

疲勞強度를 基準으로 하는 設計

朴 載 春

<京畿工業專門大學 教授>

1. 緒 論

時代의 흐름은 계속 各分野에 發展을 가져오게 하고 또 發展을 要求하고 있으며 設計分野에서도 꾸준히 發展의 要求가 高調되고 있다.

材料의 物性科學의인 微視的 疲勞破壞의 研究와 破壞力學의인 破壞學動的 豫測은 많이 發展되어 있는 現社會이지만 實際의 疲勞設計分野에서는 一般化 普及이 未及한 實情이며 우리가 흔히 말하는 最適設計, 安全設計, 및 經濟的 設計를 위하여서는 疲勞強度를 基準으로 하는 設計의 開發이 잘 이루어져야 할 것으로 생각된다.

1. 疲勞와 設計

機械의 強度設計에서 大部分의 경우, 部材의 靜的強度(降伏點 및 引張強度)를 基準으로 하여, 安全率을 保守的인 慣習에 의하여 크게 두고 計算하고 있으나, 이것은 部材의 正確한 形狀狀態와 實際의 使用狀態 및 荷重條件 등이 調和 있게 考慮되지 않았으므로 適應에 있어서 不合理한 點이 많고 安全性 信賴性이 빈약할 뿐 아니라 不經濟的인 設計方法이 되기도 한다.

機械構造體는 構成部品 사이에 相互 相關運動을 일으키고 바라는 機械的인 일을 遂行하게 되므로 運動하는 機械要素가 破壞될 때는 疲勞에 起

인하는 수가 많고, 이것은 材料의 耐久限度(疲勞限度) 이상의 反復應力이 機械要素의 어느 點(斷面)에 作用하기 때문이다.

이때 微視的 균열이 斷面に 발생하고 動荷重의 反復으로 균열은 서서히 擴大되다가 荷重을 지지하는 斷面積이 不足하게 되면 突然히 脆性破壞를 일으키고 永久變形은 나타나지 않는다.

이러한 疲勞에 起因한 危險한 脆性破壞는 機械뿐만 아니라, 大型構造物이나 壓力容器에도 일어나고 大型事故를 종종 일으키게 되므로 安全性의 確保와 疲勞破壞 防止를 위해서는 疲勞強度를 基準으로 하는 設計法이 合理的이고 또 이 방법은 發達되어야 할 것이다.

2. 高사이클 疲勞와 低사이클 疲勞設計의 必要性

機械設計에서 材料가 비교적 큰 永久變形을 일으키고 破壞하는 延性破壞(미끄럼破壞)에 대해서는 永久變形을 制限하며 彈性破損의 應力條件式을 사용하여 應力을 計算하지만 材料가 反復的 荷重을 받을 때는 위험한 脆性破壞(分離破壞)를 일으키게 되므로 疲勞強度를 基準으로 하는 設計를 위하여 實驗的資料가 必要하게 된다.

材料의 疲勞限度는 一般的으로 平滑한 標準試片에 應力振幅을 10^7 회~ 10^8 회 加하여 永久히 疲勞破壞를 일으키지 않을 限界應力振幅을 測定해

낸 것이고 이것을 高사이클 疲勞限度라 하지만, 이것을 設計에서 材料의 標準強度로 採擇할 때는 反復應力을 苛酷한 條件으로 받는 機械部品이나, 半永久的으로 破壞되지않는 安全性 確保의 目的이 있는것에 限하여 考慮되어야 할 것이며, 모든 機械部品을 特히 構造物을 永久的의 非破壞로 設計할 必要는 없다고 본다.

反復되는 動的荷重을 받는 많은 部分이라도 適合한 必要壽命만 滿足시킬수 있도록 設計하는 것이 合理的이며 經濟的이다. 여기에 우리는 또한 低사이클 疲勞를 基準으로 하는 設計의 開發이 必要하게 된다.

機械는 設計된 壽命을 넘어서면 破壞되어도 좋은 것이고 따라서, 部品에 따라서는 一定期間 使用후에는 強度上 安全과 機能을 위하여 新部品으로 交替되도록 設計되는 수가 많다.

이러한 設計는 全體構成의 調和와 均衡上 不可避하며 低사이클 疲勞에 의한 設計로 材料의 節約과 最適設計에의 接近을 期待할수 있을 것이다.

機械에 反復되는 注目할만한 荷重振幅이나 應力振幅의 反復回數(壽命回數)가 數拾回에서 5萬回以下로 되는 경우는 低사이클 疲勞強度를 基準으로 하는 設計로 必要壽命을 充足시키고 한편 材料의 輕量化로 動的剛性의 向上과 經濟性을 圖謀하여야 할 것이다.

이와같이 合理的인 設計, 最適設計로의 接近을 위하여서는 高사이클 疲勞試驗, 低사이클 疲勞試驗, 部品疲勞試驗, 相似疲勞試驗, 치수效果試驗등을 통한 適當한 設計資料를 얻도록 하여야 할 것이다.

3. 疲勞設計의 方向

機械는 動的構造物의 性格을 가지고 있으며 單一動的 應力뿐만 아니라 2方向이상의 動的應力이 同一部品에 發生하고 있는 경우도 많으므로 疲勞設計에서는 2가지의 反復性 動的應力(굽힘應力振幅과 비틀림應力振幅 및 引張[壓縮]應力振幅과 비틀림應力振幅등)에 대한 組合疲勞強度를 基準으로 하는 設計도 進行되어야 할 것이다.

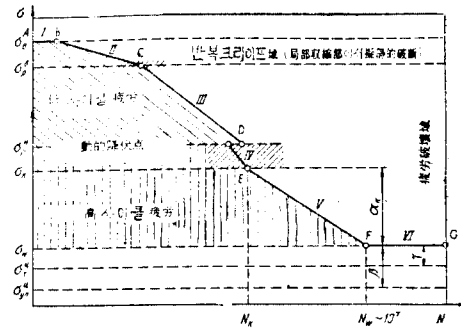
實際에 잘 符合하는 合理的 設計를 위하여 여러가지 疲勞影響係數중에서 노치係數와 動的應力集中係數 및 치수 效果係數가 正確하게 反映되어야 하며, 疲勞設計에 대한 安全率이 合理的의 根據에 의하여 定해져야 할 것이다.

2. 低사이클 疲勞強度와 設計方向

1. 疲勞強度에 관한 實驗的 資料와 그 特徵

合理的인 設計를 위해서는 可能한 限 實際使用 狀態에 가까운 條件下에서 疲勞強度를 實驗하고 그 實驗結果를 設計資料로서 採擇하는것이 바람직하다.

現在까지 各 材料의 標準試片(φ5~10 mm)에 대한 疲勞試驗 데이터는 S-N 曲線과 疲勞限度線圖(耐久線圖)로서 많이 發表되어 있으나 最適設計를 위해서는 降伏點以上의 應力 또는 큰 變形率의 變化와 작은 反復回數로도 疲勞破壞를 할 수 있는 材料의 舉動을 알 필요가 있다.



σ_B : 引張強度, σ_{D1} : 上部不連續應力(第1種不連續), σ_{D2} : 下部不連續應力(第2種不連續), σ_K : 臨界應力(第3種不連續), σ_w : 疲勞限, σ_γ : 반복降伏點, σ_e : 반복彈性限, N_K : 臨界반복數, α, β, γ : 定數.

그림 1. 完全疲勞曲線

高應力·低回數疲勞의 低사이클 疲勞에서부터 低應力·高回數疲勞의 高사이클 疲勞까지 實驗하면 그림 1과 같이 完全疲勞曲線을 얻을 수 있고 低사이클 疲勞域과 高사이클 疲勞域 사이에는 疲勞破壞의 遷移領域이 存在하고 疲勞曲線은 不連續의임을 알 수 있다. 低사이클 疲勞域은 動的降伏點 (σ_γ), 또는 臨界應力(σ_K)이상의 高應力

解 說

振幅 및 臨界反復回數($N_k : 10^4 \sim 10^5$ 回)이하의 범위에 해당하며, 高사이클 疲勞域은 臨界應力以下の 低應力振幅과 臨界反復回數(10^4 回)以上の 범위에 屬하며 反復降伏點(σ_f) 및 反復彈性限界(σ_e)는 靜的強度때보다 낮고 兩振疲勞限度以下이다.

2. 低사이클 疲勞試驗과 그 特性

低사이클 疲勞域에서 擬靜的破斷部(I)는 試片이 數拾~百사이클 정도의 應力反復으로 破壞되며(첫사이클의 負荷로 破壞되지 않으면 材料硬化때문에 반복됨), 2段階로 反復크리이프部分(II)에서는 塑性變形率의 蓄積이 反復回數와 더불어 연속적으로 增加하며 破壞때는 局部的 收縮形成이 따른다.

耐用期間중의 必要應力反復數가 $10^2 \sim 10^5$ 回程度의 機械部分은 (III)의 低사이클 疲勞域에서 設計되어야 한다. 이 領域은 巨視的 反復塑性變形率을 同伴하는 疲勞破壞領域(III)이며 이곳에서는 一定的 反復回數 후에 履歷曲線(hysteresis loop)이 닫히고 破壞前에 龜裂이 形成된다,

이 疲勞破壞에는 反復應力이 降伏點 또는 耐力을 초과하는 高應力의 作用으로 比較的 큰 塑性變形率이 蓄積될지 모르나 一定한 可逆的 塑性變形率幅과 反復回數의 關係(定變形率形 疲勞)가 重要하다.

實驗의 低사이클 破壞過程의 應力-變形率 履歷曲線의 模型을 表示하면 그림 2와 같다. 그림 2(a)는 定變形率幅의 反復에 의한 것이고 그림 2(b)는 應力振幅의 反復에 의한 것이다.

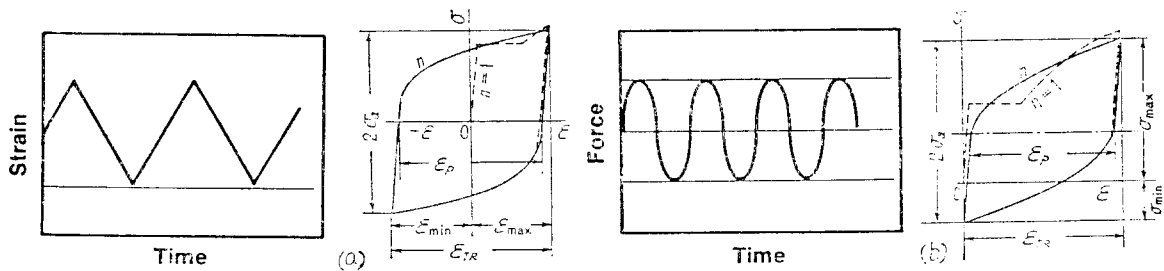


그림 2. 應力-變形率의 履歷曲線

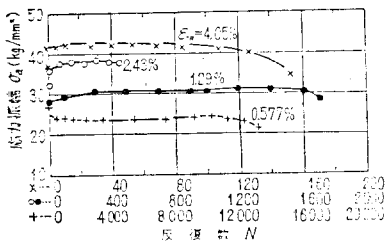


그림 3. 兩振引張壓縮歪曲疲勞 시험에서의 應力振幅의 變化(軟鋼 $R = -1$)

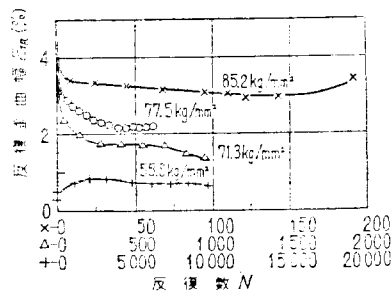


그림 4. 兩振引張壓縮荷重疲勞 시험에서의 歪曲幅의 變化(軟鋼 $R = -1$)

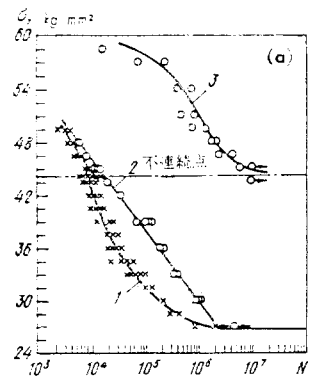


그림 5. 疲勞曲線 炭素鋼EN₃B₃試片
1: 初期狀態(定荷重試驗)
2: 初期狀態(定變形率試驗)
3: 表面層浸炭試片(定荷重試驗)

그림 3 및 4는 各各 軟鋼에 對한 定變形率幅形, 定荷重形 試驗의 데이터의 例이다.

그림 5는 炭素鋼에 對하여 反復回數 $10^3 \sim 10^7$ 범위내로 定荷重形 疲勞試驗과 定變形率幅 疲勞試驗

驗한 것을 疲勞曲線으로 表示한 것이며 담금진 鋼 또는 時効硬化의 材料를 定荷重試驗할 때는 降伏應力부근에서 曲線에 不連續點이 나타나고 定變形率幅試驗에서는 直線性向을 나타낸다.

一般的으로 荷重 또는 變形率을 받아서 硬化하는 材料는 低사이클 疲勞破壞部分(Ⅲ)이 存在하고, 軟化하는 材料는 彈性域에서 高사이클 疲勞破壞特性을 나타낸다.

3. 低사이클 疲勞強度를 基準으로하는 設計 方向

低사이클 疲勞에서 加하는 塑性變形率幅(ϵ_p)와 破壞까지의 反復回數 N 사이에는 實驗式으로서 다음과 같은 關係가 成立한다고 報告되어 있다.^{1),2)}

$$\epsilon_p \cdot N^\alpha = C$$

$$C = \epsilon_f / 2 = \frac{1}{2} \log_e \frac{100}{100 - \varphi} \quad (1)$$

α : 常數(延料材料때 $\alpha \approx 1/2$), φ : 收縮率(%)
 ϵ_f : 引張試驗時의 破斷늘음율($N=1/4$ 에 對應하는 塑性變形率幅으로 생각).

그러나 破壞反復回數 N 는 一般的으로 ϵ_p 보다 全變形率幅 ϵ_T 로 나타나게 되며 다음과 같다.

$$N = (\epsilon_f / 2 \cdot \epsilon_T)^2 \quad (2)$$

Manson³⁾은 주어진 材料의 性質(σ_B, E, ϵ_f)에 대하여 N 및 ϵ_T 의 關係를 다음과 같이 나타내어 設計에 指針을 주고있다.

$$\epsilon_T = 3.5 \frac{\sigma_B}{E} N^{-0.12} + \epsilon_f^{0.6} \cdot N^{-0.6} \quad (3)$$

Langer⁴⁾는 疲勞強度인 것보기 反復應力振幅 σ_a 와 破壞까지의 反復回數 N 와의 關係式을 다음과 같이 提案하였다.

$$\sigma_a = \frac{E \cdot \epsilon_f}{4 \sqrt{N}} + \sigma_w = \frac{E}{3 \sqrt{N}} \log_e \frac{100}{100 - \varphi} + \sigma_w \quad (4)$$

$$\sigma_a = E \cdot \epsilon_T / 2,$$

σ_w : 引張壓縮疲勞限度

Austenite系 스테인레스鋼에 대하여 式(4) 및 式(3)을 適用한 疲勞曲線은 그림 6과 같다. 그림에서 (a)曲線은 式(4)에 $\varphi=72.6\%$, $\sigma_w=43,500 \text{ psi}$ 를 사용했을 때이고, (b)曲線은 式(3)에

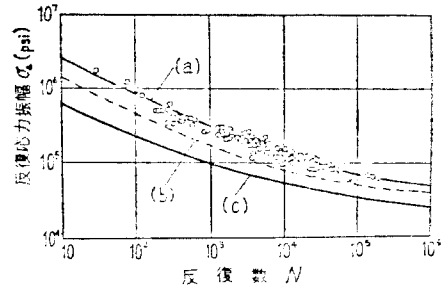


그림 6. 오오스티나이트스테인레스鋼의 疲勞曲線

材料의 下限值 $\varphi=50\%$, $\sigma_w = \sigma_B / 2 = 37,500 \text{ psi}$ 를 사용한 것이며 φ 및 σ_w 를 安全側의 값을 사용하던 式(3)은 充分히 安全한 設計式이 된다고 한다. 實際의 設計에서는 치수效果, 霧圍氣의 影響, 表面粗度效果, 材質의 偏差등의 影響에 의하여 疲勞強度가 低下하기 때문에 (a)曲線을 基準으로 하는 σ_a 에 대하여 安全率 $s_1=2$, 壽命 N 에 대하여 $s_2=20$ 으로 나눈값으로 曲線(c)를 그리고 이것을 設計曲線으로 使用할 것이 提案되고 있다. 그리고 荷重의 反復速度가 增加하면 破斷까지의 全反復回數가 15%以下에서 減少하는 것이 알려져 있으며, 또 노치 係數는 高사이클 疲勞때의 것보다 작은 값이 되고 $N=10^2 \sim 10^3$ 부근에서 $\beta \approx 1$ 이 된다.

이상과 같이 實驗資料와 式(3), (4)의 利用으로 壓力容器, 터빈圓板의 發停問題, 鐵橋등과 같이 低사이클域의 疲勞에 該當하는 機械類를 設計할 수 있다.

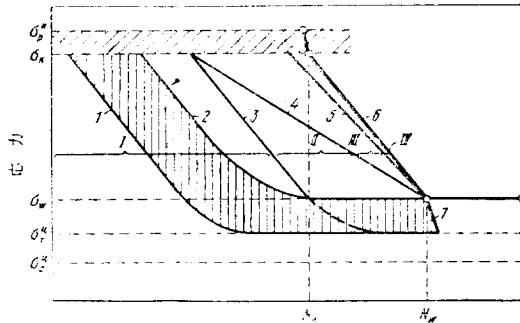
3. 高사이클 疲勞強度와 設計

1. 高사이클 疲勞域과 疲勞限度線圖 및 使用應力限界線

高사이클 疲勞域은 그림 7과 같이 動的降伏點 σ_H^d 또는 臨界應力 σ_K (일반적으로 σ_H^d 와 σ_K 는 一致함)에서부터 疲勞限度 σ_w 까지의 應力振幅範圍를 말하며, 이 범위에서의 疲勞破壞는 5段階의 過程을 거쳐서 疲勞曲線이 나오게 된다.(즉, 巨視的 降伏開始, 巨視的 降伏終了, 超微視的 龜裂形

解 說

成開始, 微視的龜裂形成開始, 最終破壞開始의 5 단계).



1: 巨視的降伏開始線, 2: 巨視的降伏終了線, 3: 超微視龜裂形成開始線, 4: 微視龜裂形成開始線(후렌치曲線), 5: 最終破壞開始線, 6: 疲勞曲線, $\sigma_{\frac{m}{2}}$: 下部不連續應力, σ_k : 疲勞臨界應力, σ_{VT} : 반복降伏點, σ_w : 반복彈性限, N_k : 臨界 반복數, N_w : 基本 반복數

그림 7. 高사이클 疲勞線圖

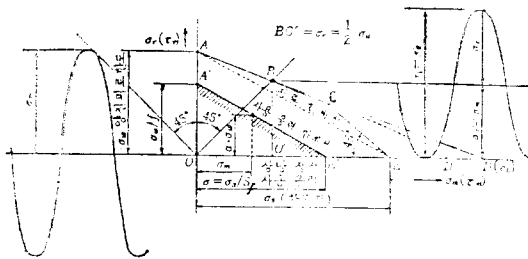


그림 8. 變動荷重에 대한 사용 응력도(耐久線圖)

材料의 疲勞限度는 S-N 曲線이 $N=10 \sim 10^7$ 사이에서 水平部가 되는 應力振幅값을 말하지만 機械의 荷重은 大部分의 경우 平均應力이 따르는 反復應力이 作用하므로 그림 8과 같이 세로軸에 平滑한 材料의 兩振疲勞限度 σ_{w0} 의 點 A를, 가로軸에 降伏點 σ_s 의 點 E를 취해서 疲勞限度線圖(B點은 $\frac{1}{2}$ 片振疲勞限度: $\sigma_{w0}/2 = \sigma_r$)을 作成한 후, 다시 實物의 安全을 위하여 AE線에 나란히 A'點을 $\sigma_w = \xi_1 \cdot \xi_2 \cdot \sigma_{w0} / f_m \cdot f_s = \xi_1 \cdot \xi_2 \cdot \sigma_{w0} / S_f$ ($\xi_1 \cdot \xi_2 < 1$; 疲勞限度低下係數, $S_f = f_m \cdot f_s \geq (1.2 \sim 2.5)$: 材料 및 應力에 對비한 安全係數)의 값으로 취하고, σ_s / S_f 의 값으로 E'點을 취하여 使用應

力限界線 A'E'을 얻어 安全設計를 圖謀하여야 할 것이다. 즉, 노치係數 β 를 갖는 實物에 平均應力이 따르는 反復應力($\sigma_m + \beta \cdot \sigma_r$ 또는 $\sigma_m + \alpha \cdot \sigma_r$)이 作用하여 이것이 使用應力限界線 以內에 머물게 되면 이 動的作用應力은 使用應力으로서 安全하다.

$$\sigma = \frac{\sigma_s}{S_f} = \sigma_m + \frac{\beta \cdot \sigma_r}{\sigma_w} \cdot \sigma_s \dots \dots (\text{使用應力})$$

$$f_s = 1 / \left(\frac{\sigma_r}{S_m} + \frac{\sigma_m}{\sigma_s} \right) > 1 \dots (\text{使用應力에 대한 安全係數})$$

여기서 σ 는 反復應力($\sigma_m + \beta \cdot \sigma_r$)에 相當하는 靜應力으로 볼 수 있다.

2. 設計 方向

지금 動的負荷 즉, 軸方向 反復荷重 P, 反復 굽힘모우멘트 M, 및 反復비틀림모우멘트 T 등에 대한 設計方向을 模索한다.

노치가 있는 機械部品(단면적 A)이 받는 平均負荷 및 모우멘트振幅의 各種을 P_m, M_m, T_m 및 P_r, M_r, T_r 로 표시할 때 強度設計는 다음과 같이 할 수 있다(疲勞限界線 基準).

1) 反復引張 또는 壓縮을 받을때.

$$\sigma = \frac{\sigma_s}{S_f} = \sigma_m + \frac{K \cdot \sigma_s}{\sigma_{wz}} \cdot \sigma_r = \frac{P_m}{A} + K \cdot \left(\frac{\sigma_s}{\sigma_{wz}} \right) \cdot \frac{P_r}{A}$$

$$K = \left(S_f \cdot \beta_z \times \frac{1}{\xi_1 \cdot \xi_2} \right)$$

β_z : 引張壓縮荷重때의 노치係數, σ_{wz} : 引張壓縮荷重때의 疲勞限度로 하여 斷面積 A를 設計할 수 있고, 또 相當靜的引張(壓縮)負荷 P_e 에서

$$P_e = P_m + K \cdot \left(\frac{\sigma_s}{\sigma_{wz}} \right) \cdot P_r, A = P_e / \sigma = P_e / \sigma_s / S_f \quad (7)$$

2) 굽힘모우멘트를 받을때:

$$\sigma = \frac{\sigma_s}{S_f} = \sigma_{mb} + \frac{K \cdot \sigma_s}{\sigma_{wb}} \cdot \sigma_{rb} = \frac{M_m}{Z} + K_b \cdot \left(\frac{\sigma_s}{\sigma_{wb}} \right) \cdot \frac{M_r}{Z}$$

$$K_b = \left(S_f \cdot \beta_b \times \frac{1}{\xi_1 \cdot \xi_2} \right)$$

β_b : 反復굽힘때의 노치係數, σ_{wb} : 兩振(平面) 굽힘疲勞限度로 하여 斷面係數를 設計할 수 있

으며, 또 相當靜的 굽힘모우멘트로하여

$$M_e = M_m + K_b \left(\frac{\sigma_s}{\sigma_{wb}} \right) \cdot M_r, \quad Z = M_e / \sigma$$

$$= M_e / \sigma_s / S_f$$

3) 反復비틀림을 받을때 ;

$$\tau = \frac{\tau_s}{S_f} = \tau_m + K_t \left(\frac{\tau_s}{\tau_w} \right) \cdot \tau_r = \frac{T_m}{Z_p}$$

$$+ K_t \left(\frac{\tau_s}{\tau_w} \right) \cdot \frac{T_r}{Z_p} \quad (9)$$

$$K_t = \left(S_f \cdot \beta_t \times \frac{1}{\xi_1 \cdot \xi_2} \right), \quad Z_p: \text{極斷面係數}$$

에서 Z_p 를 設計할 수 있고, 또 相當비틀림 모우멘트로 하면

$$T_e = T_m + K_t \left(\frac{\tau_s}{\tau_w} \right) \cdot T_r, \quad Z_p = T_e / \tau$$

$$= T_e / \tau_s / S_f.$$

로 設計할 수 있다.

4) 組合反復應力을 받을 때의 強度設計

i) 最大剪斷應力說의 適用.

지름 d 의 機械部品の 斷面에 反復 굽힘應力($\sigma_m + \sigma_r$)과 反復비틀림應力($\tau_m + \tau_r$)이 同時에 作用한다면 ($\tau_s = 0.5\sigma_s$),



그림 9. 反復應力の 作用

$$\tau_{\max} = \frac{0.5 \cdot \sigma_s}{S_f} = \sqrt{\frac{1}{4} \left(\sigma_{mb} + \frac{K_b \cdot \sigma_s}{\sigma_{wb}} \cdot \sigma_{rb} \right)^2 + \left(\tau_m + \frac{K_t \cdot \sigma_s}{\sigma_{wb}} \cdot \tau_r \right)^2}$$

$$\tau_{\max} = \frac{0.5 \cdot \sigma_s}{S_f} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{\left(M_m + \frac{K_b \cdot \sigma_s}{\sigma_{wb}} \cdot M_r \right)^2 + \left(T_m + \frac{K_t \cdot \sigma_s}{\sigma_{wb}} \cdot T_r \right)^2}$$

$$= \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{M_e^2 + T_e^2}$$

$$\therefore d^3 = \frac{32 \cdot S_f}{\pi \cdot \sigma_s} \sqrt{M_e^2 + T_e^2} \quad (10)$$

여기에 軸方向의 引張力(또는 壓縮力)이 더 作用하는 경우,

$$\tau_{\max} = \frac{0.5 \sigma_s}{S_f} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{\left(\frac{d}{8} P_e + M_e \right)^2 + T_e^2} \quad (11)$$

$$\therefore d^3 = \frac{32 \cdot S_f}{\pi \cdot \sigma_s} \sqrt{\left(\frac{d}{8} P_e + M_e \right)^2 + T_e^2}$$

로 設計할 수 있다.

ii) Distortion Energy Theory의 適用.

變形에너지說에 따르면 두 方向의 應力の 組合은

$$\sigma_{\max} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \text{ 이므로 反復應力일때는}$$

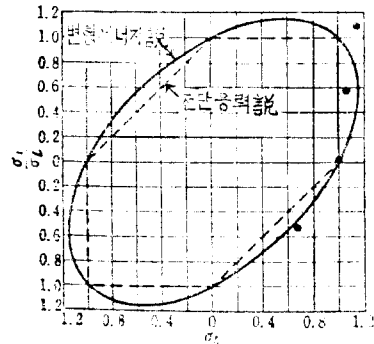
$$\text{組合平均應力; } \sigma_m' = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2}$$

$$\text{組合應力振幅; } \sigma_r' = \sqrt{\sigma_r^2 + 3\tau_r^2}$$

로 된다. 따라서 設計式은 다음과 같다.

$$\sigma = \frac{\sigma_s}{S_f} = \sqrt{\sigma_m'^2 + 3\tau_m'^2} + \frac{K_b \cdot \sigma_s}{\sigma_{wb}} \left. \begin{aligned} &\sqrt{\sigma_r'^2 + 3\tau_r'^2} \\ \text{또는 } \sigma = \frac{\sigma_s}{S_f} &= \frac{16}{\pi d^3} \left[\sqrt{4M_m^2 + 3T_m^2} \right. \\ &\left. + \frac{K_b \cdot \sigma_s}{\sigma_{wb}} \sqrt{4M_r^2 + 3T_r^2} \right] \\ d^3 &= \frac{16 \cdot S_f}{\pi \cdot \sigma_s} \left[\sqrt{4 \cdot M_m^2 + 3T_m^2} \right. \\ &\left. + \frac{K_b \cdot \sigma_s}{\sigma_{wb}} \sqrt{4 \cdot M_r^2 + 3T_r^2} \right] \end{aligned} \right\} (12)$$

d 값은 최대전단응력說에 따르는 것보다 조금



σ_1 : 축방향편진응력

σ_2 : 원주방향편진응력

그림 10. 片振應力이 포함된 경우의 피로한도 (Majors)

크게 된다.

實驗에 의하면 疲勞破壞에 있어서도 靜應力의 彈性破損條件과 같이 延性材料에 대하여 最大剪斷應力說 및 變形에너지說이 잘 符合되는 것을 그림10과 같이 나타내고 있다. 脆性材料의 疲勞

解 說

破壞도 最大主應力說에 의하여 說明된다.

4. 組合兩振應力에 대한 疲勞 限度의 特性과 設計方向

두 方向의 異種의 組合兩振應力을 그림 11 과 같은 試驗機로 試片에 加하면 動的引張壓縮(또는 굽힘)과 비틀림을 같이 받을때의 疲勞限度 σ_w 및 τ_w 를 얻을수 있다. 이 값은 單獨으로 兩振 굽힘 또는 兩振 굽힘 또는 兩振 비틀림을 加하였을 때의 疲勞限度 σ_{wb}, τ_w 의 값과는 적게된다. 또 靜應力에다 異種의 兩振應力을 同時에 加한 疲勞

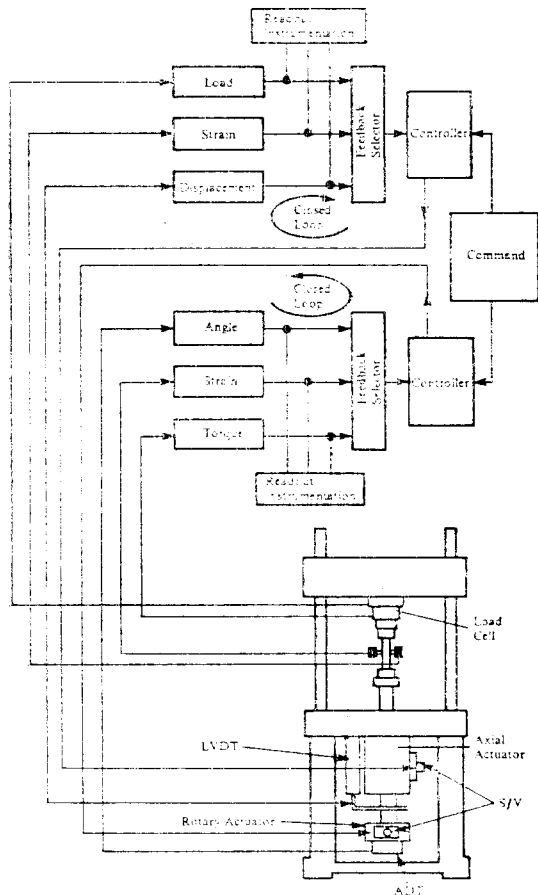


그림 11. 組合疲勞試驗機시스템의 原理圖

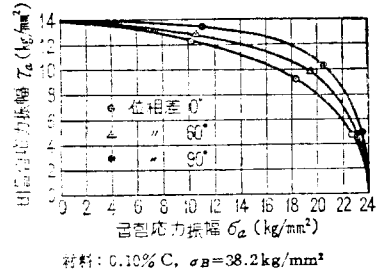
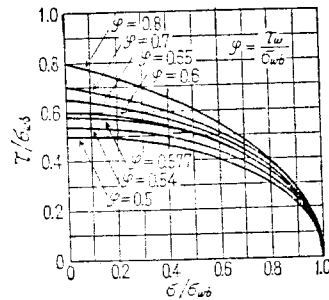


그림 12. 極軟鋼의 位相差를 지닌 組合 굽힘비틀림 疲勞限度

限度값도 다르게 된다. 그림 12는 極軟鋼에 대한 組合 굽힘-비틀림때의 疲勞限度값의 關係를 나타내고 있다. 굽힘과 비틀림 사이에 位相差가 클수록 疲勞限度값이 높아지고, 位相差가 90°의 경우 最大로 된다.



σ_w : 兩振 비틀림 疲勞限度
 σ_{wb} : 兩振 굽힘 피로 한도
 그림 13. 組合 굽힘 비틀림應力의 疲勞限度(同位相일때)

또 材料에 대한 $\phi = \tau_w / \sigma_{wb}$ 값은 材料에 따라서 다른 組合應力關係의 疲勞破壞는 $\phi = \tau_w / \sigma_{wb} = 0.5$ 일때 最大 剪斷應力說에 따르게 되어

$$\sigma_{wb} = \sqrt{\sigma_a^2 + 4\tau_a^2}$$

로 되고, $\phi = \tau_w / \sigma_{wb} = 0.577$ 때는 剪斷變形率·에너지說에 따라

$$\sigma_{wb} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2}$$

로 되나, 一般的인 實驗式⁷⁾은 다음과 같이 發表되었다.

$$\phi = \tau_w / \sigma_{wb} < 1 / \sqrt{3} = 0.577 \text{ 때는 } \sigma_a^2 + (1/\phi^2)\tau_a^2 = \sigma_w^2 \quad (13)$$

$$\phi = \tau_w / \sigma_{wb} > 1 / \sqrt{3} = 0.577 \text{ 때는}$$

$$\left. \begin{aligned} (1-\phi^2)\sigma_a^2 + (3\phi^2-1)\sigma_{wb}\cdot\sigma_a \\ + 2\tau_a^2 = 2\phi^2\cdot\sigma_{wb}^2 \\ \frac{(1-\phi^2)\sigma_a^2 + 2\tau_a^2}{2\phi^2 - 3\phi^2\sigma_a + \sigma_a} = \sigma_{wb}^2 \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

各種 材料의 ϕ 값에 대하여 τ_a/σ_{wb} 와 σ_a/σ_{wb} 를 直交座標軸에 취하고 圖示하면 그림 13 과 같이 나타나고 이 그림을 利用하면 任意의 材料에 대한 組合荷重의 굽힘 및 비틀림의 疲勞強度를 求할 수 있다. 이 關係는 $N=10^5\sim 10^7$ 의 任意의 時間強度에 대하여서도 適用될 것이다.

이 資料를 利用한 設計法을 생각하면 σ_a 또는 τ_a 의 各各은 이미 組合應力振幅을 받을 때의 材料의 疲勞強度이므로 反復負荷(M_m+M_r)와 (T_m+T_r)를 다시 組合計算할 필요가 없고, σ_a 또는 τ_a 을 各各 基準強度로 하여 單獨計算하고 치수가 크게 나오는 것을 선택하여야 할 것이다.

$$\sigma_s/S_f = M_m/Z + K_b(\sigma_s/\sigma_a) \cdot M_r/Z$$

$$\therefore Z = \{M_m/\sigma_s + (K_b/\sigma_a) \cdot M_r\} S_f \quad (a)$$

$$\text{또는 } \tau_s/S_f = T_m/Z_b + K_t(\tau_s/\tau_a) \cdot T_r/Z_b$$

$$\therefore Z_b = \{T_m/\tau_s + (K_t/\tau_a) \cdot T_r\} S_f \quad (b)$$

여기서 σ_a 및 τ_a 값의 선정은 材料의 σ_{wb} , τ_w 및 ϕ 에 비추어 負荷振幅比($M_r/Z : T_r/Z_b = \sigma_{rb} : \tau_r$)에 比例하도록 하여야 할 것이다. 이와 같이 組合應力에 대한 疲勞強度의 實驗資材를 使用하면 設計計算은 簡素化될 것이다.

5. 結 論

構造設計에서는 構造全體에 큰 變形이 일어나지 않는 範圍(全面降伏보다 낮은 應力)內에서는 比較的 높은 應力의 部分降伏을 許容하는 塑性設計를 하는 傾向도 있다.

오늘날의 設計에서는 材料의 靜的·動的強度를 必要에 따라서 多樣하게 活用하여 合理的이며 經濟的이고도 實際狀態一條件을 反映한 最適設計로 指向하고 있다.

兩振, 片振, 部分兩振, 部分片振 등의 反復荷重이 機械에 作用하면 部品에는 反復應力이 發生하고 應力振幅크기와 加해지는 應力回數에 따라서 材料의 疲勞強度(또는 時間強度)는 다르게 되며 要求되는 荷重反復期間에 따라서 低사이클 疲勞強度와 高사이클 疲勞強度의 領域이 생긴다. 設計者는 機械의 使用條件 및 安全性을 考慮하여 疲勞強度를 基準으로 하는 設計를 賢明하게 進行하여야 할 것이며 좀더 信賴할 수 있는 設計를 위하여 疲勞試驗 資料의 活用이 要望된다.

反復되는 衝擊에 대해서는 衝擊疲勞限度를 基準으로 하는 設計法이 發展되어야 하며 衝擊疲勞試驗資料가 뒷받침되어야 한다. (예 : 크랭크샤프트, connecting bolt 등)

參 考 文 獻

- 1) S.S. Manson, NACAT.N. 2933(1963).
- 2) L.F. Coffin. et al., Trans. ASME, 76, 6(1954), p. 923.
- 3) S.S. Manson, Exp. Mech., 5, 7(1965), p. 193.
- 4) B.F. Langer, Trans. ASME, 84, Ser. D(1962), p. 389.
- 5) 横掘武夫번역, 金屬疲勞의 基礎と破壞力學, 1979.
- 6) M.F. Spotts, Design of Machine Elements. Prentice-Hall, 1971
- 7) 西原利夫, 河本實, 日本機械學會論文集, 6, 24(昭 15-8), p. 1-8; 7, 29(昭 16-21), p. 85; 12, 42 (昭 21-10), p. 44.