được nhỏ hơn 0,7.

Giải:

Các biến thiết kế là độ tin cậy các phần tử:

$$X = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} R_1 \\ R_2 \end{Bmatrix}$$

Hàm mục tiêu là tìm giá trị nhỏ nhất của giá thành:

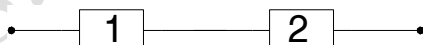
$$f(X) = 100R_1^2 + 200R_2^2$$

Các điều kiện ràng buộc:

$R_1R_2 \geq 0,7$ có nghĩa là $g_1(X) = 0,7 - R_1R_2 \leq 0$

$0,7 \leq R_1 \leq 1$ có nghĩa là $g_2(X) = R_1 - 0,7 \geq 0$ và $g_3(X) = R_1 - 1 \leq 0$

$0,7 \leq R_2 \leq 1$ có nghĩa là $g_4(X) = R_2 - 0,7 \geq 0$ và $g_5(X) = R_2 - 1 \leq 0$



Hình 11.5 Hệ thống gồm hai phần tử mắc nối tiếp

Các đường bao trình bày từ g_2 đến g_5 trên hình 11.6. Hàm ràng buộc g_1 là đường cong $R_1 = 0,7/R_2$.

R_1	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95	1
R_2	1,167	1,077	1,000	0,933	0,875	0,824	0,778	0,737	0,700

Đường bao hàm mục tiêu:

$$f(X) = 100R_1^2 + 200R_2^2 = c$$

được vẽ với các giá trị c khác nhau.

Các điểm trên đường bao được liệt kê:

$$100R_1^2 + 200R_2^2 = 250 \text{ suy ra } R_2 = \sqrt{\frac{250 - 100R_1^2}{200}}$$

Chương 11

R_1	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95	1
R_2	1,034	1,019	1,003	0,984	0,964	0,943	0,919	0,894	0,866

$$100R_1^2 + 200R_2^2 = 225 \text{ suy ra } R_2 = \sqrt{\frac{225 - 100R_1^2}{200}}$$

R_1	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95	1
R_2	0,972	0,956	0,938	0,919	0,897	0,874	0,849	0,821	0,791

$$100R_1^2 + 200R_2^2 = 200 \text{ suy ra } R_2 = \sqrt{\frac{200 - 100R_1^2}{200}}$$

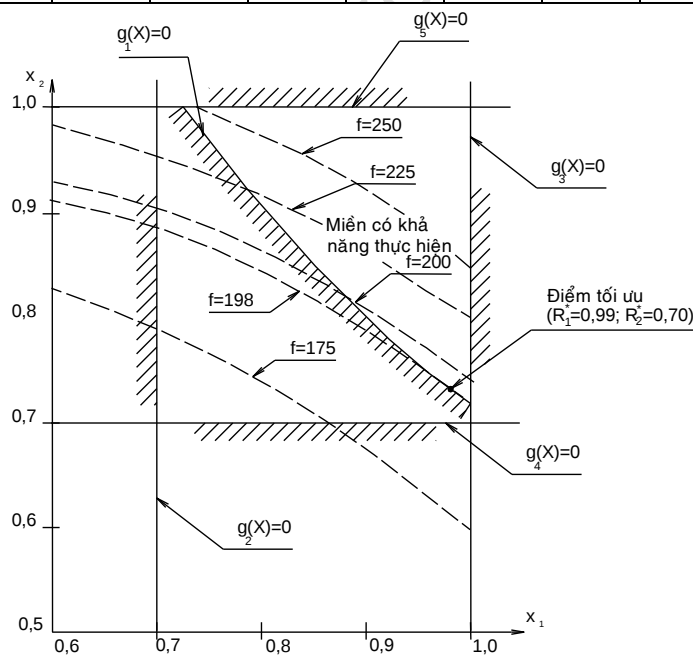
R_1	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95	1
R_2	0,906	0,888	0,869	0,848	0,825	0,799	0,771	0,741	0,707

$$100R_1^2 + 200R_2^2 = 198 \text{ suy ra } R_2 = \sqrt{\frac{198 - 100R_1^2}{200}}$$

R_1	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95	1
R_2	0,900	0,882	0,863	0,842	0,819	0,793	0,765	0,734	0,700

$$100R_1^2 + 200R_2^2 = 175 \text{ suy ra } R_2 = \sqrt{\frac{175 - 100R_1^2}{200}}$$

R_1	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95	1
R_2	0,834	0,815	0,794	0,771	0,745	0,717	0,686	0,651	0,612



Hình 11.6

Các đường bao được trình bày trên hình 11.6 và có thể quan sát thấy được rằng các giá trị hàm mục tiêu không thể giảm dưới giá trị 198 không có bất cứ một vi phạm ràng buộc độ tin cậy nào. Điểm tối ưu là

Thiết kế tối ưu...

điểm tiếp xúc của hai đường cong $g_1=0$ và $f=198$ (điểm A). Khi đó $R_1^*=0,99$ và $R_2^*=0,71$ với $f_{\min}=198$.

11.2.2.2 Phương pháp giải tích

Có rất nhiều phương pháp giải tích để giải bài toán tối ưu. Trong mục này chúng tôi giới thiệu **phương pháp Lagrange** và **điều kiện Kuhn – Tucker**.

Phương pháp nhân tử Lagrange là phương pháp giải tích được sử dụng để tìm giá trị nhỏ nhất của hàm nhiều biến khi các hàm ràng buộc là các đẳng thức. Bài toán được giải quyết có thể trình bày dưới dạng:

$$\text{Tìm } \mathbf{X} = \begin{Bmatrix} d_1 \\ d_2 \\ \vdots \\ d_n \end{Bmatrix} \quad (11.4)$$

để $f(\mathbf{X})$ đạt giá trị nhỏ nhất.

Điều kiện ràng buộc là:

$$l_j(\mathbf{X}) = 0; \quad j = 1, 2, \dots, p$$

Trình tự giải quyết bài toán kèm theo việc tạo một hàm mới được gọi là hàm Lagrange $L(\mathbf{X}, \lambda)$ như sau:

$$L(\mathbf{X}, \lambda) = f(\mathbf{X}) + \sum_{j=1}^p \lambda_j l_j(\mathbf{X}) \quad (11.5)$$

trong đó λ_j là hằng số chưa biết và được gọi là **nhân tử Lagrange**.

Cần chú ý rằng theo điều kiện ràng buộc có nhiều nhân tử Lagrange. Giải quyết bài toán đặt ra là tìm giá trị nhỏ nhất không ràng buộc của hàm $L(\mathbf{X}, \lambda)$. Các điều kiện cần thiết để tìm giá trị nhỏ nhất của hàm $L(\mathbf{X}, \lambda)$ là:

$$\begin{aligned} \frac{\partial L(\mathbf{X}, \lambda)}{\partial d_i} &= 0; & i &= 1, 2, \dots, n \\ \frac{\partial L(\mathbf{X}, \lambda)}{\partial \lambda_j} &= 0; & j &= 1, 2, \dots, p \end{aligned} \quad (11.6)$$

Số các đại lượng không biết là $n+p$ (n biến thiết kế x_i và p nhân tử Lagrange λ_j) và số các phương trình nhận được cũng là $n+p$. Nghiệm của giải hệ $(n+p)$ phương trình phi tuyến là $\mathbf{X}^*$ và λ^* . Mặc dù phương pháp này tương đối đơn giản, tuy nhiên giải hệ $(n+p)$ phương trình phi tuyến rất dài dòng. Mặt khác nếu các hàm f và l_j không thể biểu diễn dưới dạng tường minh thì để giải hệ (11.6) sẽ rất khó khăn. Tuy nhiên, các

phương pháp số thích hợp trong tối ưu hóa như hàm phạt khảo sát ở mục tiếp theo sẽ được sử dụng để giải quyết các bài toán tối ưu.

Ví dụ 11.5

Hai phần tử được lắp song song như hình 11.7. Muốn tìm độ tin cậy các phần tử R_1 và R_2 để tổng giá thành là nhỏ nhất khi mà độ tin cậy của hệ thống $R = 0,9$. Giả sử rằng giá thành các phần tử R_1 và R_2 tương ứng sẽ bằng $100R_1$ và $200R_2$.

Giải:

Bài toán được phát biểu như sau:

Tìm X với:

$$X = \begin{Bmatrix} d_1 \\ d_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} R_1 \\ R_2 \end{Bmatrix}$$

Hàm mục tiêu là tìm giá trị nhỏ nhất của giá thành:

$$f(X) = 100R_1 + 200R_2 \quad (\text{vd5-1})$$

Các điều kiện ràng buộc:

$$L(X) = 1 - (1 - R_1)(1 - R_2) = R_1 + R_2 - R_1R_2 - 0,9 = 0$$

Hàm Lagrange có thể được viết dưới dạng:

$$L = 100R_1 + 200R_2 + \lambda (R_1 + R_2 - R_1R_2 - 0,9)$$

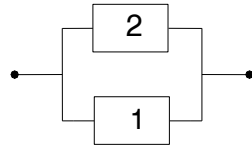
trong đó λ là nhân tử Lagrange.

Các điều kiện cần thiết để tối ưu là:

$$\frac{\partial L}{\partial R_1} = 100 + \lambda(1 - R_2) = 0 \quad \text{suy ra } \lambda = -\frac{100}{(1 - R_2)} \quad (\text{vd5-2})$$

$$\frac{\partial L}{\partial R_2} = 200 + \lambda(1 - R_1) = 0 \quad \text{suy ra } \lambda = -\frac{200}{(1 - R_1)} \quad (\text{vd5-3})$$

$$\frac{\partial L}{\partial \lambda} = R_1 + R_2 - R_1R_2 - 0,9 = 0 \quad (\text{vd5-4})$$



Hình 11.7 Hệ thống gồm hai phần tử mắc song song

Từ biểu thức (vd5-2) và (vd5-3) ta nhận được:

$$\lambda = \frac{2}{(1 - R_1)} = \frac{1}{(1 - R_2)} \quad \text{có nghĩa là } R_1 = 2R_2 - 1 \quad (\text{vd5-5})$$

Thay biểu thức (vd5-5) vào (vd5-4) ta nhận được:

$$(2R_2 - 1) + R_2 - R_2(2R_2 - 1) = 0,9 \quad \text{có nghĩa là } 2R_2^2 - 4R_2 + 1,9 = 0$$

Thiết kế tối ưu...

Giải phương trình vừa nhận được ta có $R_2 = 0,7764$ và $1,2236$. Lời giải tối ưu là $R_1^* = 0,5528$ và $R_2^* = 0,7764$ (vì $R^* \leq 1$) với $f_{\min} = 210,56$.

Một trong những phương pháp giải tích sử dụng phổ biến là điều kiện Kuln – Tucker có dạng sau (bài toán 11.1):

$$\nabla f(\mathbf{X}) + \sum_{j=1}^{n_j} w_j \nabla h_j(\mathbf{X}) + \sum_{k=1}^{n_k} v_k \nabla l_k(\mathbf{X}) = 0 \quad (11.7)$$

$$w_j h_j(\mathbf{X}) = 0 \text{ với } j = 1, 2, \dots, n_j \quad (11.8)$$

$$w_j \geq 0 \text{ với } j = 1, 2, \dots, n_j$$

$$l_k(\mathbf{X}) = 0 \text{ với } k = 1, 2, \dots, n_k \quad (11.9)$$

Gradient các hàm biểu diễn dạng sau:

$$\begin{aligned} \nabla f(\mathbf{X}) &= \left[\frac{\partial f}{\partial d_1}, \frac{\partial f}{\partial d_1}, \dots, \frac{\partial f}{\partial d_n} \right]^T \\ \nabla h(\mathbf{X}) &= \left[\frac{\partial h}{\partial d_1}, \frac{\partial h}{\partial d_1}, \dots, \frac{\partial h}{\partial d_n} \right]^T \\ \nabla l(\mathbf{X}) &= \left[\frac{\partial l}{\partial d_1}, \frac{\partial l}{\partial d_1}, \dots, \frac{\partial l}{\partial d_n} \right]^T \end{aligned} \quad (11.10)$$

Do đó điều kiện Kuln – Tucker có thể viết dưới dạng sau:

$$\frac{\partial f(\mathbf{X})}{\partial d_i} + \sum_{j=1}^{n_j} w_j \frac{\partial h_j(\mathbf{X})}{\partial d_i} + \sum_{k=1}^{n_k} v_k \frac{\partial l_k(\mathbf{X})}{\partial d_i} = 0 \quad (11.11)$$

$$w_j h_j(\mathbf{X}) = 0 \text{ với } j = 1, 2, \dots, n_j$$

$$w_j \geq 0 \text{ với } j = 1, 2, \dots, n_j$$

$$h_k(\mathbf{X}) = 0 \text{ với } k = 1, 2, \dots, n_k$$

Ví dụ 11.6

Giải bài toán 11.5 theo điều kiện Kuln – Tucker.

Giải:

Bài toán được phát biểu như sau:

Tìm $\mathbf{X}$ với:

$$\mathbf{X} = \begin{Bmatrix} d_1 \\ d_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} R_1 \\ R_2 \end{Bmatrix}$$

Hàm mục tiêu là tìm giá trị nhỏ nhất của giá thành:

$$f(\mathbf{X}) = 100R_1 + 200R_2$$

Các điều kiện ràng buộc:

$$l(\mathbf{X}) = 1 - (1 - R_1)(1 - R_2) = R_1 + R_2 - R_1R_2 - 0,9 = 0$$

Các đạo hàm riêng:

$$\frac{\partial f}{\partial R_1} = 100; \quad \frac{\partial f}{\partial R_2} = 200; \quad \frac{\partial l}{\partial R_1} = 1 - R_2 \quad \text{và} \quad \frac{\partial l}{\partial R_2} = 1 - R_1$$

Theo điều kiện Kuln – Tucker ta có hệ phương trình theo R_1, R_2 và v_1 :

$$\begin{cases} \frac{\partial f}{\partial R_1} + v_1 \frac{\partial l}{\partial R_1} = 100 + v_1(1 - R_2) = 0 \\ \frac{\partial f}{\partial R_2} + v_1 \frac{\partial l}{\partial R_2} = 200 + v_1(1 - R_1) = 0 \\ R_1 + R_2 - R_1 R_2 - 0,9 = 0 \end{cases}$$

Giải hệ phương trình trên ta thu được (chỉ nhận nghiệm v_1 âm):

$$v_1 = -\sqrt{200000} = -447,2135955$$

$$R_1 = -\frac{200}{v_1} + 1 = 0,776393$$

$$R_2 = -\frac{100}{v_1} + 1 = 0,5527864$$

11.2.2.3 Phương pháp số (phương pháp hàm phạt)

Mục đích phương pháp hàm phạt là đưa bài toán qui hoạch bị ràng buộc về bài toán không bị ràng buộc. Phương pháp này được giới thiệu đầy đủ trong các tài liệu về tối ưu hóa, ở đây chúng tôi chỉ giới thiệu các nội dung chính.

Để giải quyết bài toán tối ưu (11.1) theo phương pháp hàm phạt ta phải tạo một hàm mới được xác định bởi công thức:

$$\phi_k(X, r_k) = f(X) + r_k \sum_{j=1}^m \frac{1}{g_j(X)} - \frac{1}{\sqrt{r_k}} \sum_{j=1}^p l_j^2(X) \quad (11.12)$$

trong đó r_k là hằng số dương, được biết như là tham số phạt.

Bài toán trình bày theo công thức trên trở thành tìm giá trị nhỏ nhất của hàm ϕ_k theo trình tự giảm giá trị r_k . Giá trị r_k ban đầu được chọn bằng 1, sau đó giảm dần đến giá trị 0 sau mỗi lần tìm giá trị nhỏ nhất hàm không ràng buộc. Điểm bắt đầu để tìm giá trị nhỏ nhất được giả sử rằng có khả năng thực hiện liên quan với các bất đẳng thức ràng buộc.

Trình tự lặp lại bao gồm các bước được liệt kê dưới đây:

1. Bắt đầu với điểm ban đầu $\mathbf{X}_1$ có khả năng thực hiện, thỏa mãn tất cả các bất đẳng thức ràng buộc với dấu bất đẳng thức chặt chẽ ($<$), có nghĩa chỉ là $g_j(\mathbf{X}_1) < 0$ với $j = 1, 2, \dots, m$ và giá trị ban đầu $r_1 > 0$. Gán $k = 1$.

Thiết kế tối ưu...

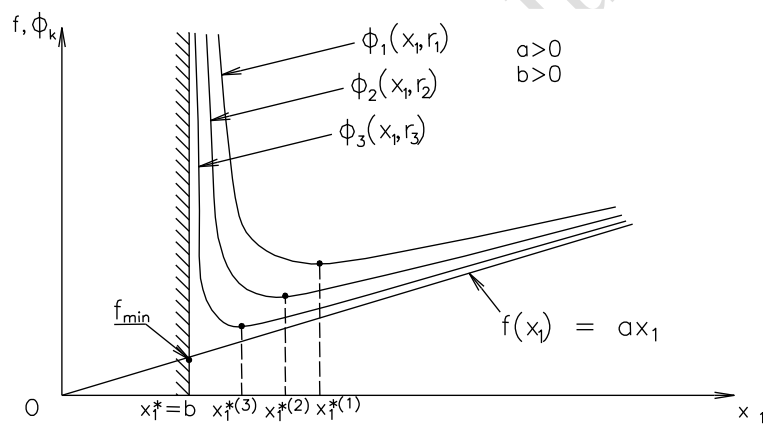
2. Làm cực tiểu hàm $\phi_k(\mathbf{X}, r_k)$ bằng cách sử dụng phương pháp tối thiểu không ràng buộc và thu được nghiệm $\mathbf{X}_k^*$.
3. Kiểm tra $\mathbf{X}_k^*$ có phải là nghiệm tối ưu của bài toán (11.12) hay không. Nếu $\mathbf{X}_k^*$ tìm được là tối ưu thì kết thúc quá trình. Nếu không thì ta tiếp tục bước tiếp theo.
4. Tìm giá trị của tham số phạt r_{k+1} : $r_{k+1} = cr_k$ trong đó $c < 1$ (thông thường lấy giá trị $c = 0,1$).
5. Lấy điểm bắt đầu mới $\mathbf{X}_1 = \mathbf{X}_k^*$, gán giá trị mới $k = k+1$ và tiếp tục bước 2.

Sự hội tụ của trình tự tương ứng r_k tiến về giá trị 0 được minh họa bằng đồ thị hình 11.8 và bài toán trở thành đơn giản:

Tìm $\mathbf{X} = \{x_1\}$ sao cho hàm $f(\mathbf{X}) = ax_1$ đạt giá trị nhỏ nhất.

Các điều kiện ràng buộc:

$$g_1(\mathbf{X}) = b - x_1 \leq 0 \quad (11.13)$$



Hình 11.8 Sự hội tụ của phương pháp hàm phạt

Ví dụ 11.7

Dầm công xôn có tiết diện ngang hình chữ nhật chịu tác dụng lực F_x và F_y như hình 11.9. Lực tác dụng $F_x = 8000\text{N}$, $F_y = 6000\text{ N}$, chiều dài thanh $l = 1000\text{ mm}$, ứng suất giới hạn $\sigma_{ch} = 500\text{MPa}$. Xác định kích thước b , h để diện tích $A = bh$ là nhỏ nhất với $10 \leq b \leq 100$, $10 \leq h \leq 100$.

Giải:

Hàm mục tiêu:

Xác định giá trị nhỏ nhất của hàm:

$$A = bh$$

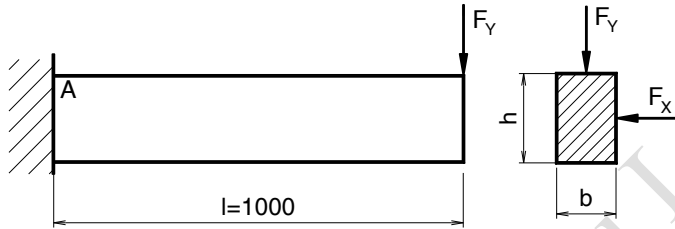
Điều kiện ràng buộc:

$$g(X) = \frac{6l}{bh} \left(\frac{F_x}{b} + \frac{F_y}{h} \right) - \sigma_{ch} \leq 0$$

$$10 \leq b \leq 100$$

$$10 \leq h \leq 100$$

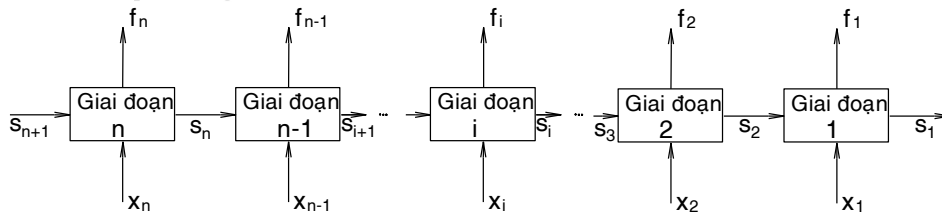
Giải bài toán này ta thu được $b = 37,736 \text{ mm}$, $h = 50,479 \text{ mm}$ với ứng suất $498,5 \text{ MPa}$.



Hình 11.9

11.2.2.4 Phương pháp qui hoạch động

Vào những năm 1950 Richard Bellman phát triển phương pháp quy hoạch động để giải quyết bài toán quyết định nhiều giai đoạn như là sự phối hợp của các bài toán nhiều giai đoạn riêng lẻ. Trong đa số các trường hợp giải quyết các bài toán tối ưu của N giai đoạn riêng lẻ sẽ dễ dàng hơn khi so sánh với việc giải quyết bài toán tối ưu nhiều giai đoạn. Ưu điểm cộng thêm của quy hoạch động là phương pháp có thể xử lý các biến rời rạc, không lỗi, liên tục và các hàm không khả vi mà không có bất cứ khó khăn nào. Sử dụng các phương pháp thích hợp để giải quyết trong phạm vi rộng rãi các bài toán ra quyết định xuất hiện ngày càng nhiều trong các bài toán độ tin cậy.



Hình 11.10 Bài toán quyết định nhiều giai đoạn

Một ví dụ trong những bài toán quyết định nhiều giai đoạn được trình bày trên hình 11.10, trong đó các giai đoạn $n, n-1, \dots, i, \dots, 2, 1$ được đánh dấu theo hướng giảm dần. Trạng thái nhập của giai đoạn i là

Thiết kế tối ưu...

s_{i+1} và trạng thái xuất là s_i . Tham số thiết kế trên giai đoạn i gọi là x_i và đóng góp của chúng vào hàm mục tiêu là $f_i = f_i(X)$.

Bài toán cần giải quyết là tìm $X = (x_1, x_2, \dots, x_n)^T$ để hàm mục tiêu đạt giá trị nhỏ nhất:

$$F(X) = f_1(X) + f_2(X) + \dots + f_n(X) \quad (11.14)$$

Với giả thuyết rằng: $s_i = s_i(s_{i+1}, x_i); i = 1, 2, \dots, n$
và các ràng buộc khác chỉ định cho x_i và $s_i (i = 1, 2, \dots, n)$.

Qui hoạch động bắt buộc sử dụng khái niệm tối ưu hóa cục bộ và nguyên tắc tối ưu để giải quyết bài toán quyết định nhiều giai đoạn. Thực hiện theo trình tự trình bày dưới đây. Phần tử cuối cùng (phần tử được đánh dấu số 1 trên hình 11.10) được sử dụng đầu tiên cho tối ưu hóa cục bộ. Nếu trạng thái nhập của phần tử này là s_2 được chỉ định thì x_1 phải được chọn để hàm $f_1(x_1, s_2)$ là nhỏ nhất. Đặt giá trị nhỏ nhất của f_1 là $F_1^*(s_2)$:

$$F_1^*(s_2) = \min_{x_1} [f_1(x_1, s_2)] \quad (11.15)$$

Biểu thức này xác định giá trị nhỏ nhất của f_1 như là hàm trạng thái nhập s_2 dưới dạng tham số. Sau đó, chúng ta khẳng định hai phần tử cuối cùng (các phần tử đánh dấu 2 và 1 trên hình 11.10) cùng nhau cho tối ưu hóa cục bộ. Ở đây chúng ta chọn x_1 và x_2 sao cho hàm:

$$F_2(s_3) = f_2(x_2, s_3) + f_1(x_1, s_2) \quad (11.16)$$

có giá trị nhỏ nhất cho giá trị chỉ định s_3 bất kỳ ta thu được:

$$F_2^*(s_3) = \min_{x_1, x_2} [f_2(x_2, s_3) + f_1(x_1, s_2)] \quad (11.17)$$

Bởi vì s_2 có thể được tính khi mà s_3 và x_2 được chỉ định, do đó phương trình (11.17) có thể viết lại với sự trợ giúp phương trình (11.15) như sau:

$$F_2^*(s_3) = \min_{x_2} [f_2(x_2, s_3) + F_1^*(s_2)] \quad (11.18)$$

Quá trình tối ưu hóa cục bộ có thể tiếp tục bằng sự cân nhắc trên bài toán tối ưu hóa cục bộ thứ n . Một cách tổng quát bài toán tối ưu hóa cục bộ thứ i có thể phát biểu như sau:

$$F_i^*(s_{i+1}) = \min_{x_i} [f_i(x_i, s_{i+1}) + F_{i-1}^*(s_i)] \quad (11.19)$$

Trên bài toán tối ưu hóa cục bộ cuối cùng trạng thái nhập s_{n+1} được chỉ định thường xuyên và vì lý do đó F_n^* cần phải được tìm cho mỗi lần nhập được đặt tên là s_{n+1} . Ngoài ra cần chú ý rằng chỉ một biến thiết kế được bao hàm tại một giai đoạn bất kỳ. Vì lý do đó tối ưu hóa cục bộ được mong đợi sẽ rất đơn giản.

11.3 DẠNG BÀI TOÁN THIẾT KẾ TỐI ƯU KẾT CẤU THEO ĐỘ TIN CẬY

Bài toán tối ưu theo độ tin cậy có dạng sau:

Hàm mục tiêu:

$$\text{Tìm } \mathbf{X} = \begin{Bmatrix} d_1 \\ d_2 \\ \vdots \\ d_n \end{Bmatrix} \quad (11.20)$$

để $f(\mathbf{X})$ đạt giá trị nhỏ nhất.

Điều kiện ràng buộc là:

$$P(g_j(\mathbf{X}, \mathbf{p}) \leq 0) \geq R_j; j = 1, 2, \dots, n_g$$

$$h_k(\mathbf{X}, \mathbf{m}_p) \leq 0; k = 1, 2, \dots, n_h$$

$$d_i^l \leq d_i \leq d_i^u; i = 1, 2, \dots, n.$$

Ở đây d_i – biến thiết kế (có thể là đơn định hoặc ngẫu nhiên) thứ i ; $\mathbf{X}$ – véc tơ biến thiết kế (bao gồm đơn định và ngẫu nhiên); $\mathbf{p}$ – véc tơ tham số ngẫu nhiên, hay còn gọi là các hệ số nhiễu, có giá trị trung bình $\mathbf{m}_p$; $f(\mathbf{d})$ – hàm mục tiêu; g_j – hàm trạng thái tới hạn thứ j ; n – số biến thiết kế; n_h – số ràng buộc xác suất; R_j – độ tin cậy mong muốn; d_i^l , d_i^u – giới hạn dưới và trên của biến thiết kế thứ i .

Để thỏa mãn điều kiện ràng buộc $P(g_j(\mathbf{X}, \mathbf{p}) \leq 0) \geq R_j$ thì ta phải phân tích độ tin cậy, sử dụng phương pháp FORM với tìm kiếm MPP, có nghĩa là giải bài toán tối ưu theo công thức (5.16) và (5.17). Do đó bài toán thiết kế tối ưu theo độ tin cậy gồm 2 vòng lặp tối ưu lồng vào nhau.

Bài toán tối ưu có thể viết lại dưới dạng sau:

Hàm mục tiêu:

$$\text{Tìm } \mathbf{X} = \begin{Bmatrix} d_1 \\ d_2 \\ \vdots \\ d_n \end{Bmatrix} \quad (11.21)$$

để $f(\mathbf{X})$ đạt giá trị nhỏ nhất.

Thiết kế tối ưu...

Điều kiện ràng buộc:

$$P(g_j(\mathbf{d}) \geq 0) - \Phi(-\beta_j) \leq 0, j = 1, 2, \dots, n_g$$

$$h_k(\mathbf{d}, \mathbf{m}_p) \leq 0; \quad k = 1, 2, \dots, n_h$$

$$d_i^l \leq d_i \leq d_i^u; \quad i = 1, 2, \dots, n.$$

PGS.TS Nguyễn Hữu Lộc

Thiết kế tối ưu ...

trong đó: Φ là hàm phân bố tích lũy của phân phối chuẩn và β_j là chỉ số độ tin cậy mong muốn của ràng buộc thứ j .

Hàm xác suất hỏng $P(g_j(\mathbf{X}) \geq 0)$ xác định theo công thức (5.8):

$$F_{g_j}(0) = P(g_j(\mathbf{X}) < 0) = \int_{g_j(\mathbf{X}) < 0} f_{\mathbf{X}}(\mathbf{x}) d\mathbf{x} \leq \Phi(-\beta_j) \quad (11.22)$$

Qua phép biến đổi nghịch đảo $\Phi^{-1}(\cdot)$ và $F^{-1}(\cdot)$ thì ràng buộc xác suất có thể biểu diễn dưới dạng sau:

$$\beta_{sj} = -\Phi^{-1}(F(g_j(0))) \geq \beta_j \quad (11.23)$$

$$g_{pj} = F_{g_j}^{-1}(\Phi(-\beta_j)) \geq 0 \quad (11.24)$$

trong đó: β_{sj} và g_{pj} là chỉ số độ tin cậy và giá hàm trạng thái giới hạn đạt được ở ràng buộc thứ j .

Các ví dụ dưới đây minh họa việc định dạng các bài toán thiết kế cơ khí và kết cấu như là các bài toán tối ưu hóa.

Ví dụ 11.8

Dầm công xôn có tiết diện ngang hình chữ nhật chịu tác dụng lực F_x và F_y như hình 11.5. Lực tác dụng F_x , F_y , kích thước b , h , mô đun đàn hồi E , ứng suất giới hạn là các đại lượng ngẫu nhiên có giá trị cho trong bảng 11.2. Chiều dài thanh $l = 1000$ mm.

Bảng 11.2

Đại lượng	Giá trị trung bình	Sai lệch bình phương trung bình
Lực tác dụng F_x , N	8000	1000
Lực tác dụng F_y , N	6000	800
Ứng suất giới hạn σ_{ch} , MPa	500	50

Xác định kích thước b , h để tiết diện thanh là nhỏ nhất đảm bảo độ tin cậy $R = 0,999$.

Giải:

Hàm mục tiêu:

Xác định giá trị nhỏ nhất của hàm:

$$A = bh$$

Điều kiện ràng buộc:

$$P\left(\frac{6l}{bh}\left(\frac{F_x}{b} + \frac{F_y}{h}\right) - \sigma_{ch} \leq 0\right) \geq R_1$$

$$10 \leq b \leq 100$$

$$10 \leq h \leq 100$$

Ví dụ 11.9

Xác định chiều dày t và đường kính d của ống trong kết cấu như hình 11.11 để diện tích mặt cắt ngang có giá trị nhỏ nhất. Lực F tác dụng lên tay quay. Trục được xem như là dầm công xôn chế tạo từ thép ống AISI 4140. Các đại lượng ngẫu nhiên trong bài toán đều phân phối theo qui luật chuẩn. Giá trị trung bình và sai lệch bình phương trung bình của các đại lượng ngẫu nhiên $(\bar{x}, S_X)$ theo bảng 11.3.

Bảng 11.3

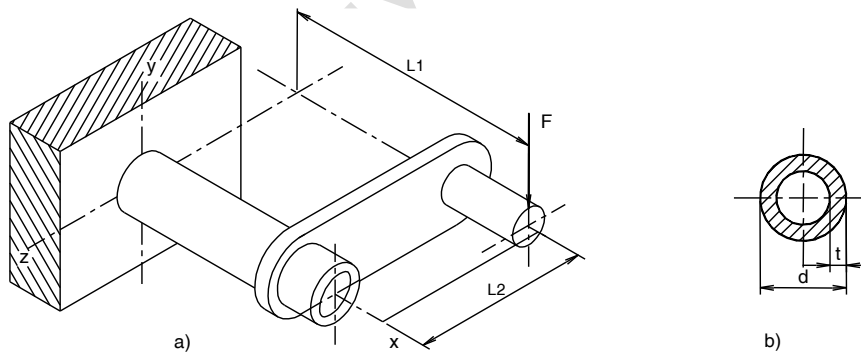
Đại lượng	Giá trị trung bình	Sai lệch bình phương trung bình
Lực F , N	3000	300
Giới hạn chảy σ_{ch} , MPa	600	60
Khoảng cách L_1 , mm	250	4
Khoảng cách L_2 , mm	200	2

Sai lệch bình phương trung bình đường kính trục $S_d = 0,015\bar{d}$. Xác định kích thước trục rỗng để xác suất làm việc không hỏng $R = 0,999$.

Giải:

Mômen cản uốn mặt cắt ngang:

$$W = \frac{\pi d^3}{32} \left(1 - \frac{(d-2t)^4}{d^4} \right) = \frac{\pi d^3}{32} \left(1 - \left(1 - \frac{2t}{d} \right)^4 \right)$$



Hình 11.11

Mômen cản xoắn:

$$W_0 = 2W$$

Ứng suất lớn nhất sinh ra tại vị trí đường kính vòng ngoài của trục rỗng và tại vị trí liên kết với tường. Ứng suất uốn σ và xoắn τ có giá trị lớn nhất tại vùng này. Ứng suất tương đương σ_{td} theo thuyết bền 4 có dạng:

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

trong đó:

Thiết kế tối ưu ...

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{FL_1}{W}$$
$$\tau = \frac{T}{W_0} = \frac{FL_2}{W_0}$$

Từ đây suy ra:

$$\sigma_{td} = \frac{F}{4W} \sqrt{4L_1^2 + 3L_2^2}$$

Hàm trạng thái giới hạn:

$$g(X) = \sigma_{lim} - \sigma_v = \sigma_{lim} - \frac{F}{4W} \sqrt{4L_1^2 + 3L_2^2}$$

Bài toán tối ưu có dạng sau:

Xác định giá trị nhỏ nhất của hàm:

$$A = \pi dt$$

Điều kiện ràng buộc:

$$P\left(\sigma_{lim} - \frac{F}{4W} \sqrt{4L_1^2 + 3L_2^2} \geq 0\right) \geq R_1$$

$$d/t \leq 100$$

$$\text{trong đó } W = \frac{\pi d^3}{32} \left(1 - \frac{(d-2t)^4}{d^4}\right) = \frac{\pi d^3}{32} \left(1 - \left(1 - \frac{2t}{d}\right)^4\right).$$

Ví dụ 11.10

Một giàn hai thanh như hình 11.12. Các thanh có tiết diện hình vành khăn với giá trị trung bình đường kính d và chiều dày t . Mỗi thanh đều có hai dạng hỏng: uốn dọc và nén. Định dạng bài toán xác định giá trị trung bình của d và t để tìm giá trị nhỏ nhất của khối lượng của giàn tùy thuộc vào ràng buộc theo độ tin cậy của thanh theo uốn dọc và nén. Các dữ liệu của bài toán là: $F_V = N(250000, 25000)N$; $F_H = N(150000, 15000)N$; $t = N(\bar{t}, 0,01\bar{t})$ mm; $d = N(\bar{d}, 0,01\bar{d})$ mm; $\sigma_{ch} = N(210, 21)MPa$; Môđun đàn hồi $E = N(2,1 \cdot 10^5, 2,1 \cdot 10^4)MPa$; $B = N(500, 25)$ mm; $H = N(675, 25)$ mm; $\rho = N(7,9, 0,79) \cdot 10^{-6}$ kg/mm³; Độ tin cậy tối thiểu chấp nhận $R_{min}=0,9973$.

Khoảng giá trị có thể chấp nhận được của d và t là:

$$25 \text{ mm} \leq d \leq 125 \text{ mm}$$

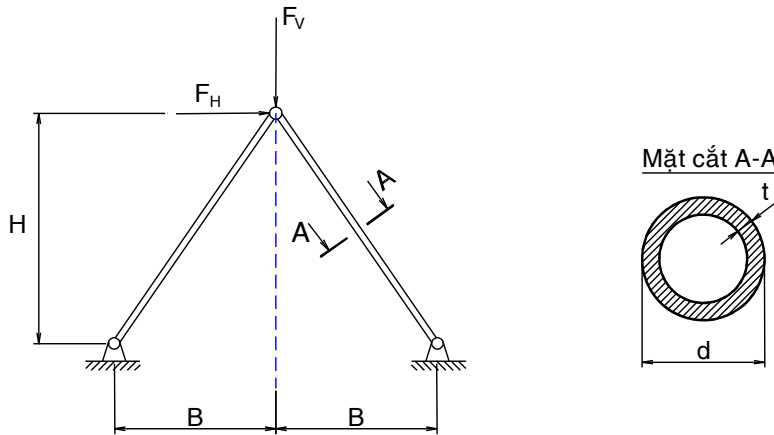
$$2,5 \text{ mm} \leq t \leq 25 \text{ mm}$$

Giải:

Giả sử rằng ứng suất nén và ứng suất uốn dọc trên mỗi thanh tuân theo qui luật phân phối chuẩn, độ tin cậy tối thiểu trên mỗi dạng hỏng tương ứng với điểm phân vị $z_1 = -3,0$ ($R=0,9973$).

Lực nén tác dụng lên thanh bên phải xác định theo công thức:

$$F_n = \frac{\sqrt{(B^2 + H^2)}}{2} \left(\frac{F_V}{H} + \frac{F_H}{B} \right)$$



Hình 11.12 Giàn hai thanh

Ứng suất nén σ_n và uốn σ_u xác định theo công thức sau:

$$\sigma_n = \frac{\sqrt{(B^2 + H^2)}}{2\pi dt} \left(\frac{F_V}{H} + \frac{F_H}{B} \right); \quad \sigma_u = \frac{\pi^2 EI}{L^2 \pi dt} = \frac{\pi^2 E(d^2 + t^2)}{8(B^2 + H^2)}$$

trong đó: I là mômen quán tính mặt cắt ngang; L là chiều dài thanh.

Khối lượng của giàn được tính theo công thức sau:

$$W = 2\pi dt \sqrt{B^2 + H^2}$$

Ta xem các giá trị trung bình $\bar{d}$ và $\bar{t}$ là các biến thiết kế và giá trị trung bình khối lượng là hàm mục tiêu $\bar{W}$, bài toán độ tin cậy có thể trình bày như sau:

$$\text{Tìm } X = \begin{Bmatrix} d_1 \\ d_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \bar{d} \\ \bar{t} \end{Bmatrix}$$

để hàm $f(X) = 2\pi dt \sqrt{B^2 + H^2}$ đạt giá trị nhỏ nhất.

Các ràng buộc:

$$P \left(\sigma_{ch} - \frac{\sqrt{(B^2 + H^2)}}{2\pi dt} \left(\frac{F_V}{H} + \frac{F_H}{B} \right) \geq 0 \right) \geq R_1$$

$$P \left(\sigma_{ch} - \frac{\pi^2 E(d^2 + t^2)}{8(B^2 + H^2)} \geq 0 \right) \geq R_1$$

$$25 \text{ mm} \leq d \leq 125 \text{ mm}$$

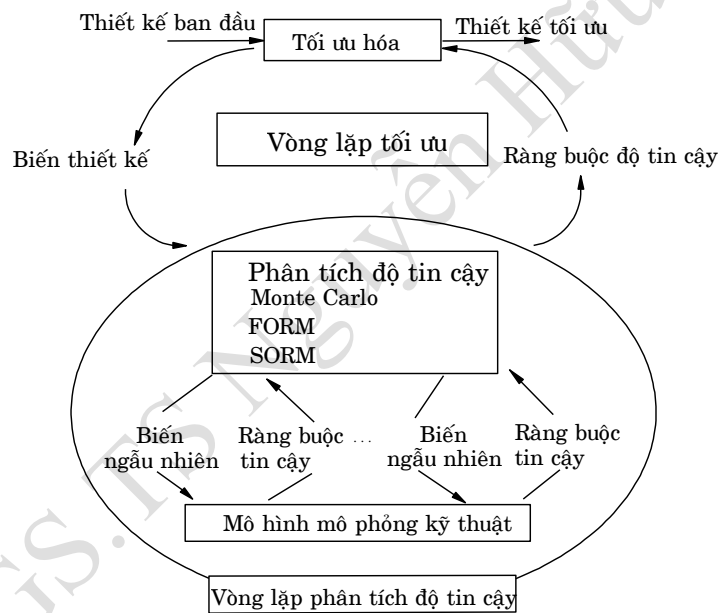
$$2,5 \text{ mm} \leq t \leq 25 \text{ mm}$$

11.4 TRÌNH TỰ THIẾT KẾ TỐI ƯU KẾT CẤU TRÊN CƠ SỞ ĐỘ TIN CẬY

Các bài toán thiết kế tối ưu theo độ tin cậy thông thường các biến thiết kế và ràng buộc liên quan đến độ tin cậy. Trong mục này chúng tôi trình bày các phương pháp chủ yếu để giải bài toán thiết kế tối ưu theo độ tin cậy.

11.4.1 Phương pháp hai vòng lặp

Theo mô hình hình 11.13 thì độ tin cậy của mỗi ràng buộc độ tin cậy cần phải ước lượng, và ta gọi mô hình này là công thức độ tin cậy trực tiếp. Do tính hiệu quả và chính xác ta sử dụng phương pháp xấp xỉ chuỗi Taylor bậc nhất với tìm điểm xác suất lớn nhất để xác định độ tin cậy trực tiếp cho mô hình này.



Hình 11.13 Trình tự thiết kế theo độ tin cậy

Độ tin cậy hàm ràng buộc $g(\mathbf{d}, \mathbf{X}, \mathbf{p})$, $i = 1, 2, \dots, n$, được ước lượng bằng xấp xỉ bậc nhất như sau.

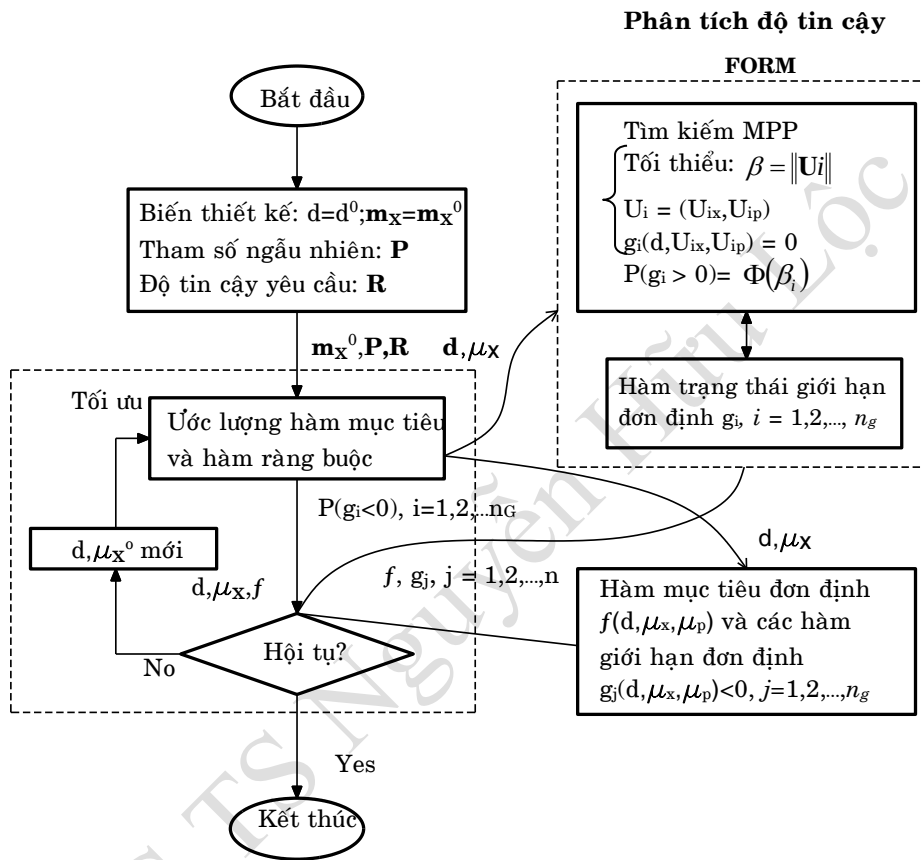
Đầu tiên ta chuyển các biến ngẫu nhiên từ không gian $\mathbf{X}$ sang $\mathbf{U}_{\mathbf{X}}$ và $\mathbf{P}$ sang $\mathbf{U}_{\mathbf{P}}$ (với i là ràng buộc thứ i). Ta xác định MPP cho mô hình sau:

$$\min_{\mathbf{U}_i = (\mathbf{U}_{\mathbf{X}}, \mathbf{U}_{\mathbf{P}})} \beta = \|\mathbf{U}_i\| \quad (11.25)$$

$$\text{với điều kiện ràng buộc } g(\mathbf{d}, \mathbf{X}, \mathbf{p}) = 0 \quad (11.26)$$

Bài toán trên có thể giải bằng giải thuật trình bày chương 5 hoặc bất kỳ giải thuật tối ưu nào. Lời giải là điểm MPP (U_{iX}^* , U_{iP}^*) và chỉ số độ tin cậy:

$$\beta = \|U_{iX}, U_{iP}\| \quad (11.27)$$



Hình 11.14 Sơ đồ giải bài toán thiết kế tối ưu trực tiếp theo độ tin cậy

Khi đó độ tin cậy được xác định theo công thức:

$$R = P(g_i(\mathbf{d}, \mathbf{X}, \mathbf{P}) > 0) = 1 - \Phi(\beta_i) \quad (11.28)$$

Cần chú ý rằng tìm kiếm MPP cho mỗi ràng buộc độ tin cậy và mỗi MPP cho mỗi ràng buộc độ tin cậy đều khác nhau.

Sử dụng công thức đánh giá độ tin cậy trực tiếp, bạn cần phải ước lượng độ tin cậy $R = P(g_i(\mathbf{d}, \mathbf{X}, \mathbf{P}) > 0)$ cho mỗi hàm trạng thái giới hạn $g_i(\mathbf{d}, \mathbf{X}, \mathbf{P})$, sơ đồ giải trình bày trên hình 11.14. Trong trường hợp nhiều hàm trạng thái giới hạn theo độ tin cậy, vài ràng buộc có độ tin cậy rất

Thiết kế tối ưu ...

cao và không bao giờ được nhắc đến trong suốt quá trình tối ưu. Trong vài trường hợp thỏa mãn một ràng buộc độ tin cậy này sẽ thỏa mãn vài ràng buộc độ tin cậy khác vì chúng có cùng chung các biến thiết kế và tham số ngẫu nhiên.

Sử dụng phân tích ngược độ tin cậy trình bày mục 5.8 để đưa bài toán tối ưu theo độ tin cậy về bài toán tối ưu đơn định.

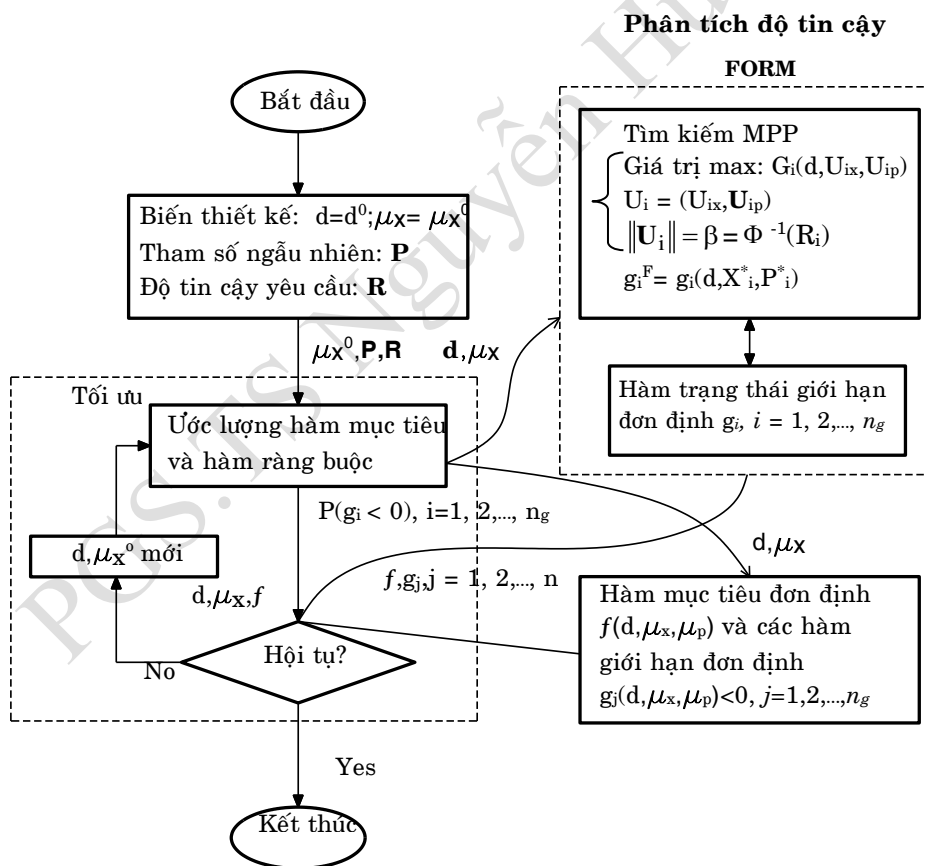
Tìm giá trị hàm trạng thái giới hạn g^F tương ứng xác suất hỏng F :

$$F = P(g(\mathbf{d}, \mathbf{X}, \mathbf{P}) < g^F)$$

Hoặc: $R = P(g(\mathbf{d}, \mathbf{X}, \mathbf{P}) > g^F)$

Từ công thức (5.58) ta có hàm trạng thái giới hạn mới:

$$g(\mathbf{d}, \mathbf{X}, \mathbf{P}) = g(\mathbf{d}, \mathbf{X}, \mathbf{P}) - g^F = g(\mathbf{d}, \mathbf{X}^*, \mathbf{P}^*)$$



Hình 11.15 Sơ đồ giải bài toán thiết kế tối ưu trên cơ sở phân tích ngược độ tin cậy

Giải thuật xác định g^F đã trình bày trên mục 5.8. Sau khi xác định g^F thì bài toán tối ưu trở thành:

Hàm mục tiêu:

$$\text{Tìm } \mathbf{X} = \begin{Bmatrix} d_1 \\ d_2 \\ \vdots \\ d_n \end{Bmatrix} \quad (11.20)$$

để $f(\mathbf{X})$ đạt giá trị nhỏ nhất.

Điều kiện ràng buộc:

$$P(g_j(\mathbf{d}, \mathbf{X}^*, \mathbf{P}^*) > 0) \geq R_j; j = 1, 2, \dots, n_g$$

$$h_k(\mathbf{X}, \mathbf{m}_p) \leq 0; k = 1, 2, \dots, n_h$$

$$d_i^l \leq d_i \leq d_i^u; i = 1, 2, \dots, n.$$

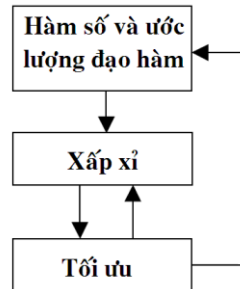
Sơ đồ giải bài toán tối ưu sử dụng phân tích ngược độ tin cậy trình bày trên hình 11.15. Sử dụng phương pháp này giải ví dụ 11.8 thu được kết quả $B = 42,15\text{mm}$, $H = 56,7 \text{ mm}$.

11.4.2 Các phương pháp khác giải bài toán tối ưu

Ngoài phương pháp hai vòng lặp trình bày ở trên, ta còn sử dụng các phương pháp dưới đây để giải bài toán thiết kế tối ưu trên cơ sở độ tin cậy.

Phương pháp xấp xỉ truyền thống (TAM)

Phương pháp này phát triển vào các năm 1980 và hiện được ứng dụng trong các phần mềm thiết kế tối ưu kết cấu (hình 11.16). Ý tưởng chính là tính toán hàm số và đạo hàm của chúng tại vòng lặp ngoài, giải bài toán tối ưu xấp xỉ ở vòng lặp trong và lặp đến khi nào hội tụ.



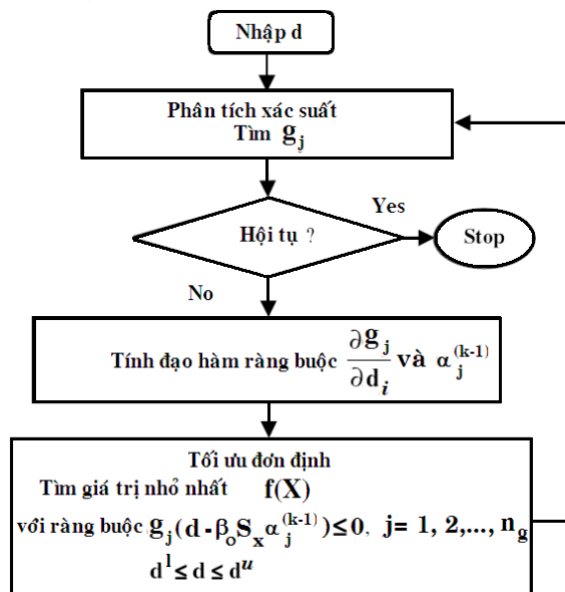
Hình 11.16 Sơ đồ phương pháp xấp xỉ truyền thống

Một biến thiết kế một vòng lặp (SLSV)

Phương pháp này do Chen đưa ra là phương pháp hiệu quả thiết kế xác suất tối ưu vào năm 1997. Sau đó Wang và Kodiyalam sử dụng

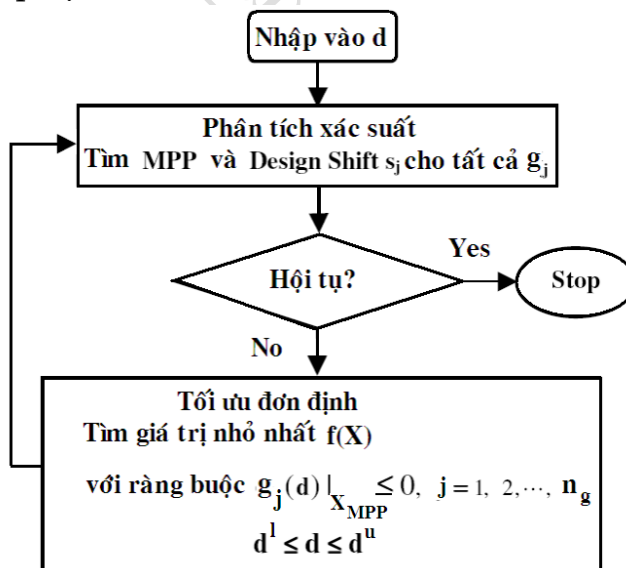
Thiết kế tối ưu ...

phương pháp tương tự cho các đại lượng ngẫu nhiên có qui luật phân phối không phải phân phối chuẩn vào năm 2002. Cần chú ý rằng tính hiệu quả của phương pháp này phụ thuộc vào điểm chọn ban đầu. Sau đó Choi và Wan (2001) kết hợp phương pháp này với phương pháp tìm kiếm điểm xác suất lớn nhất (MPP). Sơ đồ tính như hình 11.17.



Hình 11.17 Sơ đồ tính cho phương pháp SLSV

Phương pháp hệ số an toàn (SFA)



Hình 11.18 Sơ đồ tính cho phương pháp SFA

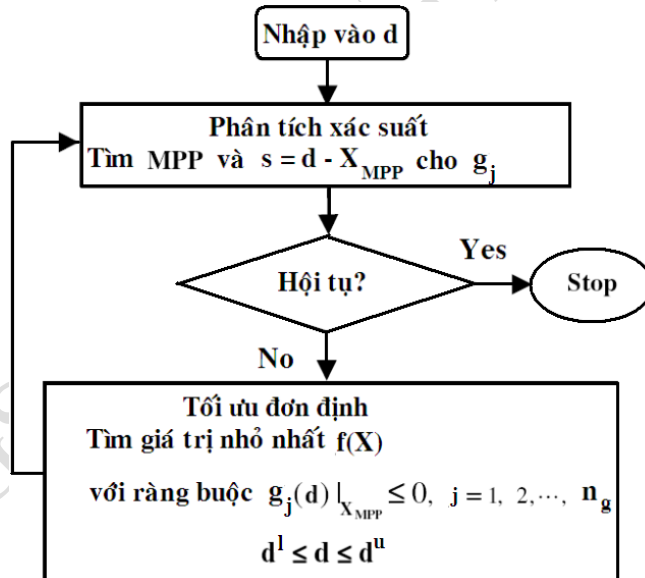
Wu và Wang (1998) và sau đó Wu và các tác giả khác (2001) sử dụng khái niệm “ràng buộc đơn định xấp xỉ tương đương” để giải các bài

toán tối ưu trên cơ sở độ tin cậy. Với sơ đồ tính đơn giản và thực hiện riêng biệt hoàn toàn tính toán tối ưu và phân tích độ tin cậy (hình 11.18). Phương pháp này có hai ưu điểm chính:

- 1- Kết hợp chặt chẽ với khái niệm hệ số an toàn từng phần đã quen thuộc với các nhà thiết kế.
- 2- Nó làm nâng cao đáng kể sự tin tưởng vào bản thiết kế trong giai đoạn đầu tiên và giúp nhà thiết kế theo dõi bản thiết kế của mình.

Phương pháp tối ưu và đánh giá độ tin cậy liên tục (SORA)

Du và Chen (2002) đề nghị phương pháp đánh giá độ tin cậy và tối ưu liên tục (hình 11.19). Phương pháp này thực hiện vòng lặp đơn với hàng loạt đánh giá độ tin cậy và tối ưu liên tục. Trong mỗi loạt tối ưu và đánh giá độ tin cậy độc lập lẫn nhau, không có sự đánh giá độ tin cậy nào được yêu cầu trong quá trình tối ưu và đánh giá độ tin cậy thực hiện sau khi tối ưu. Ý tưởng chính của phương pháp này là sự thay đổi đường bao của các ràng buộc đơn định bị vi phạm.



Hình 11.19 Sơ đồ tính cho phương pháp SORA

11.5 BÀI TẬP

11.1 Khảo sát bài toán xác định xác suất làm việc không hỏng trong giai đoạn thiết kế, khi đó ứng suất L và độ bền S phân phối theo qui luật chuẩn làm việc không hỏng của mỗi phần tử $R=0,99$. Hàm chi phí đối với 04 đại lượng m_S, S_S, m_L, S_L có dạng sau:

Thiết kế tối ưu ...

$$c_1(m_S) = 0,0022m_S^{1,135}; 30000 \leq m_S \leq 75000 \text{MPa}$$

$$c_2(S_S) = 800S_S^{-0,475}; 1000 \leq S_S \leq 10000 \text{MPa}$$

$$c_3(m_L) = 89997m_L^{-0,513}; 10000 \leq m_L \leq 68000 \text{MPa}$$

$$c_4(S_L) = 366S_L^{-0,358}; 500 \leq S_L \leq 7500 \text{MPa}$$

Tìm các đại lượng m_S , S_S , m_L , S_L để chi phí là nhỏ nhất và độ tin cậy của hệ thống vẫn đảm bảo.

11.2 Khảo sát các hàm chi phí trình bày trên bài 11.1. Xác định giá trị của bốn tham số này để xác suất làm việc không hỏng là lớn nhất với điều kiện ràng buộc là tổng chi phí không vượt quá 100 đơn vị.

11.3 Khảo sát hệ thống bao gồm N nhóm mắc nối tiếp với n_j các phần tử mắc song song trên nhóm j ; $j=1, 2, \dots, N$. Mỗi phần tử của nhóm j có giá thành c_j , trọng lượng w_j và độ tin cậy R_j .

- Định dạng bài toán xác định độ tin cậy của hệ thống là lớn nhất theo các ràng buộc về giá thành và khối lượng của hệ thống.
- Giải bài toán định dạng trên mục a với các dữ liệu trên bảng 11.4.

Bảng 11.4

Nhóm j	R_j	c_j	w_j
1	0,9	5	3
2	0,7	6	1
3	0,8	8	2

Giá trị lớn nhất của giá thành 100. Giá trị lớn nhất của khối lượng 50.

11.4 Hệ thống gồm N hệ thống con. Giả sử F_j là xác suất làm việc không hỏng của hệ thống con thứ j , $j=1, 2, \dots, N$. Khi đó xác suất làm việc không hỏng của hệ thống có dạng:

$$R_{ht} = \prod_{j=1}^N R_j = \prod_{j=1}^N (1 - F_j)$$

Độ tin cậy của mỗi hệ thống con tăng lên bằng cách đưa vào các thành phần dự trữ. Giả sử n_j số các thành phần dự trữ trong hệ thống con thứ j . Như thế xác suất hỏng của hệ thống phụ thứ j là F_j liên quan đến xác suất hỏng của từng phần tử trong hệ thống phụ như sau:

$$F_j = q_j^{(n_j+1)}, \quad n_j \geq 0$$

Giả sử c_j là giá thành của mỗi phần tử trong hệ thống phụ thứ j , C - là tổng chi phí cho phép và W khối lượng cho phép của hệ thống. Bài toán tối ưu hóa như sau:

Tìm giá trị lớn nhất của hàm:

$$R_{ht} = \prod_{j=1}^N (1 - q_j^{(n_j+1)})$$

Điều kiện ràng buộc:

$$\sum_{j=1}^N c_j n_j \leq C$$

$$\sum_{j=1}^N w_j n_j \leq W$$

$$n_j \geq 0$$

trong đó n_j là số nguyên.

Giải bài toán tối ưu với dữ liệu cho trong bảng 11.5.

Bảng 11.5

Số hệ thống con	Giá c_j	Khối lượng w_j	Xác suất không hỏng R_j	Tổng cho phí và khối lượng
1	1,1	4,0	0,85	C=40 W=60
2	2,5	3,8	0,75	
3	3,8	7,5	0,90	
4	4,1	9,5	0,80	

11.5 Khảo sát hệ thống bao gồm N nhóm mắc song song với n_j các phần tử mắc nối tiếp trên nhóm j ; $j=1, 2, \dots, N$. Mỗi phần tử của nhóm j có giá thành c_j , trọng lượng w_j và độ tin cậy R_j .

- a) Định dạng bài toán xác định độ tin cậy của hệ thống là lớn nhất theo các ràng buộc về giá thành và khối lượng của hệ thống.
b) Giải bài toán định dạng trên mục a với dữ liệu trên bảng 11.6:

Bảng 11.6

Nhóm j	R_j	c_j	w_j
1	0,9	5	3
2	0,7	6	1
3	0,8	8	2

Giá trị lớn nhất của giá thành 100. Giá trị lớn nhất của khối lượng 50.

11.6 Tìm lời giải cho bài toán tối ưu sau đây sử dụng phương pháp đồ thị:

Tìm giá trị lớn nhất của hàm $f(x_1, x_2) = 3x_1 + x_2$.

Với ràng buộc:

$$3x_1 + 2x_2 \geq 6$$

$$x_1 + x_2 \leq 8$$

$$2x_1 - 4x_2 \leq 2$$

$$-4x_1 + 3x_2 \leq 12$$

$$x_1 \geq 0; x_2 \geq 0$$

11.7 Hệ thống mắc song song gồm hai phần tử có cường độ hỏng là λ_1 và λ_2 được tối ưu theo giá thành nhỏ nhất. Giá thành các phần tử là

Thiết kế tối ưu ...

$c_1=100/\lambda_1$ và $c_2=200/\lambda_2$. Tìm các giá trị λ_1 và λ_2 để tổng giá thành là nhỏ nhất và độ tin cậy của hệ là 0,99.

11.8 Ứng suất xoắn lớn nhất sinh ra trong lò xo nén (hình 11.20) được xác định theo công thức:

$$K_w = \frac{(4c-1)}{(4c-4)} + \frac{0,615}{c}$$

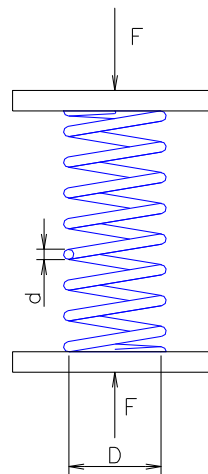
với: $c = D/d$ là chỉ số lò xo; D – đường kính trung bình; d – đường kính dây; F – lực nén.

Độ cứng k của lò xo xác định theo công thức:

$$k = \frac{d^4 G}{8D^3 n}$$

với: G – môđun đàn hồi trượt và n – số vòng làm việc của lò xo.

Lò xo được sử dụng trong hệ thống có độ cứng $k = 2 \pm 0,04$ N/mm. Giới hạn chảy cắt lò xo $\tau = 630 \pm 70$ MPa, khối lượng riêng $\rho = 7,9$ kg/dm³, môđun đàn hồi trượt $G = 8.10^4 \pm 0,35.10^4$ MPa. Lực nén lò xo $F = 2000 \pm 500$ N. Giả sử rằng tất cả các đại lượng trên tuân theo qui luật phân phối chuẩn. Ngoài ra hệ số biến phân các đại lượng a , D và n là 0,1. Định dạng bài toán tìm $\bar{d}$, $\bar{D}$ và $\bar{n}$ để khối lượng trung bình là nhỏ nhất với ràng buộc độ tin cậy $R \geq 0,99$ theo độ bền cũng như theo độ cứng của lò xo.



Hình 11.20

11.9 Sử dụng phương pháp đồ thị giải bài toán tối ưu lò xo trên cơ sở độ tin cậy như bài tập 11.8.

11.10 Trục hình trụ rỗng được thiết kế theo khối lượng nhỏ nhất với ràng buộc độ tin cậy 0,999 với môment xoắn $T = N(100000, 1000)$ Nm. Giới hạn chảy khi cắt là $\tau_0 = N(350, 35)$ MPa, khi ứng suất lớn nhất sinh ra:

$$\tau = \frac{T r_0}{J}$$

trong đó: r_0 là bán kính ngoài của trục, J là moment quán tính độc cực của mặt cắt ngang.

Dung sai chế tạo bán kính ngoài và trong của trục là $\pm 0,1$ mm. Chiều dài trục 1250 ± 25 mm và khối lượng riêng của vật liệu là $7,9.10^3 \pm 7,9.10^2$ kg/m³. Định dạng bài toán thiết kế và giải chúng bằng

phương pháp đồ thị. Giả sử rằng giá trị các biến phân phối theo qui luật chuẩn và dung sai chỉ định bằng 3S.

- 11.11 Lực xiết F_i tác dụng trước trên mỗi bulông M6 của nhóm gồm 08 bulông cách đều nhau (hình 11.21), cố định đầu xilanh với vòng đệm, có giá trị 4000 ± 400 N. Xilanh, đầu xilanh và bulông được chế tạo từ thép có môđun đàn hồi $E = 2,1 \cdot 10^5 \pm 2,1 \cdot 10^4$ MPa. Độ bền bulông khi thử nghiệm 350 ± 35 MPa.

Vòng đệm có chiều dày t_2 với môđun đàn hồi 1750 ± 175 Pa. Ứng suất sinh ra trên bulông được xác định theo công thức:

$$\sigma_b = \frac{\chi F}{A_b} + \frac{F_i}{A_b}$$

trong đó: F là lực kéo tác dụng lên mỗi bulông; F_i – là lực xiết tác dụng lên mỗi bulông; A_b là diện tích tiết diện bulông tính ứng suất kéo; χ - hệ số ngoại lực.

Hệ số ngoại lực χ được xác định theo công thức:

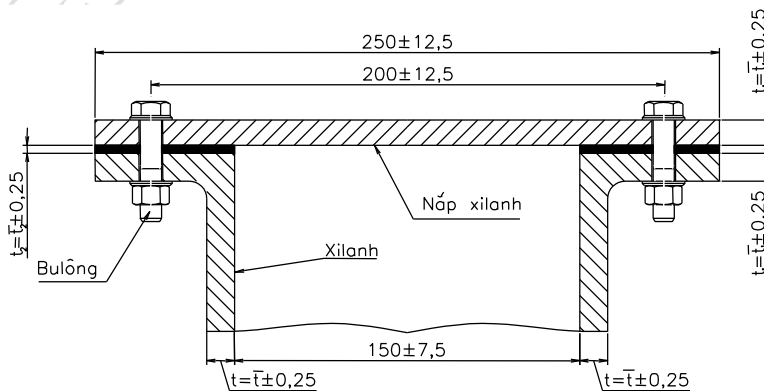
$$\chi = \frac{\delta_m}{\delta_m + \delta_b}$$

trong đó: δ_m và δ_b là độ mềm của vòng đệm và bulông được xác định theo công thức:

$$\delta_b = \frac{l_b}{A_b E_b}; \delta_b = \frac{l_m}{A_m E_m}$$

với: l_b (l_m) là chiều dài tính toán của bulông và mối ghép; A_b (A_m) là diện tích mặt cắt ngang bulông và mối ghép; E_b (E_m) là môđun đàn hồi của bulông và mối ghép.

Áp lực bên trong xilanh 3500 ± 350 Pa. Định dạng bài toán tìm $\bar{t}_1$ và $\bar{t}_2$ để khối lượng đầu xilanh là nhỏ nhất với ràng buộc độ tin cậy của bulông là 0,999 và $12,5\text{mm} \leq \bar{t}_1(\bar{t}_2) \leq 25\text{mm}$.



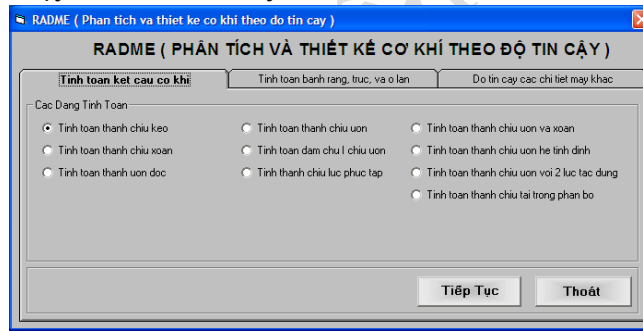
Hình 11.21

PGS.TS Nguyễn Hữu Lộc

CHƯƠNG TRÌNH TÍNH TOÁN THIẾT KẾ VÀ PHÂN TÍCH HỆ THỐNG CƠ KHÍ THEO ĐỘ TIN CẬY (RADME)

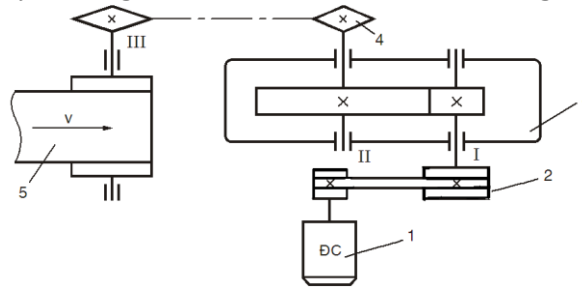
Trong chương này chúng tôi giới thiệu kết quả tính toán thiết kế và phân tích kết cấu cơ khí và các chi tiết máy theo độ tin cậy. Trong tính toán theo độ tin cậy ta khảo sát kích thước hình học, cơ tính vật liệu và tải trọng ngoài như là các đại lượng ngẫu nhiên và tính toán theo các giá trị giới hạn. Trên cơ sở lý thuyết trình bày các chương trước chúng tôi xây dựng chương trình RADME (Reliability - based Analysis and Design of Mechanical system) tính toán theo độ bền và độ cứng. Chương trình gồm 3 phần (hình 12.1):

- Tính toán một số kết cấu cơ khí.
- Độ tin cậy các chi tiết truyền động: bánh răng, trục, ổ lăn.
- Độ tin cậy các chi tiết máy khác.



Hình 12.1

Các chi tiết chủ yếu hệ thống truyền động bao gồm: bánh răng, trục và ổ lăn (hình 12.2) Trong mục này ta tính các chi tiết hộp giảm tốc 1 cấp cho hệ thống truyền động hình 12.2 [30]. Các số liệu trong bảng 12.1.



- 1- động cơ; 2- bộ truyền đai; 3- hộp giảm tốc; 4- bộ truyền xích; 5- băng tải

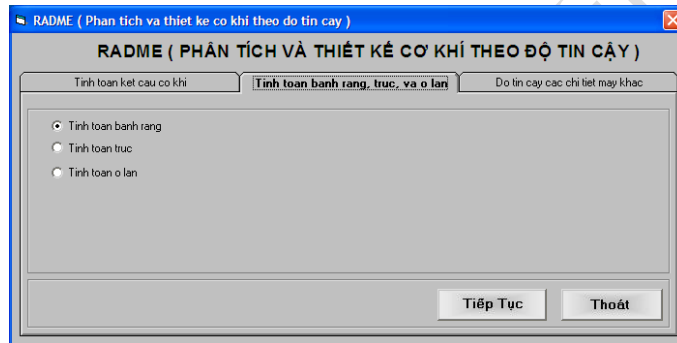
Hình 12.2 Hệ thống truyền động cho băng tải

Bảng 12.1 Đặc tính kỹ thuật hệ thống truyền động

Trục Thông số	Động cơ	I	II	III
Công suất, (kW)	6,02	5,66	5,43	5
Tỷ số truyền	3,25	2,5	2,5	
Mômen xoắn, (Nmm)	592391	181380	434855,4	1001048,2
Số vòng quay, (vòng/ph)	968	298	119,2	47,7

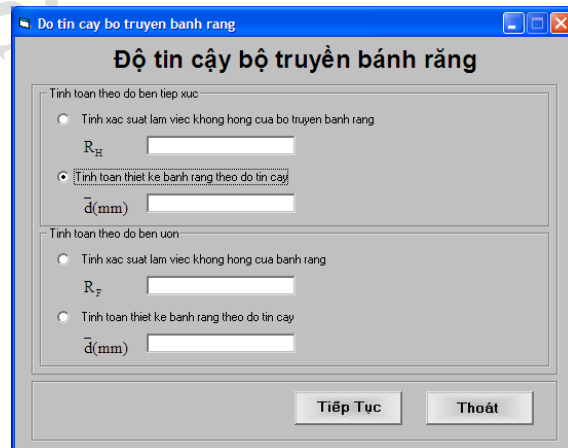
12.1 TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG

Để tính toán thiết kế bộ truyền bánh răng ta chọn nút *Tính toán bánh răng, trục và ổ lăn* (hình 12.3).



Hình 12.3

Dựa trên trình tự trình bày chương 8 ta tiến hành tính toán thiết kế và phân tích bánh răng theo độ tin cậy. Tính toán thiết kế bánh răng theo độ tin cậy được thực hiện theo tiêu chuẩn bền tiếp xúc (hình 12.4).



Hình 12.4

Kết quả tính toán

Biến thiết kế ngẫu nhiên là $\bar{d}$. Các tham số ngẫu nhiên cho trước: giá trị trung bình các hệ số $\bar{K}_A = 1$; $\bar{K}_{H\beta} = 1,15$; $\bar{K}_{HV} = 1,2$; $\bar{K}_{H\alpha} = 0,8$; hệ số biến phân tải trọng ngoài $v_{K_A} = 0,1$. Giá trị trung bình và hệ số biến phân các đại lượng khác: $T = N(181385, 18138,5)$; $Z_M = N(269,49; 5,68)$; $Z = N(1,76; 0,0838)$; $Z_e = N(0,9037; 0,012426)$; $Z_R = N(1; 0,003)$, $Z_V = N(1,04; 0,0343)$; $K_t = N(0,92; 0,03036)$; $K_{XH} = N(1,03; 0,0339)$; $K_{HL} = N(1; 0,033)$; $u = N(2,5; 0,125)$; $\psi_{ba} = N(0,4; 0,04)$. Bánh răng được chế tạo từ thép tôi cải thiện, giá trị trung bình và sai lệch bình phương trung bình của giới hạn mỗi $\sigma_{Hlim}^0 = N(625, 45)$ MPa. Các đại lượng khác xem như đơn định. Cho biết $S_d = 0,01\bar{d}$ và xác suất làm việc không hỏng $R = 0,99$. Kết quả tính toán ta thu được $\bar{d} = 91,71$ mm và $S_d = 0,917$ mm (hình 12.5a).

Tính toán thiết kế bánh răng theo độ tin cậy theo tiêu chuẩn bền tiếp xúc

Dữ liệu nhập vào:

T	181385	S_T	18138,5	K_A	1	S_{K_A}	0,1	v_{K_A}	
$\bar{K}_{H\beta}$	1,15	$\bar{K}_{HV}$	1,2	$\bar{K}_{H\alpha}$	0,8	Z_M	269,49	S_{Z_M}	5,68
Z_H	1,76	S_{Z_H}	0,0838	Z_e	0,9037	S_{Z_e}	0,012426		
Z_R	1	S_{Z_R}	0,003	Z_V	1,04	S_{Z_V}	0,0343		
K_t	0,92	S_{K_t}	0,03036	K_{XH}	1,03	$S_{K_{XH}}$	0,0339		
K_{HL}	1	$S_{K_{HL}}$	0,033	u	2,5	S_u	0,125		
ψ_{ba}	0,4	$S_{\psi_{ba}}$	0,04						
σ_{Hlim}^0	625	(MPa)		$S_{\sigma_{Hlim}^0}$	45	(MPa)			
v_d	0,01			R	0,99				
				Z	2,326				

Kết quả:

v_{σ_H}	0,110129753704047	$v_{\sigma_{Hlim}}$	0,097683	$\bar{\sigma}_H$	1,41022818177348
R		$\bar{\sigma}_{Hlim}$	436,766197102518	$\bar{d}$ (mm)	91,7129229172924

Kết Quả Thoát

a)

Tính xác suất làm việc không hỏng bộ truyền bánh răng (bên tiếp xúc)

Dữ liệu nhập vào:

T	181385	S_T	18138,5	K_A	1	v_{K_A}	0,1	$K_{H\beta}$	1,15
$\bar{K}_{H\beta}$	1,15	$\bar{K}_{HV}$	1,2	$\bar{K}_{H\alpha}$	0,8	Z_M	269,49	S_{Z_M}	5,68
Z_H	1,76	S_{Z_H}	0,0838	Z_e	0,9037	S_{Z_e}	0,012426		
Z_R	1	S_{Z_R}	0,003	Z_V	1,04	S_{Z_V}	0,0343		
K_t	0,92	S_{K_t}	0,03036	K_{XH}	1,03	$S_{K_{XH}}$	0,0339		
K_{HL}	1	$S_{K_{HL}}$	0,033	u	2,5	S_u	0,125		
ψ_{ba}	0,4	$S_{\psi_{ba}}$	0,04						
σ_{Hlim}^0	625	(MPa)		$S_{\sigma_{Hlim}^0}$	45	(MPa)			
d	92	S_d	92						
v_d	0,01								

Kết quả:

$\bar{\sigma}_H$	1,4168547	v_{σ_H}	0,1101291	$v_{\sigma_{Hlim}}$	0,097683
$\bar{\sigma}_{Hlim}$	434,7234628	z_1	-2,3568154	R_H	0,99083

Kết Quả Thoát

b)

Hình 12.5

Chương 12

Bài toán phân tích với các số liệu như trên ta xác định xác suất làm việc không hỏng bánh răng theo độ tin cậy theo tiêu chuẩn bền tiếp xúc với $d = N(92; 0,92)$ mm. Kết quả tính toán $R = 0,99086$ như hình 12.5b.

Tính toán thiết kế bánh răng theo độ tin cậy theo tiêu chuẩn bền uốn

Dữ liệu nhập vào:

T	181385	S_T	18138	K_{F_L}	1	$S_{K_{F_L}}$	0.033
$\sigma_{F_{lim}}$	585	$S_{\sigma_{F_{lim}}}$	45	$V_{\sigma_{F_{lim}}}$	0.07692308		
K_A	1	S_{K_A}	0.1	V_{K_A}	0.1		
$K_{F\beta}$	1	$S_{K_{F\beta}}$	0.033	K_{F_V}	1.18	$S_{K_{F_V}}$	0.103826
$K_{F\alpha}$	1	$S_{K_{F\alpha}}$	0	Y_F	3.80	S_{Y_F}	0.252
Y_s	1	S_{Y_s}	0	Y_t	1	S_{Y_t}	0
ψ_{sd}	0.8	$S_{\psi_{sd}}$	0.08	v_d	0.01		
R	0.99	z_1	2.326	Sơ rang Z:	20		

☐ Tính theo K_I

K_I

Số lượng mẫu thử: 17 K_z 1 α_z 0.54

☒ Tính theo các giá trị sau:

$\bar{Y}_R$	1.065	S_{Y_R}	0.035145	$\bar{K}_{FC}$	1	$S_{K_{FC}}$	0
$\bar{Y}_s$	1.01	S_{Y_s}	0.03333	$\bar{Y}_X$	1	S_{Y_X}	0.03333
V_{K_z}	0						

Kết quả:

$\bar{n}_F$	1.61610506727573	$\bar{\sigma}_F$	389.36530968295	V_{σ_F}	0.208155460986348
$\bar{\sigma}_{F_{lim}}$	629.25525	$V_{\sigma_{F_{lim}}}$	0.10135659374123	$\bar{d}(mm)$	47.0933849280278

Kết Quả Thoát

a)

Tính xác suất làm việc không hỏng của bánh răng theo tiêu chuẩn bền uốn

Dữ liệu nhập vào:

T	181385	S_T	18138	K_{F_L}	1	$S_{K_{F_L}}$	0.033
$\sigma_{F_{lim}}$	585	$S_{\sigma_{F_{lim}}}$	45	$V_{\sigma_{F_{lim}}}$	0.07692308		
K_A	1	S_{K_A}	0.1	V_{K_A}	0.1		
$K_{F\beta}$	1	$S_{K_{F\beta}}$	0.033	K_{F_V}	1.18	$S_{K_{F_V}}$	0.103826
$K_{F\alpha}$	1	$S_{K_{F\alpha}}$	0	Y_F	3.80	S_{Y_F}	0.252
Y_s	1	S_{Y_s}	0	Y_t	1	S_{Y_t}	0
ψ_{sd}	0.8	$S_{\psi_{sd}}$	0.08	d	48	S_d	0.48
Sơ rang Z:	20						

☐ Tính theo K_I

K_I

Số lượng mẫu thử: 17 K_z 1 α_z 0.54

☒ Tính theo các giá trị sau:

$\bar{Y}_R$	1.065	S_{Y_R}	0.035145	$\bar{K}_{FC}$	1	$S_{K_{FC}}$	0
$\bar{Y}_s$	1.01	S_{Y_s}	0.03333	$\bar{Y}_X$	1	S_{Y_X}	0.03333
V_{K_z}	0						

Kết quả:

σ_F	367.716625072338	V_{σ_F}	0.208154136717922	$\bar{\sigma}_{F_{lim}}$	629.25525	$V_{\sigma_{F_{lim}}}$	0.101464521566341
$\bar{n}_F$	1.71125047684807	z_{1F}	-2.623916370788	R_F	0.995604		

Kết Quả Thoát

b)

Hình 12.6

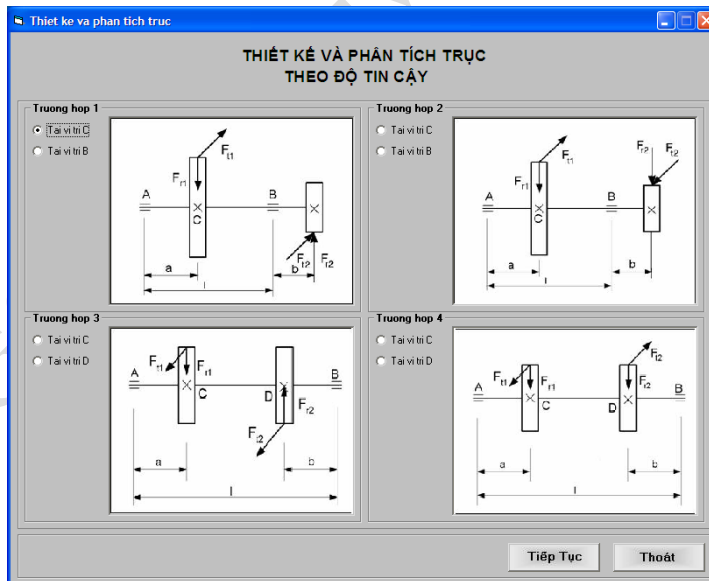
Kết quả tính toán

Tiếp theo ta tính toán thiết kế bánh răng theo độ tin cậy theo tiêu chuẩn bền uốn (nếu bộ truyền để hở) với xác suất không hỏng $R = 0,99$, $\bar{K}_A = 1$; Hệ số biến phân tải trọng ngoài $v_{K_A} = 0,1$; $Y_R = N(1,065; 0,035145)$, $Y_S = N(1,01; 0,03333)$; $Y_X = N(1; 0,03333)$; $K_{FL} = N(1; 0,033)$; $K_{FC} = 1$; $T = N(181385; 18138,5)$; $\psi_{bd} = N(0,8; 0,08)$; $K_{F\beta} = N(1; 0,033)$; $K_{FV} = N(1,18; 0,103826)$; $Y_F = N(3,80; 0,252)$. Các đại lượng sau là đơn định: $K_{F\alpha} = 1$; $Y_\varepsilon = 1$; $K_Z = 1$; $Y_\beta = 1$. Bánh răng được chế tạo từ thép tôi cải thiện, giá trị trung bình và sai lệch bình phương trung bình của giới hạn mỏi $\sigma_{Flim}^0 = N(585; 45)$ MPa. Các đại lượng khác xem như đơn định. Cho biết $S_d = 0,01\bar{d}$. Kết quả tính toán ta thu được $\bar{d} = 47,093$ mm và $S_d = 0,471$ mm (hình 12.6a).

Tiếp theo ta tính toán xác suất làm việc không hỏng của bánh răng trụ răng thẳng theo tiêu chuẩn bền mỏi uốn với các số liệu như trên và giá trị trung bình và sai lệch bình phương trung bình đường kính $\bar{d} = 42$ mm, $S_d = 0,42$ mm. Kết quả tính toán $R = 0,9956$ như hình 12.6b.

12.2 TÍNH TOÁN THIẾT KẾ VÀ PHÂN TÍCH TRỰC

Dựa trên trình tự trình bày chương 5 ta tiến hành tính toán thiết kế và phân tích bánh răng theo độ tin cậy (hình 12.7). Đầu tiên ta tính cho trục I.



Hình 12.7

12.2.1 Tính trục I

Giả sử ta chọn trường hợp 1 và tại vị trí C (lực F_{r1} và F_{r2} ngược chiều). Các thông số nhập vào: vật liệu chọn có giới hạn mỏi $m_{\sigma-1} = 255$ MPa, hệ số biến phân $v_{\sigma-1} = 0,1$. Các đại lượng ngẫu nhiên là tải trọng tác dụng:

Chương 12

$m_T = 181385 \text{ mm}$, $S_T = 18138 \text{ Nmm}$, $m_{F_{r1}} = 1180 \text{ N}$, $S_{F_{r1}} = 118 \text{ N}$, $m_{F_{r2}} = 792 \text{ N}$, $S_{F_{r2}} = 79,2 \text{ N}$, $m_{F_{t1}} = 3280 \text{ N}$, $S_{F_{t1}} = 328 \text{ N}$. Các đại lượng ngẫu nhiên là kích thước $m_l = 150 \text{ mm}$, $S_l = 2 \text{ mm}$, $m_a = 75 \text{ mm}$, $S_a = 1 \text{ mm}$, $m_b = 90 \text{ mm}$, $S_b = 1,2 \text{ mm}$. Các đại lượng liên quan giới hạn mỗi: $m_\varepsilon = 0,8$, $S_\varepsilon = 0,02$; $m_\beta = 1$, $S_\beta = 0,02$; $m_{K_\sigma} = 2,5$; $S_{K_\sigma} = 0,03$; $m_{K_L} = 1,1$, $S_{K_L} = 0,033$. Thiết kế với độ tin cậy $R = 0,999$.

Kết quả tính toán thiết kế như hình 12.8.

TRƯỜNG HỢP 1 F_{r1} và F_{r2} NGƯỢC CHIỀU - TẠI VỊ TRÍ C

Tính toán thiết kế

Dữ liệu đầu vào

T	181385	S_T	18138	F_{r1}	1180	$S_{F_{r1}}$	118
F_{r2}	792	$S_{F_{r2}}$	79,2	F_{t1}	3280	$S_{F_{t1}}$	328
F_{t2}	0	$S_{F_{t2}}$	0	a	75	S_a	1
b	90	S_b	1,2	l	150	S_l	2
R	0,999	v_σ	0,01	σ_r	255	S_{σ_r}	25,5
ε	0,9	S_ε	0,03	β	1,1	S_β	0,02
K_L	1,1	S_{K_L}	0,01	K_σ	2,5	S_{K_σ}	0,2

Các kết quả tính toán

$M_{T_{trc}}$	79890	$S_{M_{T_{trc}}}$	5722,54577264	$M_{T_{trc}}$	123000	$S_{M_{T_{trc}}}$	12408,85167935
$M_{F_{r1}}$	214911,1462180	$S_{M_{F_{r1}}}$	15189,63403296	$v_{M_{F_{r1}}}$	0,07067867	z_1	3,09
σ	62,77243322	S_σ	4,81979252	v_σ	0,07678199	n	1,76953472
σ_{lis}	111,078	$S_{\sigma_{lis}}$	14,8713217	$v_{\sigma_{lis}}$	0,13388179	d	32,67107021

Tính toán xác suất

Kết Quả Thoát

Hình 12.8 Tính toán thiết kế trục

Sau đó với các số liệu như trên và lấy đường kính d có giá trị trung bình và sai lệch bình phương trung bình ta tiến hành phân tích độ tin cậy (hình 12.9).

TRƯỜNG HỢP 1 F_{r1} và F_{r2} NGƯỢC CHIỀU - TẠI VỊ TRÍ C

Tính toán thiết kế

Dữ liệu đầu vào

T	181385	S_T	18138	F_{r1}	1180	$S_{F_{r1}}$	118
F_{r2}	792	$S_{F_{r2}}$	79,2	F_{t1}	3280	$S_{F_{t1}}$	328
F_{t2}	0	$S_{F_{t2}}$	0	a	75	S_a	1
b	90	S_b	1,2	l	150	S_l	2
d	32	S_d	0,32	σ_r	255	S_{σ_r}	25,5
ε	0,9	S_ε	0,03	β	1,1	S_β	0,02
K_L	1,1	S_{K_L}	0,01	K_σ	2,5	S_{K_σ}	0,2

Các kết quả tính toán

$M_{T_{trc}}$	79890	$S_{M_{T_{trc}}}$	5722,54577264	$M_{T_{trc}}$	123000	$S_{M_{T_{trc}}}$	12408,85167935
$M_{F_{r1}}$	214911,1462180	$S_{M_{F_{r1}}}$	15189,63403296	$v_{M_{F_{r1}}}$	0,07067867	R	0,997744
σ	66,80502198	S_σ	4,72594158	v_σ	0,07074231	n	1,66271931
σ_{lis}	111,078	$S_{\sigma_{lis}}$	14,8713217	$v_{\sigma_{lis}}$	0,13388179	z_1	-2,83724943

Tính toán xác suất

Kết Quả Thoát

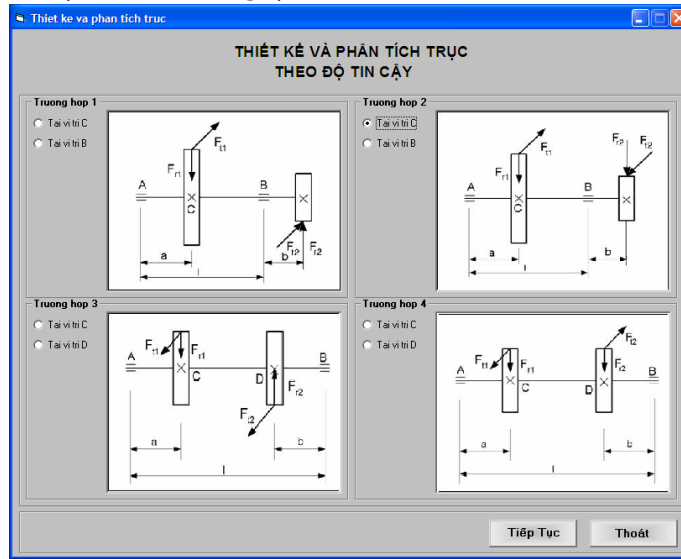
Hình 12.9 Tính toán phân tích độ tin cậy

Ứng dụng chương trình trên ta khảo sát ảnh hưởng các đại lượng ngẫu nhiên đến độ tin cậy và kích thước thiết kế. Giới hạn mỗi σ_{-1} ảnh hưởng lớn nhất, ví dụ khi các giá trị hệ số biến phân $v_{\sigma_{-1}}$ là 0,01; 0,1 và 0,2 thì kích thước đường kính d tăng đáng kể tương ứng 30,7218, 32,6711 và 39,5186 mm và độ tin cậy giảm dần 0,999971; 0,997744 và 0,96327. Độ chính xác kích thước ít ảnh hưởng đến độ tin cậy. Do đó trong một số bài toán ta có thể bỏ qua sự ảnh hưởng này.

Kết quả tính toán

12.2.2 Tính trục II

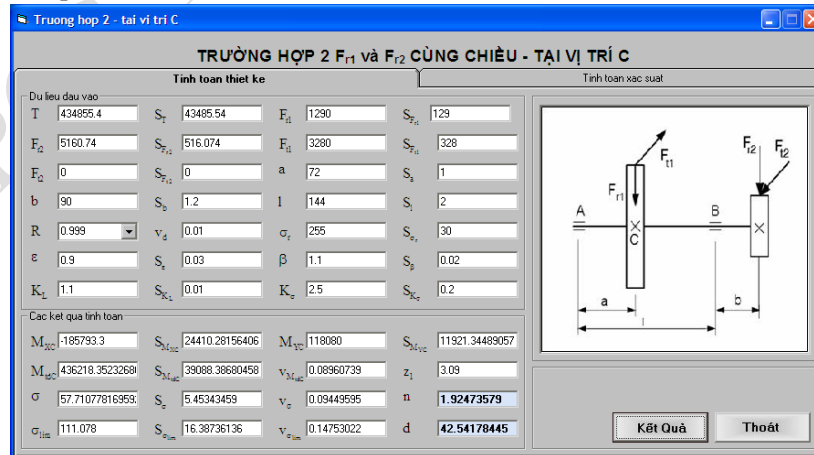
Để tính toán cho trục II ta tiến hành tương tự. Giả sử ta chọn trường hợp 2 và tại vị trí C (lực F_{r1} và F_{r2} ngược chiều).



Hình 12.10

Các thông số nhập vào như trục I (chỉ khác lực F_{r2} tác dụng trục của bộ truyền xích): vật liệu chọn có giới hạn mỏi $\sigma_{-1} = 255\text{MPa}$, hệ số biến phân $v_{\sigma-1} = 0,1$. Các đại lượng ngẫu nhiên là tải trọng tác dụng: $m_T = 434855,4 \text{ Nmm}$, $S_T = 43485,54 \text{ Nmm}$, $m_{Fr1} = 1180 \text{ N}$, $S_{Fr1} = 118 \text{ N}$, $m_{Fr2} = 5160,74 \text{ N}$, $S_{Fr2} = 516,074 \text{ N}$, $m_{Ft1} = 3280 \text{ N}$, $S_{Ft1} = 328 \text{ N}$. Các đại lượng ngẫu nhiên là kích thước $m_l = 150 \text{ mm}$, $S_l = 2 \text{ mm}$, $m_a = 75 \text{ mm}$, $S_a = 1\text{mm}$, $m_b = 90 \text{ mm}$, $S_b = 1,2 \text{ mm}$. Các đại lượng liên quan giới hạn mỏi: $m_e = 0,8$, $S_e = 0,02$; $m_\beta = 1$, $S_\beta = 0,02$; $m_{K\sigma} = 2,5$, $S_{K\sigma} = 0,03$; $m_{KL} = 1,1$, $S_{KL} = 0,033$. Thiết kế với độ tin cậy $R = 0,999$.

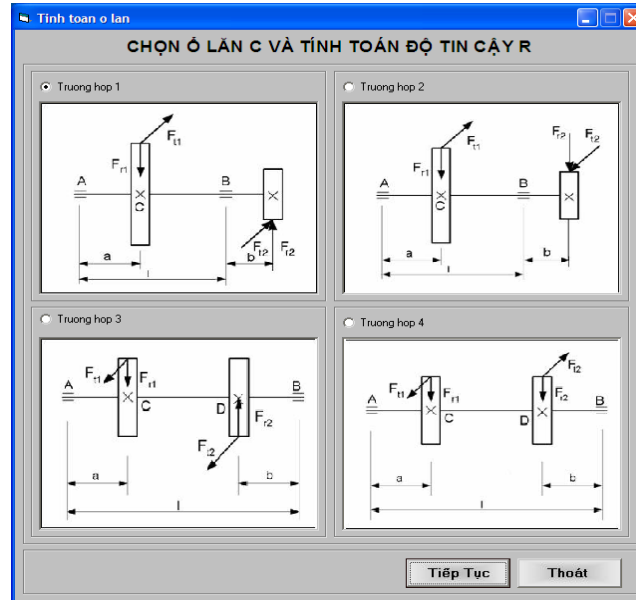
Kết quả tính toán thiết kế như hình 12.11 với $d = 42,54 \text{ mm}$.



Hình 12.11

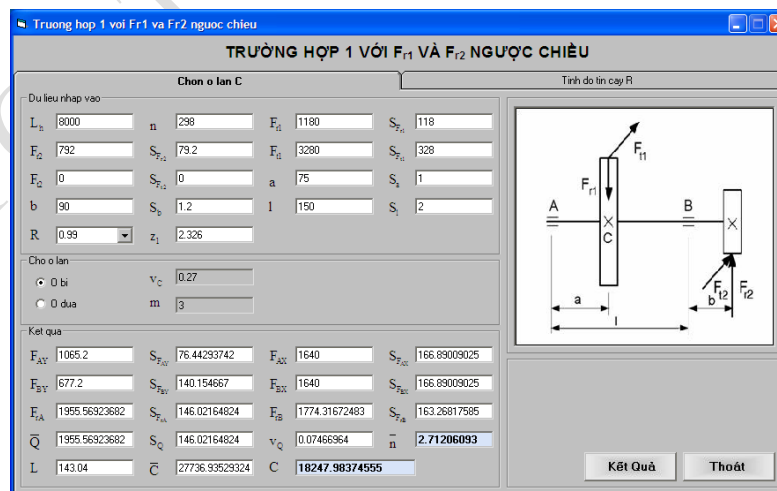
12.3 CHỌN VÀ ĐÁNH GIÁ ĐỘ TIN CẬY Ổ LĂN

Theo trình tự trình bày trong chương 8 ta có thể chọn ổ lăn theo độ tin cậy cho trước hoặc xác định xác suất làm việc không hỏng ổ lăn. Ta chọn ổ cho trục I và II. Đầu tiên chọn nút ổ lăn trên hình 12.3, sẽ xuất hiện hộp thoại như hình 12.12.



Hình 12.12

Chọn nút *Trường hợp 1* để chọn ổ cho trục I. Nhập các số liệu vào như phần tính trục, nếu tuổi thọ là 8000 h và $n = 298$ vg/ph và độ tin cậy ổ $R = 0,99$ với tuổi thọ như trên ta có kết quả như hình 12.13.



Hình 12.13

Kết quả tính toán

Ta thụ được $C = 18247,98 \text{ N}$, theo bảng tra ta chọn ổ 306 với $d = 30 \text{ mm}$.

Tương tự ta chọn ổ cho trục 2 với $L_h = 4000 \text{ h}$, $n = 119,2 \text{ vg/ph}$. Kết quả ta có $C = 49308,47 \text{ N}$ (hình 12.14) theo bảng ta chọn ổ 408.

TRƯỜNG HỢP 2 VỚI F_{r1} VÀ F_{r2} CÙNG CHIỀU

Chọn ổ lăn C

Dữ liệu nhập vào

L_h	4000	n	119.2	F_{r1}	1180	$S_{F_{r1}}$	118
F_{d1}	5160.74	$S_{F_{d1}}$	516.074	F_{r2}	3290	$S_{F_{r2}}$	329
F_{d2}	0	$S_{F_{d2}}$	0	a	75	S_a	1
b	90	S_b	1.2	l	150	S_l	2
R	0.99	z_1	2.326				

Cho ổ lăn:

☒ Ổ bi v_c 0.27

☐ Ổ dũa m 3

Kết quả

F_{Ax}	2505.444	$S_{F_{Ax}}$	321.78104802	F_{Ax}	1645	$S_{F_{Ax}}$	167.3989015
F_{Ay}	8847.184	$S_{F_{Ay}}$	830.34587041	F_{Ay}	-1645	$S_{F_{Ay}}$	167.3989015
F_{Bx}	2998.04711857	$S_{F_{Bx}}$	284.26519221	F_{Bx}	8998.81601822	$S_{F_{Bx}}$	816.32763141
F_{By}	8998.81601822	$S_{F_{By}}$	816.32763141	v_c	0.09078163	n	2.72322765
L	28.608	C	74948.98092768	C	49308.47429453		

Tính độ tin cậy R

Đồ thị độ tin cậy R

Kết Quả Thoát

Hình 12.14

Với các loại ổ vừa chọn ta tính toán lại độ tin cậy của ổ khi chọn nút *Tính độ tin cậy R*.

12.4 KẾT LUẬN

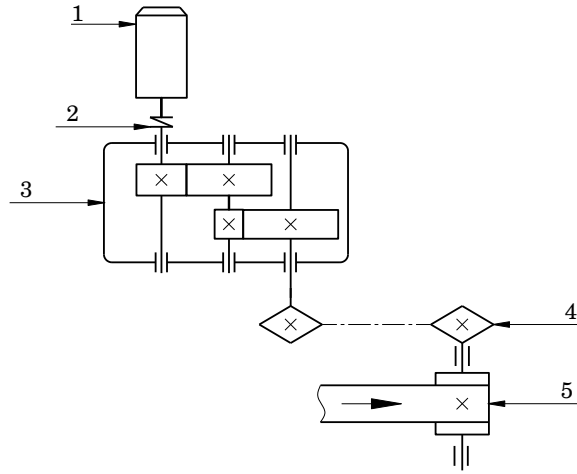
Từ kết quả tính toán thiết kế và phân tích trên ta có các kết luận:

- Sử dụng chương trình RADME thuận tiện phân tích và thiết kế một số kết cấu máy và chi tiết máy.
- Phương pháp tính toán thiết kế xác suất cho ta kết quả chính xác hơn, đảm bảo chất lượng, độ tin cậy và an toàn sản phẩm phụ thuộc vào sự thay đổi các đại lượng ngẫu nhiên.
- Cơ tính vật liệu ảnh hưởng lớn nhất đến độ tin cậy hoặc kích thước thiết kế bộ truyền bánh răng, độ phân tán tải trọng cũng ảnh hưởng lớn đến độ tin cậy hoặc kích thước thiết kế.
- Sự thay đổi các đại lượng kích thước ít ảnh hưởng đến độ tin cậy và trong một số trường hợp có thể bỏ qua.

Ta có thể sử dụng chương trình RADME để tính toán thiết kế và phân tích cụm chi tiết máy trên cơ sở độ tin cậy: hộp tốc độ, hộp giảm tốc và các hệ thống truyền động khác cho máy...

12.5 BÀI TẬP

12.1 Tính toán các chi tiết bánh răng, trục và ổ lăn cho hệ thống truyền động như hình 12.15 với các số liệu cho trong bảng 12.2.

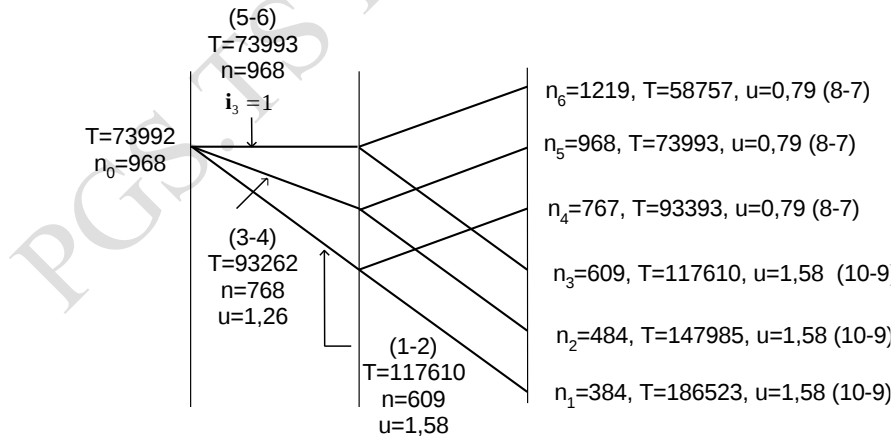


Hình 12.15

Bảng 12.2

Thông số	Trục	Động cơ	I	II	III
Công suất, (kW)		5,95	5,71	5,48	5
Tỷ số truyền		3,25	2,5	2,5	
Mômen xoắn, (Nmm)		58701	182988	439044	1001048,2
Số vòng quay, (vg/ph)		968	298	119,2	47,7

12.2 Tính toán các chi tiết bánh răng, trục và ổ lăn cho hệ thống truyền động như hình 9.12. Các thông số được xác định từ đồ thị số vòng quay hình 12.16.



Hình 12.16

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. **Amago T.** *Response Surface Methodology and Its Application to Automotive Suspension Designs*. Toyota Central R&D Labs, 2000.
2. **Bin Su.** *Reliability-Based Optimization of Anisotropic Cylinders with Response Surface Approximation of Axial Buckling Load*. Master Thesis. Mississippi State University, 2001.
3. **Browse J.** *Probabilistic design*. Swinburne University of Technology, Australia, 2001.
4. **Carter A. D. S.** *Mechanical Reliability*. John Wiley & Sons. New York. 1999.
5. **Choi K. K., Youn B. D.** *The Probabilistic Approaches for Reliability-Based Design Optimization*. University of Iowa, 2002.
6. **Creveling C.M.** *Tolerance Design*. Addison-Wesley, 1997
7. **Crowe D, Finberg A.,** *Design for reliability*, CRC Press, 2001.
8. **Devore J. L.** *Probability and Statistics for Engineering and the Sciences*. Brooks/Cole Publishing Company. 1987.
9. **Dhillon B.S.,** *Design reliability*. CRC Press, 1999. John Wiley & Sons. 2001.
10. **Dieter G. E.** *Engineering Design*. McGraw-Hill. 2000.
11. **Du X.** *Probabilistic Engineering Design*. University of Missouri. 08-2004.
12. **Du X., Chen W.** *A most probable point-based method for efficient uncertainty analysis*. Design Manufacturing 4-2001. pp. 47-66.
13. **Ebeling C. E.** *An introduction to Reliability and Maintainability Engineering*. McGraw-Hill. 1997.
14. **Fowlkes W. Y., Creveling C. M.** *Engineering Methods for Robust Design*. Addison Wesley. 1997.
15. **Gnedenko B. V, Beliaev Iu. K, Xoloviev A. D.** Những phương pháp toán học độ tin cậy. NXB Khoa học kỹ thuật 1981 (Bản dịch từ tiếng Nga năm 1965).
16. **Goldman L., Campbell C.** *Crystal ball and design for six sigma*. Proceedings of 2004 Winter Simulation Conference, USA, 2004.
17. **Hahn G.T., Kanninen M. F.** *Fast fracture and crack arrest*. ASTM. 1976.
18. **Hamrock B. J., Jacobson B., Schmid S. R.** *Fundamentals of Machine Elements*. McGraw-Hill. 1999.

Tài liệu tham khảo

19. **Harish Agarwal.** *Reliability-Based Optimization: Formulations and Methodologies.* Doctoral thesis, University of Notre Dam, 2004.
20. **Hattangadi A. A.** *Failure of plant and machinery.* Tata McGraw-Hill. New Delhi, 2004.
21. **Hou G. J.-H.** *A most probable point-based method for reliability analysis, sensitivity analysis and design optimization.* NASA/CR-2004-213002, 2004.
22. **Hou G. J.-H., Gumbert C.R, Newman P. A.** *A most probable point-based method for reliability analysis, sensitivity analysis and design optimization.* 9th ASCE Speciality Conference on Probabilistic Mechanics and Structural Reliability, 2004.
23. **Huibin Liu, Wei Chen, Agus Sudjianto.** *Probabilistic sensitivity analysis methods for design under uncertainty.* AIAA. 2001.
24. **Juvinall R. C, Marshek K. M.** *Fundamentals of machine component design.* John Wiley & Sons. 2003.
25. **Kapur K. C., Lamberson L. R.** *Reliability in Engineering Design.* John Wiley & Sons. 1977.
26. **Kaymaz Irfan, McMahon Chris, Meng Xianyi.** *Reliability-Based Structural Optimization Using The Response Surface Method and Monte Carlo Simulation.* 8th International Machine design and Production Conference, Ankara, 1998.
27. **Khamanda G., El-Hami A., Makhloufi A., Bakir M., Alakla A.** *Probabilistic distribution variability – based optimum design.* 2004.
28. **Kreiner J. H., Putcha C. S.** *A computer aided technique for shaft design through Monte Carlo simulation.* Computer & Structure Vol. 52. pp. 367-372.
29. **Mackaldener M.** *Tooth Interior fatigue fracture and robustness of gears.* Ph.D thesis. Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden, 2002.
30. **Mott R. L.** *Machine Elements in Mechanical Design.* Prentice-Hall Inc. 1999.
31. **Nguyễn Hữu Lộc,** *Độ tin cậy trong thiết kế kỹ thuật,* NXB ĐH Quốc gia TP Hồ Chí Minh, 2002.
32. **Nguyễn Hữu Lộc,** *Cơ sở thiết kế máy,* NXB ĐH Quốc gia TP Hồ Chí Minh, 2004.
33. **Nguyễn Hữu Lộc,** *Phân tích và thiết kế chi tiết máy bằng phương pháp tìm điểm xác suất lớn nhất và mômen thích hợp.* Kỷ yếu HNKH trường ĐHBK TP Hồ Chí Minh lần 9, 2005.

Tài liệu tham khảo

34. **Nguyễn Hữu Lộc**, *Thiết kế và phân tích hệ thống cơ khí theo độ tin cậy*. Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, 2005.
35. **Nam Ho Kim**. *Design optimization*. The CRC handbook of Mechanical engineering. 2004.
36. **Nowak A. S., Collins K. R.** *Reliability of Structures*. McGraw-Hill. 2000.
37. **Padmanabhan D, Agarwal H., Renaud J. E., Batill S. M.** *Monte Carlo Simulation in Reliability-Based Optimization Using Approximation Concepts*. Proceedings of the Fourth International Symposium on Uncertainty Modeling and Analysis, 2003.
38. **Pennel J. A.**, *Gear Reliability*, A survey of the current state of the art British Gear Association, 1989.
39. **Phan Văn Khôi**. *Cơ sở đánh giá độ tin cậy*. NXB Khoa học kỹ thuật. 2001.
40. **Qu X.** *Reliability – based structural optimization using response surface approximations and probabilistic sufficiency factor*. Doctoral Thesis, University of Florida, 2004.
41. **Qu X., Haftka R. T.** *Reliability-Based Design Optimization Using Response Surface Approximations*, 2002.
42. **Rao S. S.** *Reliability - Based Design*. McGraw-Hill. 1992.
43. **Rao S. S., Tjandra Muljadra.** *Reliability - based design of automotive transmission systems*. Reliability Engineering and System Safety. **46**, 1994, p. 159 – 169.
44. **Shigley J. E., Mischke C. R.** *Mechanical Engineering Design*. McGraw-Hill. 2001.
45. **Spotts M. F., Shoup. T. E.** *Design of Machine Elements*. Prentice Hall. 1998.
46. **Suresh S.** *Fatigue of Materials*. Cambridge University Press. 1998.
47. **Ullman D. G.**, *The mechanical Design Process*, McGraw-Hill, 2003.
48. **Wei Wang, Wu J., Lust R.V.** *Deterministic design, reliability-based design and robust design*. 2001.
49. **Wilson C. E.** *Computer Integrated Machine Design*. Prentice Hall. 1997.
50. **Zhang Y. M.** *Practical reliability-based design of gear pairs*, ASME Journal of Mechanical design, 2003.
51. **Решетов Д.Н.**, *Детали машин*. Москва, Машиностроение, 1992.
52. **Клюев В.В. и др**, *Надежности машин* (Машиностроение - Энциклопедия). Москва, Машиностроение, 2001.

Tài liệu tham khảo

53. Решетов Д.Н., Иванов А.С., Фадеев В.З. *Надежности машин*. Москва, Машиностроение, 1988.

Phụ lục

4.4	.9 ⁵ 4587	.9 ⁵ 4831	.9 ⁵ 5065	.9 ⁵ 5288	.9 ⁵ 5502	.9 ⁵ 5706	.9 ⁵ 5902	.9 ⁵ 6089	.9 ⁵ 6268	.9 ⁵ 6439
4.5	.9 ⁵ 6602	.9 ⁵ 6759	.9 ⁵ 6908	.9 ⁵ 7051	.9 ⁵ 7187	.9 ⁵ 7318	.9 ⁵ 7442	.9 ⁵ 7561	.9 ⁵ 7675	.9 ⁵ 7784
4.6	.9 ⁵ 7888	.9 ⁵ 7987	.9 ⁵ 8081	.9 ⁵ 8172	.9 ⁵ 8258	.9 ⁵ 8340	.9 ⁵ 8419	.9 ⁵ 8494	.9 ⁵ 8566	.9 ⁵ 8634
4.7	.9 ⁵ 8699	.9 ⁵ 8761	.9 ⁵ 8821	.9 ⁵ 8877	.9 ⁵ 8931	.9 ⁵ 8983	.9 ⁶ 0302	.9 ⁶ 0789	.9 ⁶ 1235	.9 ⁶ 1661
4.8	.9 ⁶ 2067	.9 ⁶ 2453	.9 ⁶ 2822	.9 ⁶ 3173	.9 ⁶ 3508	.9 ⁶ 3827	.9 ⁶ 4131	.9 ⁶ 4420	.9 ⁶ 4696	.9 ⁶ 4958
4.9	.9 ⁶ 5208	.9 ⁶ 5446	.9 ⁶ 5673	.9 ⁶ 5889	.9 ⁶ 6094	.9 ⁶ 6289	.9 ⁶ 6475	.9 ⁶ 6652	.9 ⁶ 6821	.9 ⁶ 6981

$\Phi(z)$	z
0.60	0.253
0.70	0.524
0.80	0.842
0.90	1.282
0.95	1.645
0.99	2.326
0.999	3.090
0.9999	3.719
0.99999	4.27
0.999999	4.75
0.9999999	5.20
0.99999999	5.61
0.999999999	6.00
0.9999999999	6.36

Chú ý: $\Phi(-z) = \Phi(z)$; $\Phi(3) = 0.9^28650 = 0.998650$

PHỤ LỤC 2

HÀM PHÂN PHỐI STUDENT

Giá trị $t_{(n, \alpha / 2)}$

ν	$\alpha/2 = 0,4$ $\alpha = 0,8$	0.25 0.5	0.1 0.2	0.05 0.1	0.025 0.05	0.01 0.02	0.005 0.01	0.0025 0.005	0.001 0.002	0.0005 0.001
1	0.325	1.000	3.078	6.314	12.706	31.821	63.657	127.32	318.31	636.62
2	.289	0.816	1.886	2.920	4.303	6.965	9.925	14.089	22.327	31.598
3	.277	.765	1.638	2.353	3.182	4.541	5.841	7.453	10.214	12.924
4	.271	.741	1.533	2.132	2.776	3.747	4.604	5.598	7.173	8.610
5	0.267	0.727	1.476	2.015	2.571	3.365	4.032	4.773	5.893	6.869
6	.265	.718	1.440	1.943	2.447	3.143	3.707	4.317	5.208	5.959
7	.263	.711	1.145	1.895	2.365	2.998	3.499	4.029	4.785	5.408
8	.262	.706	1.397	1.860	2.306	2.896	3.355	3.833	4.501	5.041
9	.261	.703	1.383	1.833	2.262	2.821	3.250	3.690	4.297	4.781
10	0.260	0.700	1.372	1.812	2.228	2.764	3.169	3.581	4.144	4.587
11	.260	.697	1.363	1.796	2.201	2.718	3.106	3.497	4.025	4.437
12	.259	.695	1.356	1.782	2.179	2.681	3.055	3.428	3.930	4.318
13	.259	.694	1.350	1.771	2.160	2.650	3.012	3.372	3.582	4.221
14	.258	.692	1.345	1.761	2.145	2.624	2.977	3.326	3.787	4.140
15	0.258	0.691	1.341	1.753	2.131	2.602	2.947	3.286	3.733	4.037
16	.258	.690	1.337	1.746	2.120	2.583	2.921	3.252	3.686	4.015
17	.257	.689	1.333	1.740	2.110	2.567	2.898	3.222	3.646	3.965
18	.257	.688	1.330	1.734	2.101	2.552	2.878	3.197	3.610	3.922
19	.257	.688	1.328	1.729	2.093	2.539	2.861	3.174	3.579	3.883
20	0.257	0.687	1.325	1.725	2.086	2.528	2.845	3.153	3.552	3.850
21	.257	.686	1.323	1.721	2.080	2.518	2.831	3.135	3.527	3.819
22	.256	.686	1.321	1.717	2.074	2.508	2.819	3.119	3.505	3.792
23	.256	.685	1.319	1.714	2.069	2.500	2.807	3.104	3.485	3.767
24	.256	.685	1.318	1.711	2.064	2.492	2.797	3.091	3.467	3.745
25	0.256	0.684	1.316	1.708	2.060	2.485	2.787	3.078	3.450	3.725
26	.256	.684	1.315	1.706	2.056	2.479	2.779	3.067	3.435	3.707
27	.256	.684	1.314	1.703	2.052	2.473	2.771	3.057	3.421	3.690
28	.256	.683	1.313	1.701	2.048	2.467	2.763	3.047	3.408	3.674
29	.256	.683	1.311	1.699	2.045	2.462	2.756	3.038	3.396	3.659
30	0.256	0.683	1.310	1.697	2.042	2.457	2.750	3.030	3.385	3.646
40	.255	.681	1.303	1.684	2.021	2.423	2.704	2.971	3.307	3.551
60	.254	.679	1.296	1.671	2.000	2.390	2.660	2.915	3.232	3.460
120	.254	.677	1.289	1.658	1.980	2.358	2.617	2.860	3.160	3.373
∞	.253	.674	1.282	1.645	1.960	2.326	2.576	2.807	3.090	3.291

Phụ lục

PHỤ LỤC 3

HÀM PHÂN PHỐI χ^2

Giá trị của $\chi^2 \equiv \chi^2_{(n,\alpha)}$ với $\alpha = 1 - F_{\chi^2} = 2^{-n/2} \frac{1}{\Gamma(\frac{n}{2})} \int_{\chi^2}^{\infty} e^{-x/2} x^{(n/2)-1} dx$

$\alpha \backslash n$	0.995	0.990	0.975	0.950	0.900	0.750	0.500
1	392704.10 ⁻¹⁰	157088.10 ⁻⁹	982069.10 ⁻⁹	393214.10 ⁻⁸	0.0157908	0.0105308	0.454936
2	0.0100251	0.0201007	0.0506356	0.102587	0.210721	0.575364	1.38629
3	0.0717218	0.114832	0.215792	0.351846	0.584374	1.212534	2.36597
4	0.206989	0.297109	0.484419	0.710723	1.063623	1.92256	3.35669
5	0.411742	0.554298	0.831212	1.145476	1.61031	2.67460	4.35146
6	0.675727	0.872090	1.23734	1.63538	2.20413	3.45460	5.34812
7	0.989256	1.239043	1.68987	2.16735	2.83311	4.25485	6.34581
8	1.34441	1.64650	2.17973	2.73264	3.48954	5.07064	7.34412
9	1.73493	2.08790	2.70039	3.32511	4.16816	5.89883	8.34283
10	2.15586	2.55821	3.24697	3.94030	4.86518	6.73720	9.34182
11	2.60322	3.05348	3.81575	4.57481	5.57778	7.58414	10.3410
12	3.07382	3.57057	4.40379	5.22603	6.30380	8.43842	11.3403
13	3.56503	4.10692	5.00875	5.89186	7.04150	9.29907	12.3398
14	4.07467	4.66043	5.62873	6.57063	7.78953	10.1653	13.3393
15	4.60092	5.22935	6.26214	7.26094	8.54676	11.0365	14.3389
16	5.14221	5.81221	6.09766	7.96165	9.31224	11.9122	15.3385
17	5.69722	6.40776	7.56419	8.67176	10.0852	12.7919	16.3382
18	6.26480	7.01491	8.23075	9.39046	10.8649	13.6753	17.3379
19	6.84397	7.63273	8.90652	10.1170	11.6509	14.5620	18.3377
20	7.43384	8.26040	9.59078	10.8508	12.4426	15.4518	19.3374
21	8.03365	8.89720	10.28293	11.5913	13.2396	16.3444	20.3372
22	8.64272	9.54249	10.9823	12.3380	14.0415	17.2396	21.3370
23	9.26043	10.19567	11.6886	13.0905	14.8480	18.1373	22.3369
24	9.88623	10.8564	12.4012	13.8484	15.6587	19.0373	23.3367
25	10.5197	11.5240	13.1197	14.6114	16.4734	19.9393	24.3366
26	11.1602	12.1981	13.8439	15.3792	17.2919	20.8434	25.3365
27	11.8076	12.8785	14.5734	16.1514	18.1139	21.7494	26.3363
28	12.4613	13.5647	15.3079	16.9279	18.9392	22.6572	27.3362
29	13.1211	14.2565	16.0471	17.7084	19.7677	23.5666	28.3361
30	13.7867	14.9535	16.7908	18.4927	20.5992	24.4776	29.3360
40	20.7065	22.1643	24.4330	26.5093	29.0505	33.6603	39.3353
50	27.9907	29.7067	32.3574	34.7643	37.6886	42.9421	49.3349
60	35.5345	37.4849	40.4817	43.1880	46.4589	52.2938	59.3347
70	43.2752	45.4417	48.7576	51.7393	55.3289	61.6983	69.3345
80	51.1719	53.5401	57.1532	60.3915	64.2778	71.1445	79.3343
90	59.1963	61.7541	65.6466	69.1260	73.2911	80.6247	89.3342
100	67.3276	70.0649	74.2219	77.9219	82.3581	90.1332	99.3341

Phụ lục

α n	0.250	0.100	0.050	0.025	0.010	0.005	0.001
1	1.32330	2.70554	3.84146	5.02389	6.63490	7.87944	10.828
2	2.77259	4.60517	5.99146	7.37776	9.21034	10.5966	13.816
3	4.10834	6.25139	7.81473	9.34840	11.3449	12.8382	16.266
4	5.38527	7.77944	9.48773	11.1433	13.2767	14.8603	18.467
5	6.62568	9.23636	11.0705	12.8325	15.0863	16.7496	20.515
6	7.84080	10.6446	12.5916	14.4494	16.8119	18.5476	22.458
7	9.03715	12.0170	14.0671	16.0128	18.4753	20.2777	24.322
8	10.2189	13.3616	15.5073	17.5345	20.0902	21.9550	26.0125
9	11.3888	14.6837	16.9190	19.0228	21.06660	23.5894	27.877
10	12.5489	15.9872	18.3070	20.4832	23.2093	25.1882	29.588
11	13.7007	17.2750	19.6751	21.9200	24.7250	26.7568	31.264
12	14.8454	18.5493	21.0261	23.3367	26.2170	28.2995	32.909
13	15.9839	19.8119	22.3620	24.7356	27.6882	29.8195	34.528
14	17.1169	21.0641	23.6848	26.1189	29.1412	31.3194	36.123
15	18.2451	22.3071	24.9958	27.4884	30.5779	32.8013	37.697
16	19.3689	23.5418	26.2962	28.8454	31.9999	34.2672	39.252
17	20.4887	24.7690	27.5871	30.1910	33.4087	35.7185	40.790
18	21.6049	25.9894	28.8693	31.5264	34.8053	37.1565	42.312
19	22.7178	27.2036	30.1435	32.8523	36.1909	38.5823	43.820
20	23.8277	28.4120	31.4104	34.1696	37.5662	39.9968	45.315
21	24.9348	29.6151	32.6706	35.4789	38.9322	41.4011	46.797
22	26.0393	30.8133	33.9244	36.7807	40.2894	42.7957	48.268
23	27.1413	32.0069	35.1725	38.0756	41.6384	44.1813	49.728
24	28.2412	33.1962	36.4150	39.3641	42.9798	45.5585	51.179
25	29.3389	34.3816	37.6525	40.6465	44.3141	46.9279	52.618
26	30.4346	35.5632	38.8851	41.9232	45.6417	48.2899	54.052
27	31.5284	36.7412	40.1133	43.1945	46.9629	49.6449	55.476
28	32.6205	37.9159	41.3371	44.4608	48.2782	50.9934	56.892
29	33.7109	39.0875	42.5570	45.7223	49.5879	52.3356	58.301
30	34.7997	40.2560	43.7730	46.9792	50.8922	53.6720	59.703
40	45.6160	51.8051	55.7585	59.3417	63.6907	66.7660	73.402
50	56.3336	63.1671	67.5048	71.4202	76.1539	79.4900	86.661
60	66.9815	74.3970	79.0819	83.2977	88.3794	91.9517	99.607
70	77.5767	85.5270	90.5312	95.0232	100.215	104.215	112.317
80	88.1303	96.5782	101.879	106.629	112.329	116.321	124.839
90	98.6499	107.565	113.145	118.136	124.116	128.299	137.208
100	109.141	118.498	124.342	129.561	135.807	140.169	149.449

TS. NGUYỄN HỮU LỘC

THIẾT KẾ VÀ PHÂN TÍCH HỆ THỐNG CƠ KHÍ THEO ĐỘ TIN CẬY

Chịu trách nhiệm xuất bản	: GS. TS. Tô Đăng Hải
Biên tập	: Trịnh Quang Trung
Sửa bản in	: Đoàn Thanh Điền
Trình bày	: Hữu Lộc
Bìa	: Ngọc Minh Design

NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT
70 Trần Hưng Đạo, Hà Nội

CHI NHÁNH NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC KỸ THUẬT
28, Đồng Khởi, Quận 1, TP Hồ Chí Minh.
ĐT: 8225062 - 8296628

6C5
72 – 2005 / CXB
78 – 39 / KHKT

In 1000 cuốn, khổ 16x24 cm tại: Công ty Xuất nhập khẩu ngành in TP Hồ Chí Minh.

Số giấy phép: 72-2005/CXB cấp ngày: 7/11/2005.

In xong và nộp lưu chiểu: tháng 01/2006.

Tác giả sách “Thiết kế và phân tích hệ thống cơ khí theo độ tin cậy”, TS. Nguyễn Hữu Lộc, đang công tác tại bộ môn Thiết Kế máy, Trường Đại học Bách khoa TP Hồ Chí Minh.

Nội dung sách trình bày về một trong những vấn đề cơ bản của phương pháp thiết kế xác suất là thiết kế trên cơ sở độ tin cậy. Phương pháp này xét đến đặc tính ngẫu nhiên các đại lượng thiết kế với mục đích nâng cao độ tin cậy, an toàn và chất lượng cho sản phẩm.

Sách bao gồm 12 chương:

Chương 1 Tổng quan

Chương 2 Hàm phân bố các đại lượng ngẫu nhiên

Chương 3 Các đại lượng ngẫu nhiên trong thiết kế

Chương 4 Hàm số của các đại lượng ngẫu nhiên

Chương 5 Phân tích và thiết kế theo độ tin cậy

bằng các phương pháp xấp xỉ

Chương 6 Phân tích theo độ tin cậy bằng phương pháp

mô phỏng và bề mặt đáp ứng

Chương 7 Thiết kế và phân tích kết cấu theo độ tin cậy

Chương 8 Cơ sở phân tích và thiết kế chi tiết máy

theo độ tin cậy

Chương 9 Phân tích máy thành hệ thống

Chương 10 Phân tích và phân phối độ tin cậy hệ thống

Chương 11 Thiết kế tối ưu theo độ tin cậy

Chương 12 Chương trình tính toán thiết kế và phân

tích hệ thống cơ khí theo độ tin cậy (Radme)

Sách phục vụ cho công tác đào tạo và nghiên cứu cho sinh viên các ngành kỹ thuật, học viên cao học, cán bộ giảng dạy và nghiên cứu.

Giá: 35.000 đồng

