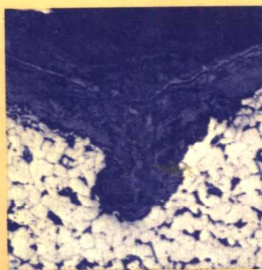
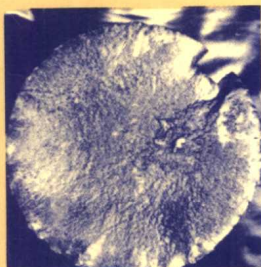
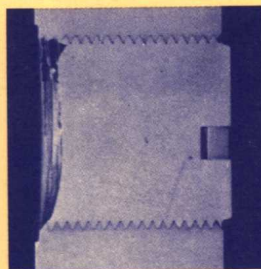
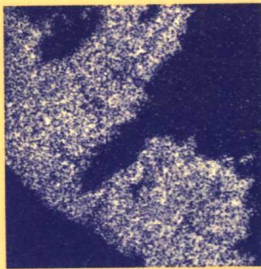
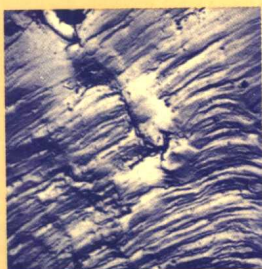


機械機器破損原因及對策

楊義雄・賴子邨 編譯



機械技術出版社 印行



全華科技圖書股份有限公司 經銷



機械技術出版社

機械機器破損原因及對策

楊義雄 • 賴子邨 編譯

出版者 機械技術出版社

地址 / 台北市麗江路76巷20-8號5樓

電話 / 5 0 6 4 0 1 8

郵政帳號 : 1029850-5號

發行人 林 永 憲

印刷者 豪邦彩色印刷有限公司

行政院新聞局核准登記證

局版台業字第三五三三號

經 銷 全華科技圖書股份有限公司

地址 / 台北市麗江路76巷20-2號2樓

電話 / 5 0 7 1 3 0 0 (總 機)

門市部 全友書局 (黎明文化大樓7樓)

地址 / 台北市重慶南路一段49號7樓

電話 / 3 6 1 2 5 3 2 • 3 6 1 2 5 3 4

初版77年 8 月

定價 / 新台幣 250 元

版權所有 翻印必究

圖書編號 M021025

破損事例解析

4

4.1 週身附近之破損事例

吾人週身附近之物品，常會發生龜裂或破斷，或不堪使用之情形，雖然如此，但人們通常甚少去追查破損原因，總認為使用壽命已到。揆其理由，則由於代替品之取得容易，且由於使用日久已磨損而不堪再用，再加上缺乏追查破損原因之知識與手段亦是原因之一。

週身附近之物品，不該破損而破損者亦有，就其例說明如下：

1. 椅子中心軸之破斷

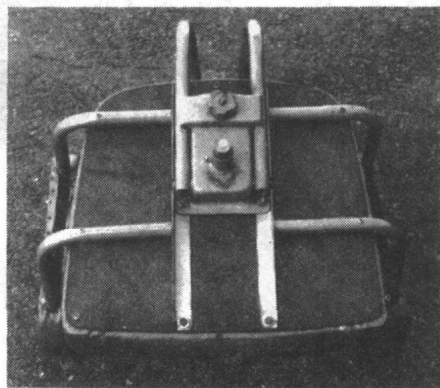
照片 4.1.1 所示為其外觀。照片 4.1.1 (a) 為迴轉式椅子之全貌。(b) 與 (c) 為破斷部之上部與下部。(d) 與 (e) 為其各部之放大。由這些照片可明白，破斷部有段差，為調整高度外部作成環狀溝。破面為典型之疲勞破斷面，乃由於承受反覆彎曲應力而引起。通常，人坐在椅子上或倚靠椅背時，由於椅子之中心軸破斷，使後腦部遭受碰撞，嚴重時或將成為致命傷，因此此種破損必須絕對防止。

假定依實際之使用條件，以簡單之應力計算，以調查是否會發生疲勞破壞。中心軸之最小斷面直徑 $d = 20\text{mm}$ ，段差部直徑 $D = 28\text{mm}$ ，段差 R 部之半徑 $r = 1\text{mm}$ ，材料為 S10C 未經熱處理，其 $S-N$ 曲線如圖 4.1.1 所示，疲勞限度 $\sigma_{w0} = 24.0\text{kgf/mm}^2$ ，抗拉強度 $\sigma_B = 42\text{kgf/mm}^2$ ， $\xi_1(\sigma_B) = 1.38$ ， $\xi_2(d) = 0.86$ ， $\xi_3(d/\rho) = 0.76$ ， $\xi_4[1 - (d/D)] = 0.80$ ，缺口係數則為 $\beta = 1 + \xi_1 \xi_2 \xi_3 \xi_4 = 1.72$ 。

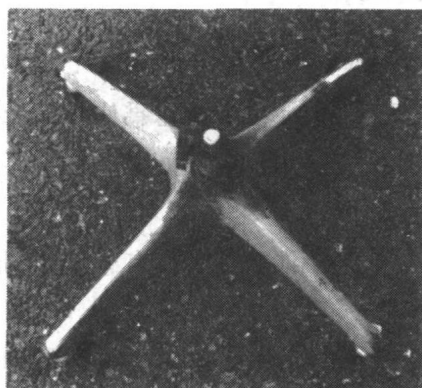
現在，假設外力為 $60\text{kg} \times 30\text{cm}$ 之彎曲力矩，應力 $\sigma = M/z$ ， $M = 60 \times$



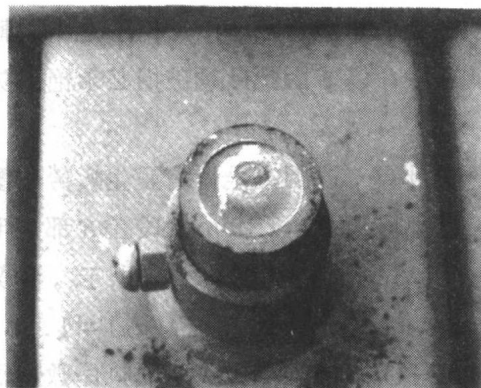
(a) 椅子全體之外觀



(b)



(c)



(d) 爲(b)之放大



(e) 爲(c)之放大

照片 4.1.1 椅子中心軸之破斷 (中心軸直徑 $d=20\text{ mm}$)

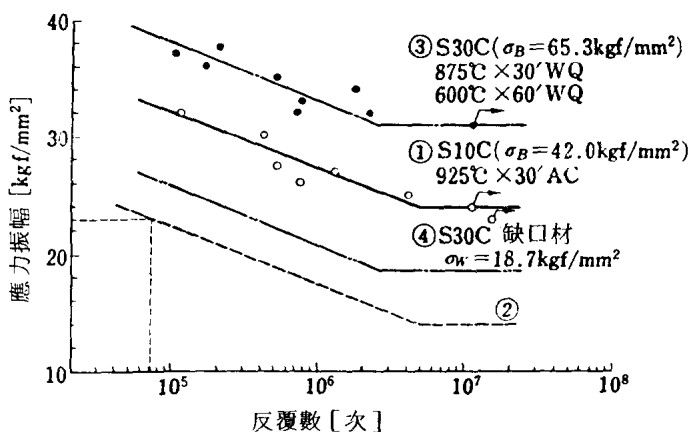


圖 4.1.1 S10C 與 S30C 之 $S-N$ 曲線

$300 = 18,000 \text{ kg-mm}$, $z = (\pi/32) \cdot d^3 = 785.4 \text{ mm}^3$ 代入 , 則成 $\sigma = 22.9 \text{ kgf/mm}^2$ 。缺口係數 β 時之疲勞限度 $\sigma_{w0} = \sigma_w / \beta = 14.0 \text{ kgf/mm}^2$, 原先之 $S-N$ 曲線假設為平行移動 , $\sigma_s = 22.9 \text{ kgf/mm}^2$ 反覆作用時 , 則可求出其壽命 $N_f = 7.3 \times 10^4$ 次。

椅子之平均使用壽命為 12 年 , 應力之反覆次數為 20 次/日 , 假定平均使用率為 70% , 則其間總反覆次數可計算出為 $N_T = 12 \times 20 \times 365 \times 0.7 = 6.13 \times 10^4$ 次。上述之計算值 N_f 與 N_T 約略相同。

關於對策 , 中心軸之最小斷面直徑 $d = 22 \text{ mm}$, 段差部直徑 $D = 28 \text{ mm}$, 段差 R 部之半徑 $r = 1.5 \text{ mm}$, 材料為 S30C 經淬火、回火處理。其 $S-N$ 曲線則如圖 4.1.1 ③ 所示 , 疲勞限度 $\sigma_{w0} = 31.0 \text{ kgf/mm}^2$ 。抗拉強度 $\sigma_B = 65.3 \text{ kgf/mm}^2$, $\xi_1(\sigma_B) = 1.65$, $\xi_2(d) = 0.88$, $\xi_3(d/\rho) = 0.65$, $\xi_4[1 - (d/D)] = 0.70$, 缺口係數 $\beta = 1 + \xi_1 \xi_2 \xi_3 \xi_4 = 1.66$ 。

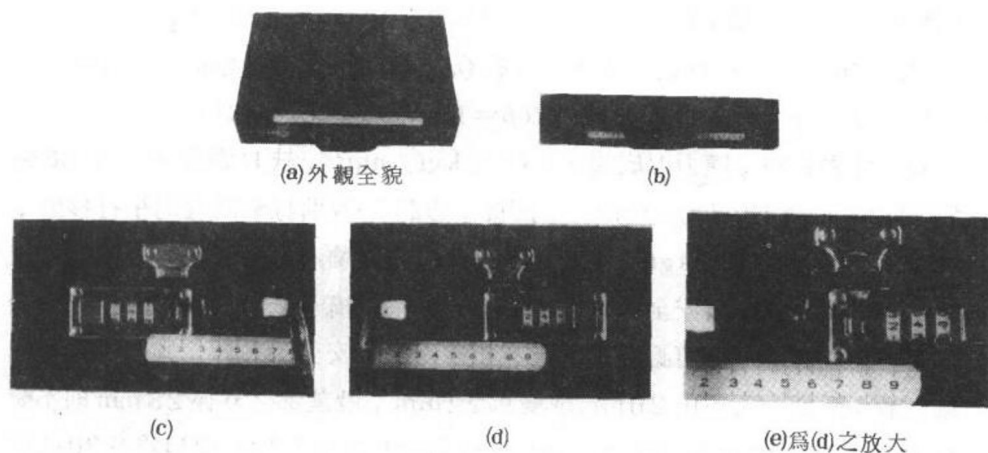
假如外力相同 , 應力則成為 $\sigma = 17.2 \text{ kgf/mm}^2$, 缺口係數 $\beta = 1.66$ 時之疲勞限度 $\sigma_w = 18.7 \text{ kgf/mm}^2$, 因此 , 假設 $S-N$ 曲線會同樣的平行移動 , $\sigma_w = 18.7 > \sigma = 17.2 \text{ kgf/mm}^2$, 即不會發生破壞。如果考慮到某些體重較大的人使用時 , 則應將安全係數增加一些。如果就椅子全般之耐用壽命與製造成本之平衡來考慮 , 則可認為如此已有相當程度之安全。亦即 , 其對策為 : 中心軸之最小斷面之直徑由 20mm 改變為 22mm , 段差部之外徑 28mm 則不變 , 段差部之半徑 1mm 改變為 1.5mm , 使用材料則由 S10C 改變為 S30C 淬

火、回火處理材料，以一般之使用條件而言，差不多成為半永久性不會破損的椅子。

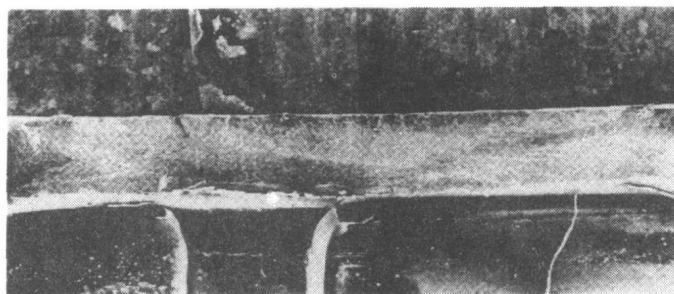
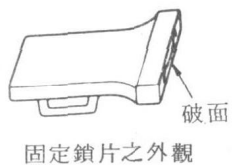
2. 手提箱固定鎖片之破斷

照片 4.1.2 為其外觀，照片 4.1.2 (a) 所示為手提箱之外觀全貌。尺寸如紙張 A3 之大小，乃日常到處可見之物。(b) 為由固定鎖片側所見之狀態，(c) 與 (d) 為固定鎖片部分之放大，(e) 為將 (c) 與 (d) 固定鎖片之破斷以更明確之表示。由以上之照片可看出固定鎖片乃左右邊各有一個，一邊已破斷，另一邊仔細觀察可發現已有龜裂發生，亦即將要破斷。因此，兩個固定鎖片可說是同時破斷。此時，可推想為左右之彈性係數差不多相同，固定鎖片也應為同一材質。破壞之情況為固定鎖片放開時，由於彈簧作用，將固定鎖片彈向開之方向後停止。此時之衝擊力之反覆而引起疲勞破壞。反覆之應力可想像為一定值，則可推算出實際使用期間之反覆次數。同時，由觀察破面條痕之情況，亦可推測出所加於固定鎖片之應力及其反覆次數。

照片 4.1.3 所示為手提箱固定鎖片破斷部之破面以 SEM 觀察之結果。板厚為 1.2 mm，龜裂由破面上方向下方延伸。亦即，手提箱之固定鎖片在開放時，由於彈簧使固定鎖片彈開而停止時之衝擊力，反覆作用因而產生疲勞破壞。(a) 所示為固定鎖片破斷部之破面全貌，(b) 為 (a) 之放大，於起點部可看到非常明顯之人工缺陷。(c) 與 (d) 為距離疲勞龜裂發生部 0.3 mm 之點，(e) 與 (f) 為距離起點部 0.6 mm 之點。由這些照片，即使使用較低之倍率亦可看出疲勞破面，

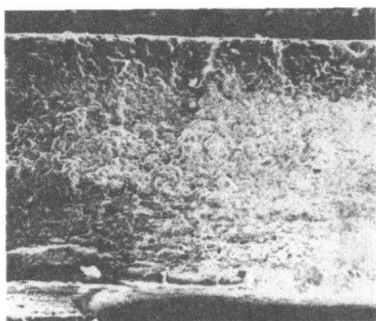


照片 4.1.2 手提箱固定鎖片之破斷



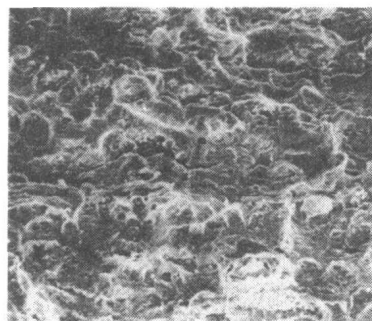
(a)破面全貌

0.5mm



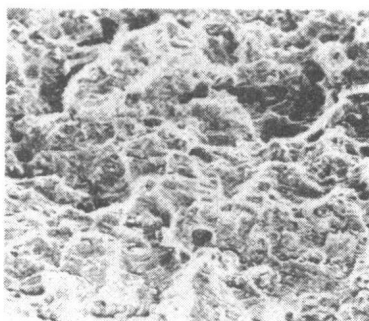
(b)爲(a)之中央部

0.1mm



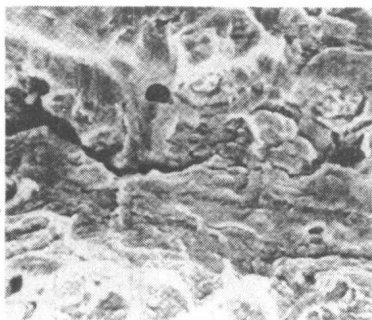
(c)由(b)之上方 $\frac{1}{3}$ 之點

10 μ m



(d)爲(b)之中央部

10 μ m



(e)爲(d)之放大



(f)爲(e)之右方隣近

5 μ m

照片 4.1.3 手提箱固定鎖片破斷部之破面，以SEM觀察結果

使用高倍率則可觀察到條痕，由此可證明乃是使用過程中反覆之衝擊應力所引起。此種由增加應力而發生條痕及反覆次數，均可由解析而推算出。4.2節以下詳細說明解析方法，請參照。

對於對策，在手提箱之製造廠商，係將固定鎖片換掉，並增加固定鎖片破斷部之板厚，亦即將原來板厚 1.2mm 變更 3 倍為 3.6mm，並將斷面變化減少，改為一體鑄造。由此，板寬度不變，但厚度增加 3 倍，斷面係數 $Z = 1/6 bt^2$ (b ：板寬， t ：板厚)，亦變成 9 倍。因此公稱彎曲應力變成 1/9，約為小一位數，所以破損之可能性將不再發生。此種情況時，由於零件尺寸極小，一部分板厚變為 3 倍，對於製造成本之增加影響極微。對於因固定鎖片之破損以致引起使用者之抱怨，就零件交換與信譽降低而言，可能後者之損失更大。就此而言，則本案手提箱製造廠商所採取之對策，乃是相當合理之方法。

4.2 吊車頭部滑輪支架之破損

製品堆置場屋頂吊車（規格 5tf）之頭部滑輪支架由中央部破斷。該零件因吊車定期檢查而替換迄今僅經過三個多月，由於會發生人身事故，危險性甚大，類似構造之吊車使用甚多，因此必須詳細調查。

4.2.1 事故概況

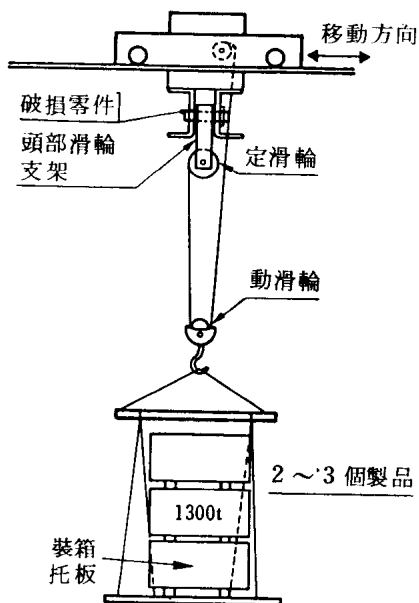


圖 4.2.1 吊車（規格 5 噸）之概略及破損位置

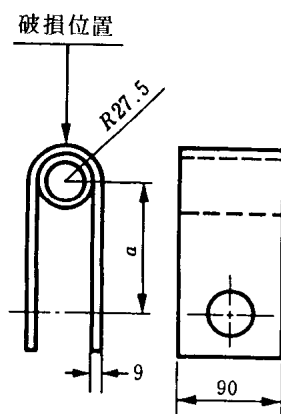


圖 4.2.2 頭部滑輪支架之形狀

破損部：吊車頭部滑輪支架。

製造工程：厚板 SS 41 → 切斷 → 加熱 → 彎曲加工 → 製品。

使用期間：約 3 個月，其間之使用次數 $N_f = 96 \text{ 日} \times 200 \text{ 次/日} = 1.92 \times 10^4 \text{ 次}$ 。

圖 4.2.1 所示為吊車之概略及破損位置。圖 4.2.2 所示為吊車頭部滑輪支架之形狀。板厚 9mm，寬 90mm 之鋼板，加熱、彎曲加工後做成零件。破斷位置為零件彎曲加工中央部（參照圖 4.2.2）。

4.2.2 破壞原因調查與解析

1. 組織

健全部為典型之肥粒鐵・波來鐵組織，C 量為 0.13 ~ 0.15 % 左右。而破斷部附近之組織呈現粗粒化，有費德曼史蒂田鐵組織出現，推斷可能加熱到 1000 ~ 1200°C 左右之或然率相當高（照片省略）。

2. 硬度分布

破壞部附近之硬度分布如圖 4.2.3 所示。健全部之硬度平均值（ $n = 10$ 點）為 $H_v = 118$ 。破壞起點之硬度約為 $H_v = 50$ ，雖然由於組織變化，但很難據此斷定破壞起點部之疲勞強度會下降。

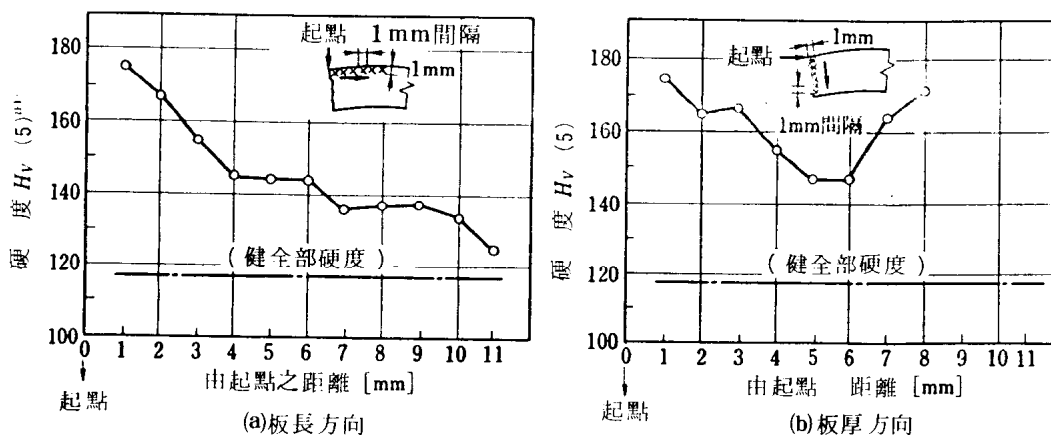
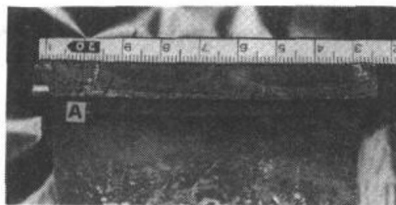


圖 4.2.3 破壞起點附近之硬度分佈

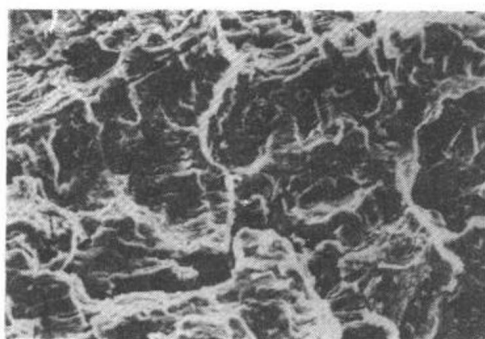
註 1： $H_v (5)$ 係荷重 5kg 時測定之意，以下均同。

3. 破面觀察

破面以目視及顯微鏡觀察之結果，如照片4.2.1所示。由照片4.2.1 (a) 與(b)及(c)可看出乃是典型之疲勞破壞，龜裂由彎曲鐵板外面發生，而延伸。此外，可看出有條痕，距離起點12.5mm處其條痕間隔為 2×10^{-4} mm。

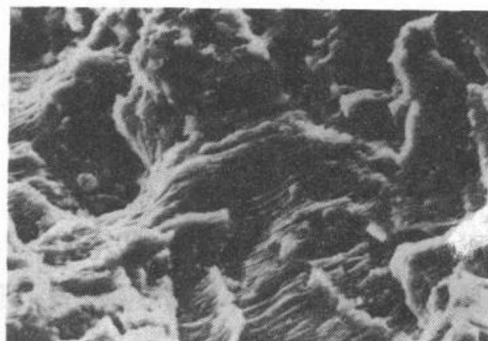


(a)破面外觀



(b)為(a)之A點

10 μm



(c)為(b)之擴大

5 μm

照片4.2.1 頭部滑輪支架之破面以SEM觀察之結果

4. 破損解析

(1) 理想狀態時

圖4.2.4所示為理想負荷狀態。輪軸與頭部滑輪支架間之摩擦力影響甚小，可以不必考慮。頭部滑輪支架所產生之應力 σ_1 ，於斷面內均一樣，可用下式表示之。 b 為板寬， t 為板厚度，

$$\sigma_1 = \frac{P/Z}{bt} = \frac{5000/2}{90 \times 9} = 3.1 \text{ kgf/mm}^2. \quad (4.2.1)$$

如下所述，如此微小應力之反覆作用，應該不致發生破斷。亦即，實際負荷狀態必有若干相異之處。

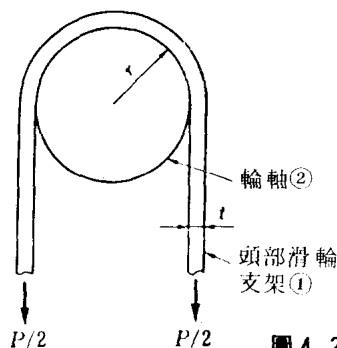


圖 4.2.4 理想負荷狀態

(2) 實際負荷狀態

如圖 4.2.5 所示，實際負荷狀態為：①頭部滑輪支架與，②輪軸之接觸限制於極小之領域內，可推斷為隨負荷大小而變動。此時，於 A 點會發生因彎曲而引起之抗拉應力，因此而產生疲勞破壞 [參照圖 4.2.5(a)]。亦即如圖 4.2.5(b) 所示之負荷狀態。在此，為簡化起見可推想於 A 點之內側會有集中荷重 P 之作用。

最大彎曲力矩 $M_{\max}$ 發生於 P 之作用部分，

$$M_{\max} = PR^2 \frac{2-\pi}{a+2\pi R} + \frac{PR}{2} = PR \left[\frac{R(2-\pi)}{a+2\pi R} + \frac{1}{2} \right] \quad (4.2.2)$$

在此，荷重 $P = 5000 \text{ kg}$ ，頭部滑輪支架彎曲半徑 $R = r + t/2 = 32.0 \text{ mm}$ ，頭部滑輪支架直線部之長度 $a = 165 \text{ mm}$ ，

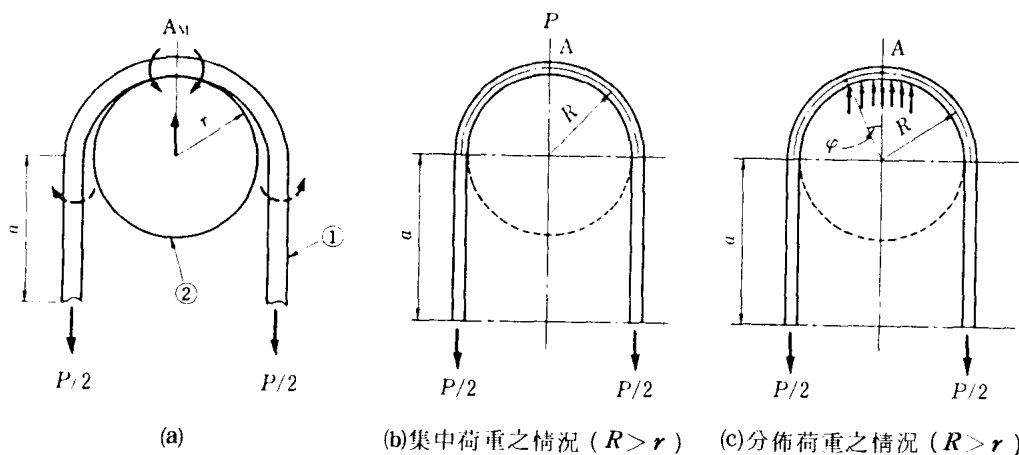


圖 4.2.5 實際負荷狀態

$$M_{\max} = 5000 \times 32 \left[\frac{32(2-\pi)}{165+2\pi \times 32} + \frac{1}{2} \right] = 63\,840 \text{ kgf-mm.}$$

斷面係數 $z = 1/6 b t^2 = 1215 \text{ mm}^3$, A 點之應力 σ_A 爲：

$$\sigma_A = \frac{M_{\max}}{z} = 52.5 \text{ kgf/mm}^2.$$

其次，依圖 4.2.5(b) 之情況計算，此時，頭部滑輪支架與輪軸接觸面之荷重分佈，並不十分明確，所以當作等分佈荷重，且 $a = 165 \text{ mm}$ ，比其他尺寸大許多，故其彎曲力矩 M' 爲：

$$M' = r \cdot r \varphi \omega - \int_0^\varphi r \sin \theta \cdot r \omega d\theta = r^2 \varphi \omega \cos \varphi$$

由頭部滑輪支架與輪軸之接觸跡，假設 $\varphi = \pi/4$ 與 $\omega = P/2 r \varphi$ ，且 $r = 27.5 \text{ mm}$ ， $P = 5000 \text{ kg}$ 時，則

$$M_{\max}' = \frac{Pr}{2} \cos \varphi = 48\,613 \text{ kgf-mm} \quad , \text{ 但 } \varphi = \pi/4.$$

由於分佈荷重故 A 點之最大伸張應力 σ_A' 爲：

$$\sigma_A' = \frac{M'_{\max}}{z} = 40.0 \text{ kg/mm}^2. \quad (4.2.3)$$

亦即，依照圖 4.2.5(b) 之分佈荷重情況時，以全振幅 40.0 kgf/mm^2 反覆作用。由此值可看出可能超越材料之降伏應力甚多，實際上，頭部滑輪支架發生塑性變形，可推斷爲反覆應力較此值爲低。

此外，SS-41 疲勞試驗結果如圖 4.2.6 之 $S-N$ 曲線所示，由回轉彎曲疲勞之結果，完全單擺振動情況時之修正，可由以下 Goodman 公式計算出：

$$\sigma_a = \sigma_w \{1 - (\sigma_m / \sigma_B)\} \quad (4.2.4)$$

式中， σ_m ：平均應力

σ_B ：材料之抗拉強度

公式 (4.2.4) 中 $\sigma_w = 20.0 \text{ kgf/mm}^2$ ， $\sigma_m = \sigma_a$ ， $\sigma_B = 46.8 \text{ kgf/mm}^2$ 代入後 $\sigma_a = 14.0 \text{ kgf/mm}^2$ ，亦即全擺幅爲 $\sigma_s = 2 \sigma_a = 28.0 \text{ kgf/mm}^2$ 。此

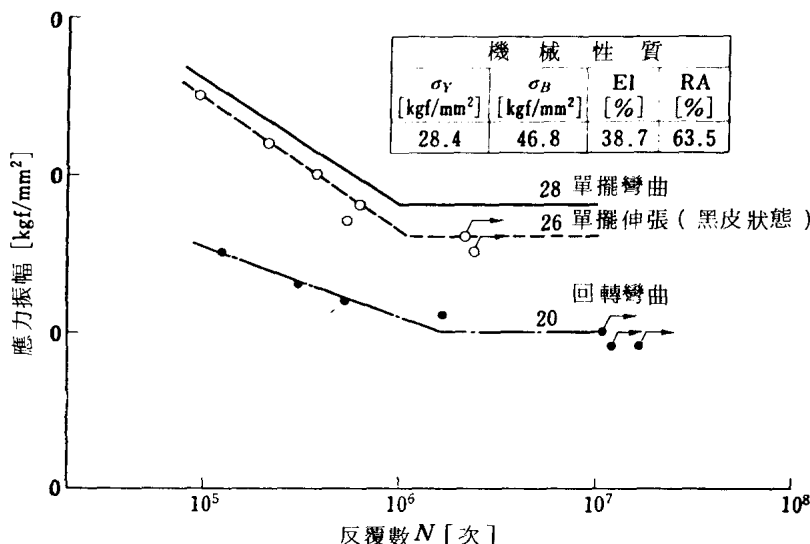


圖 4.2.6 SS41 之 S-N 曲線

值與上述方法所得之單擺伸張（黑皮狀態）之 S-N 曲線比較，則較正確。另外，回轉彎曲之情況，表面經過研磨加工（ $\phi 7.5$ ），因此表面性狀之效果應考慮為單擺彎曲之情況，以修正 Goodman 之公式換算所得之 S-N 曲線（單擺彎曲），則單擺伸張（黑皮狀態）之情況較為妥當，因此採用 28.0 kgf/mm^2 之值。時間強度線圖亦與單擺伸張之情況成平行。

反覆應力 $\sigma'_A = 40.0 \text{ kgf/mm}^2 >$ 材料之疲勞限度 $\sigma_s = 28.0 \text{ kgf/mm}^2$ 。因此可知將發生疲勞破壞。再者，以實際荷重 $P_s = 3.9 \text{ tf}$ （箱 3 個， $1.3 \text{ tf} \times 3$ ）代入荷重 $P = 5 \text{ tf}$ 時，得反覆應力 $\sigma'_A = 31.2 \text{ kgf/mm}^2$ ，同樣會發生疲勞破壞。反覆應力 $\sigma'_A = 40.0 \text{ kgf/mm}^2$ 或 $\sigma''_A = 31.2 \text{ kgf/mm}^2$ 情況時之壽命，則分別為 3×10^4 與 4×10^5 次。實際反覆次數 $N_f = 1.92 \times 10^4$ 次，可認為與原始設計一致（註：吊車使用之情況，吊起時，移動或停止時所產生之應力較理論值更大，稱為動荷重係數，一般考慮為 $1.2 \sim 1.5$ 左右）。

4.2.3 破壞力學之檢討

前項所示圖 4.2.5 (a)，如承受彎曲力矩時，則與圖 4.2.5 (b) 所示者近似，至最終破斷為止之反覆數與反覆應力可依下式計算出（為便於計算起見，在此以表面龜裂時之伸張結果，換算表面向外彎曲之情況。如需更精確時，可用龜裂情況下表面向外彎曲之應力擴大係數直接計算）。

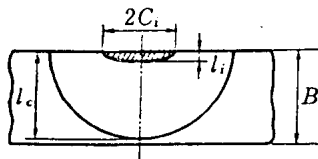


圖 4.2.7 計算上之假設

$$\frac{dl}{dN} = C(\Delta K)^m. \quad (4.2.5)$$

表面發生龜裂之板，受抗拉應力情況時之應力擴大係數可由下式求得（參照圖 4.2.7）

$$\Delta K = \sigma_0 \sqrt{2B \tan \frac{\pi l}{2B}}. \quad (4.2.6)$$

由式 (4.2.5) 與式 (4.2.6)， $m \doteq 4$ 時求積分可得：

$$N_c = \int_{l_i}^{l_c} \frac{dl}{C(\Delta K)^4} = \frac{1}{2\pi C \cdot \sigma_0^4 \cdot B} \left[\cot \frac{\pi l_i}{2B} - \cot \frac{\pi l_c}{2B} - \frac{\pi}{2B} \right] (l_c - l_i) \quad (4.2.7)$$

假設 $B \gg l_i$ 則

$$N_c \doteq \frac{1}{\pi^2 C \sigma_0^4} \left[\frac{1}{l_i} - \frac{\pi^2}{4B} \right]. \quad (4.2.8)$$

以目前之情形，板係向外彎曲因此 $\Delta K \rightarrow \frac{1}{2} \Delta K$ ，亦即取 $\sigma_0 \rightarrow \frac{1}{2} \sigma_0 \doteq 20 \text{ kgf/mm}^2$ 應屬可行。 $C = 7.54 \times 10^{-12}$ ， $l_i = 0.5 \text{ mm}$ ，以及 $B \doteq 8.5 \text{ mm}$ （實際上 $B = 9 \text{ mm}$ ，至最終破壞為止之 $l_c = 8.5 \text{ mm} = B$ ，故此種情況較合理），可求得，

$$N_c \doteq 1.44 \times 10^5 \text{ 次} \quad (4.2.9)$$

此時，假設初期龜裂深度 $l_i = 0.5 \text{ mm}$ ，實際上並無初期龜裂之存在，因此至破斷為止之反覆壽命應考慮為 2 倍，亦即：

$$N_f = 2.9 \times 10^5 \text{ 次} \quad (4.2.10)$$

其次，以作用於頭部滑輪支架之公稱應力來推定。由照片 4.2.2 上條痕間隔約為 $2 \mu\text{m}$ [照片 4.2.2 (a) 之 A 點]，在此以同一半橢圓形等高線上之最深

部換算，約為 $1\mu\text{m}$ 。此時之應力擴大係數為 K_1 ，而 $K_1 \cong 100\text{kgf} \cdot \text{mm}^{-3/2}$ ， $l = 6\text{mm}$ ， $B = 9\text{mm}$ 代入公式 (4.2.6) 則得

$$\sigma_0 = 17.9\text{kgf/mm}^2 \quad (4.2.11)$$

亦即全擺幅時大約有 $\sigma_{\max} = 35.8\text{kgf/mm}^2$ 加於其上，與前項計算結果大約一致。

4.2.4 結論與對策

由以上結果可知，頭部滑輪支架之破損，可判斷為未考慮到實際負荷狀態所產生之應力而引起疲勞所致。此零件之破損，很容易造成人身事故，必須絕對避免，設計人員應特別注意。

關於對策，板厚加厚時，根據計算應為 12mm 以上，但由於頭部滑輪支架與輪軸間之接觸條件亦有影響，是否如此即能安心？實尚有疑問。如果能使頭部滑輪支架不發生彎曲，則為最理想之情況（參照圖 4.2.8）。

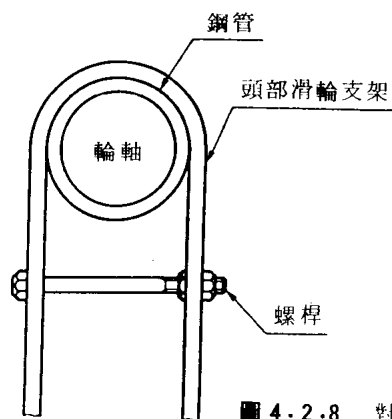


圖 4.2.8 對策案

4.3 鋼索之破損

4.3.1 有關鋼索破損之概論

鋼索於機械、建築、船舶、漁業、林業、礦業、索道、升降機等極廣範圍被使用做為人與物之搬運或強度材料。因此，由通用性、重要性與安全性等之觀點而言，鋼索為最具代表性之鋼製品之一。

表 4.3.1 吊車引起之災害例

業務種類別	件 數	比例 (%)
操 作 員	14	9
運 搬 工	104	66
一般作業員	39	25

(依據日本勞動省之調查報告)

表4.3.1所示為由吊車所引起之災害例。其中，由於鋼索之破斷而引起之比例並不明顯，但由於鋼索之破斷使運搬工或一般作業員被捲入災害事件中，乃極容易推斷之事。

鋼索之破損，一般之情況可推想為由於磨耗、斷線、腐蝕、變形、偏心等之綜合作用所引起。其中尤以斷線最為危險，大部分均起因於疲勞，但有關之報告却極少。因此鋼索之破斷例很難由破面圖法之調查找到。

衆所皆知，鋼索為很多條素線（或稱鋼絲）之集合體，亦屬結構物之一種。使用中之鋼索不僅單受軸方向之伸張力，其通過滑輪時尚受到彎曲、壓縮（二次彎曲）或部分承受上浮彎曲（三次彎曲）之反覆作用。此種應力之反覆與磨耗，再加上疲勞等之重疊作用，通常於鋼索剛開始使用，其強度立即徐徐減少，一般鋼材所公認之疲勞限度即可想像為已不存在。亦即，使用時間愈長，殘留壽命即愈短，有時會有意想不到之短壽命或在低荷重時即發生破斷。

因此，根據實際調查損傷之鋼索，以防止異常破斷與延長壽命，並確保其安全性。在此取 4 個鋼索之破損事例以作報告。

4.3.2 鋼索破損事例解析

1. 例 1：由平衡輪部之破斷

(1) 破斷概要

以 30 tf 之吊車將製品（15.6 tf）吊載於卡車上時，吊起行走 3m 後，主卷鋼索破斷，製品由高度 2m 處落下。

- ① 吊車能力：30 tf。
- ② 鋼索： $\phi 24\text{mm}$ ， $6 \times F_i (29)$ ，長度 124m。
- ③ 破斷時之吊起荷重：製品 15.6 + 吊鉤 1.3 tf 合計 16.9 tf。

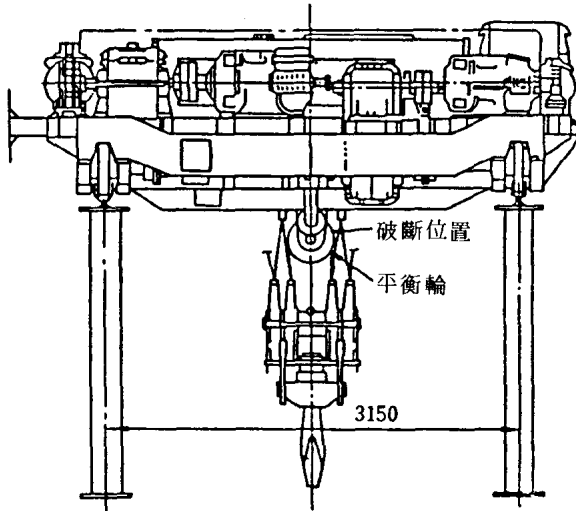


圖 4.3.1 吊車外貌

- ④ 鋼索更換實績：過去 3 次分別為 11，13 及 9 個月（此次）。
- ⑤ 鋼索之檢查：1 次／月，以目視檢查調查斷線狀況。
- ⑥ 破斷位置：平衡輪部，此處為左右圓筒捲上調整用定滑輪之接觸部分
- ⑦ 其他：須先將破斷位置之鋼索完全解下，否則無法檢查。

圖 4.3.1 所示為吊車外貌與鋼索之破斷位置。

(2) 觀察與試驗結果

- ① 鋼索之構成： $6 \times F_i (29)$ ， $[6 \times (1 + 7 + 7 + 14)]$ ，中心有麻心，外層素線徑 1.39 mm，中層素線徑 1.60 mm，公稱鋼索徑 $\phi 24$ mm，裸，紅牛油，普通之 Z 燃，B 種（180 kgf/mm² 級），規格破斷荷重 34.7 tf。
- ② 素線之抗拉試驗：素線抗拉試驗後之破斷部如照片 4.3.1 所示，由照片 4.3.1(a) 之破斷鋼索外層線看不出破斷部有絞線之情形。其他(b)、(c)及(d)則可看出有相當程度之絞線。
- ③ 破面觀察：由破斷鋼索外層素線之破面觀察，有相當程度之疲勞破壞。照片 4.3.2 所示為破面之 SEM 觀察例。由磨耗後之外表面可看出有一些疲勞龜裂，這些龜裂連接並延伸，最終破壞為延性破壞（照片 4.3.3 與照片 4.3.4），但由疲勞破面無法看到疲勞特有之條痕。