Tạp chí CƠ HỌC T.V, 1983 Số 1 (trang 30 – 32)

SỨC BỀN MỎI CỦA TRỤC CÓ LỖ NGANG CHỊU UỐN VÀ XOẮN

NGUYỄN TRỌNG HIỆP

§1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Đối với các trục có góc lượn hoặc rãnh vòng chịu mômen uốn và xoắn phối hợp, trên cơ sở của phương trình đồng dạng của sự hỏng vì mỏi ta có thể xác định ứng suất tương đương σ_{td} (dưới tác dụng của ứng suất này trong trạng thái uốn đơn thuần xác suất hỏng của trục cũng bằng xác suất hỏng khi trục chịu uốn và xoắn phối hợp) theo công thức [3]

$$\sigma_{td} = \left(\sigma_{max}^{\omega_\sigma} + \lambda \tau_{max}^{\omega_\tau}\right)^{1/\omega_\sigma}, \tag{1}$$

trong đó $\sigma_{max} = \alpha_\sigma \sigma$, $\tau_{max} = \alpha_\tau \tau$ – các ứng suất pháp và tiếp lớn nhất; α_σ, α_τ – các hệ số tập trung ứng suất pháp và tiếp lý thuyết; σ, τ – các ứng suất pháp và tiếp danh nghĩa ở chu vi mặt cắt nguy hiểm của trục; ω_σ, ω_τ – các số mũ; λ – hệ số. Hệ số λ có thể định theo công thức

$$\lambda = \sigma_{-1}^{\omega_\sigma} / \tau_{-1}^{\omega_\tau},$$

trong đó σ_{-1}, τ_{-1} – các giới hạn mỏi uốn và xoắn của mẫu chuẩn.

Tuy nhiên, đối với trục có lỗ ngang không thể áp dụng kết quả trên đây vì vùng có ứng suất lớn nhất do xoắn không trùng với vùng có ứng suất uốn lớn nhất. Dưới đây trình bày cách đánh giá sức bền mỏi của trục có lỗ ngang chịu uốn và xoắn phối hợp.

§2. ĐÁNH GIÁ SỨC BỀN MỎI CỦA TRỤC CÓ LỖ NGANG

Khi xoắn các trục có lỗ ngang sự hỏng vì mỏi phát sinh ở các điểm trên mép lỗ tại vùng có ứng suất pháp tiếp tuyến (ứng suất có phương song song với tiếp tuyến của chu tuyến lỗ tại các điểm tương ứng) lớn nhất [1, 2]. Phân bố ứng suất pháp tiếp tuyến theo chu tuyến lỗ có thể biểu thị theo hệ thức [2]

$$\theta_{\sigma\tau} = \sin 2\psi,$$

trong đó $\theta_{\sigma\tau}$ – hệ số, đặc trưng cho cường độ tương đối của ứng suất trên chu tuyến lỗ ngang khi xoắn, ψ – góc tâm, xác định vị trí của các điểm trên chu tuyến lỗ, được tính từ mặt phẳng đối xứng dọc của trục. Ứng suất pháp tiếp tuyến lớn nhất σ_x do xoắn được tính theo công thức

$$\sigma_x = \alpha_{\sigma\tau} \tau,$$

trong đó $\alpha_{\sigma\tau}$ – hệ số tập trung ứng suất khi xoắn, qui ước bằng tỷ số giữa ứng suất pháp lớn nhất trên chu tuyến lỗ với ứng suất tiếp danh nghĩa τ trên mép lỗ tại tiết diện yếu nhất của trục.

Khi trục bị uốn phân bố các ứng suất pháp tiếp tuyến tại chu tuyến lỗ được biểu thị bởi hệ thức [2]

$$\theta_\sigma = \frac{1}{3}(1 - 2\cos\psi)$$

Đối với góc phần tư thứ nhất ứng suất lớn nhất ứng với góc $\Psi = 90°$ khi uốn và $\psi \approx 45°$ khi xoắn.

Vì trạng thái ứng suất tại mép lỗ gần như tuyến tính cho nên ứng suất tổng lớn nhất với giả thiết là phân bố đàn hồi có thể xác định theo biểu thức [2]

$$\sigma^{\Sigma}_{max} = (\alpha_\sigma \theta_\sigma \sigma + \alpha_{\sigma\tau}\theta_{\sigma\tau}\tau)_{max} \tag{2}$$

Góc $\psi = \psi_M$ ứng với điểm có ứng suất lớn nhất trên mép lỗ tìm được theo công thức

$$\mathrm{tg}2\psi_M = -\frac{3}{2}\frac{\alpha_{\sigma\tau}\tau}{\alpha_\sigma \sigma} \tag{3}$$

Theo lý thuyết đồng dạng của sự hỏng vì mỏi đối với trục có lỗ ngang chịu uốn và xoắn phối hợp xác suất hỏng phụ thuộc vào ứng suất tổng lớn nhất σ^{Σ}_{max}. Vậy có thể lấy ứng suất này làm ứng suất tương đương $\sigma_{tđ}$, nghia là

$$\sigma_{tđ} = \sigma^{\Sigma}_{max}$$

hoặc xét đến hệ thức (3) ta có

$$\sigma_{tđ} = \frac{\sigma\alpha_\sigma}{3}(1 - \cos 2\Psi_M) + \tau\alpha_{\sigma\tau}\sin 2\psi_M \tag{4}$$

Vận dụng các hệ thức.

$$\cos 2\psi_M = \pm 1/\sqrt{1 + \mathrm{tg}^2 2\psi_M}\ ;\ \sin 2\psi_M = \pm\, \mathrm{tg}2\psi_M/\sqrt{1 + \mathrm{tg}^2 2\psi_M}$$

và chú ý rằng $90° \leqslant 2\Psi_M \leqslant 180°$ ta có

$$\sigma_{tđ} = \frac{\sigma\alpha_\sigma}{3}\left(1 + \frac{2\sigma\alpha_\sigma}{\sqrt{\sigma^2\alpha_\sigma^2 + (9/4)\tau^2\alpha^2_{\sigma\tau}}}\right) + \frac{3}{2}\,\frac{\tau^2\alpha^2_{\sigma\tau}}{\sqrt{\sigma^2\alpha^2_\sigma + (9/4)\tau^2\alpha^2_{\sigma\tau}}}\ . \tag{5}$$

Để kiểm tra phương pháp tính toán trên đây đã tiến hành so sánh kết quả tính ứng suất tương đương theo công thức (5) với các số liệu thí nghiệm trục thép Cơ-rôm-niken Э16 đường kính 10mm có lỗ ngang đường kính 2mm [5]. Các hệ số tập trung ứng suất lý thuyết $\alpha_\sigma = 2,1$ và $\alpha_{\sigma\tau} = 3,2$ tìm được theo các biểu đồ cho trong tài liệu [4]. Các kết quả cho trong bảng. Ở cột cuối của bảng ghi các sai lệch tương đối δ giữa ứng suất tương đương với ứng suất pháp giới hạn lớn nhất khi uốn đơn thuần. Các số liệu so sánh chứng tỏ có thể dùng công thức trên đây để tính ứng suất tương đương của trục có lỗ ngang chịu tác dụng uốn và xoắn phối hợp. Sở dĩ trong một vài trường hợp trị số $\sigma_{tđ}$ có thấp có thể là vì trên thực tế ứng suất cực đại sinh ra tại các điểm nằm hơi lùi sâu xuống phía

σ N/mm²	τ N/mm²	$\sigma_{tđ}$ N/mm²	δ %
0	228	730	2,2
84	163	593	−16,9
162	142	621	−13,0
253	105	665	− 6,9
340	0	714	0

dưới mép lỗ. Các ứng suất này hơi lớn hơn ứng suất lớn nhất ở mép lỗ mà ta dùng để tính toán (có thể lớn hơn 5 ÷ 7% khi uốn và 20 ÷ 25% khi xoắn) [2]. Việc xác định các ứng suất này khá phức tạp, và lại ta cũng thấy rõ qua các số liệu trong bảng, ảnh hưởng của chúng đến độ chính xác tính toán theo công thức (5) không lớn.

§3. KẾT LUẬN

1. Đối với các trục có lỗ ngang chịu uốn và xoắn phối hợp các vùng có ứng suất lớn nhất do uốn và do xoắn không trùng nhau do đó không thể áp dụng công thức tính ứng suất tương đương như đối với trục có góc lượn hoặc có rãnh vòng.

2. Đối với trục có lỗ ngang có thể định ứng suất tương đương bằng ứng suất pháp tổng lớn nhất do uốn và xoắn gây nên theo công thức (5). Từ đó có thể tính toán khả năng chịu tải của trục có lỗ theo phương trình đồng dạng như các trường hợp khác.

Địa chỉ
Đại học Bách khoa Hà Nội

Nhận ngày 3/4/1982

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. КОГАЕВ В. П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. Машиностроение, М., 1977.
2. ЛЕЙКИН А. С. Напряженность и выносливость деталей сложной конфигурации. Машиностроение, М., 1968.
3. НГУЕН ЧОНГ ГИЕП. Закономерности подобия усталостного разрушения и оценка несущей способности деталей машин. Докторская диссертация. Харьков, 1981.
4. ПЕТЕРСОН Р. Коэффициенты концентрации напряжений. Мир, М., 1977.
5. УЖИК Г. В. Прочность металлов и влияние концентрации напряжений при изгибе и кручении в условиях симметричных циклов переменных нагрузок. Вестник машиностроения, № 7, 1951.

РЕЗЮМЕ

СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ ВАЛОВ С ПОПЕРЕЧНЫМ ОТВЕРСТИЕМ ПРИ НАГРУЖЕНИИ ИЗГИБОМ И КРУЧЕНИЕМ

Для валов с поперечным отверстием зоны максимальной напряженности от изгиба и кручения не совпадаются. Предложена формула для определения эквивалентного напряжения в этом случае. Предлагаемое решение позволяет проводить расчеты несущей способности валов с поперечным отверстием по уравнению подобия как обычно.