
シャーピンの信頼性向上

Increasing the Reliability of Shear Pin

井上 紀明(Noriaki Inoue) 北田 登(Noboru Kitada)

要旨：

設備を過負荷から保護するシャーピンには、破断力の計算値に誤差あり、完全な保護装置になっていない場合がある。この問題を解決する手段として、せん断実験、ノッチ部の応力分布と設計方法および加工精度の調査を行った。この結果、ノッチ形状はUよりもVの方が、またノッチ幅はせまい方が信頼性が向上することがわかり計算式を確立した。なお、曲げ疲労折損防止のために形状および取付精度が表面粗度とともに重要で、その設計、加工上の注意事項を挙げた。さらに、シャーピンの取替え時間短縮のため新しい構造のカップリングを考案して取替えを容易にした。

Synopsis：

The shear pin which is supposed to protect machines from over-load as safety device does not always work as expected because of occasional errors in accurately estimating numerical values of its breaking force. In order to increase the reliability of shear pin, the authors conducted some shearing tests and investigated the stress distribution and designing as well as the accuracy in manufacturing of notch part of the pin. As a result, a formula for calculation of breaking force of the shear pin has been established by making clear that V-notch is more reliable than U-notch and that a notch with narrow width is better. Some recommendations are also given on designing and manufacturing to avoid bending fatigue failure attributed to the inaccuracy of its shape and installation. Furthermore, a new type coupling is introduced which simplifies and shortens the work and time for replacing shear pin.

(c)JFE Steel Corporation, 2003

本文は次のページから閲覧できます。

シャープピンの信頼性向上 Increasing the Reliability of Shear Pin

井上 紀明*
Noriaki Inoue

北 田 登**
Noboru Kitada

Synopsis:

The shear pin which is supposed to protect machines from over-load as safety device does not always work as expected because of occasional errors in accurately estimating numerical values of its breaking force. In order to increase the reliability of shear pin, the authors conducted some shearing tests and investigated the stress distribution and designing as well as the accuracy in manufacturing of notch part of the pin.

As a result, a formula for calculation of breaking force of the shear pin has been established by making clear that V-notch is more reliable than U-notch and that a notch with narrow width is better.

Some recommendations are also given on designing and manufacturing to avoid bending fatigue failure attributed to the inaccuracy of its shape and installation.

Furthermore, a new type coupling is introduced which simplifies and shortens the work and time for replacing shear pin.

1. まえがき

設備を過負荷から保護することを目的として、各箇所でシャープピンが使われている。最近は強度計算技術が向上して設備強度はかなり厳密に求めることが可能となり、許容負荷を正確に指定できるようになってきた。しかし過負荷を制限するシャープピンについては目立った進歩が見受けられず、次に述べるような問題を残しており信頼性の高いシャープピン設計方法の確立が望まれている。

(1) シャープピンの実際破断力と計算値が合わない。

(2) シャープピンの強度計算方法は各社または設計者によってまちまちである。

(3) 計算値以下の負荷条件下でも、疲労で頻繁に折損する。

(4) シャープピンの取替えに長時間を要する。

そこでせん断実験に基づいて考察を加え、シャープピンの信頼性を向上させる方策を提案し、これを実機に応用した結果、相当の効果を確認できたのでその方策について述べる。なおシャープピンは軸継手への使用が大半なので、この方面の応用例についても述べる。

* 水島製鉄所保全全部保全技術室
〔昭和53年11月7日原稿受付〕

** 水島製鉄所保全全部保全技術室主任(掛長待遇)

2. シャーピンの破断力の決定

破断力の決定はシャーピンを設計する際に最も重要で基本的なことであるが、せん断強さとノッチ部の応力集中係数の決定がむずかしいとされており、Table 1 のように各社によって強度設計基準がそれぞれ異なっている。このためシャーピンの破断力は理論と一致しないなどと言われて信頼性が疑問視されているが、一般的には Neuber の方法^{1,2)}によって決定することが知られている。今回、正確な破断力の計算方法を知ることが目的としてせん断実験を行い、破断力とそのばらつきおよび形状係数を調べた。

2.1 せん断実験

前に述べたように、せん断強さと形状係数はそれぞれ任意の値が採用されており定まっていないので、せん断実験を行ってせん断強さと形状係数を確認した。

実験に使用したシャーピンを Fig.1 に示す。

実験試料の引張強さを正確に把握する必要があるので、 $\phi 28 \times 5500\text{mm}$ の丸棒を 1100mm に 5 分割し、これを熱処理後それぞれの先端 250mm の部

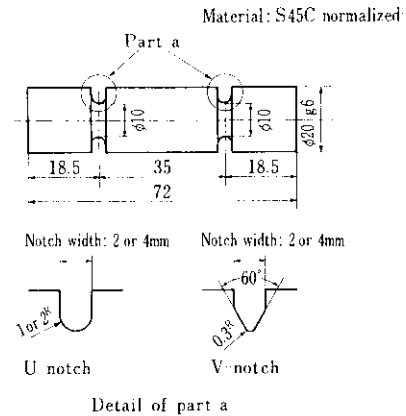


Fig.1 Shear pin used for the test

分から JIS 4 号引張試験片を、そして残部からシャーピンを製作して引張強さとせん断強さを比較できるようにした。

実験は、U ノッチと V ノッチについて、ノッチ幅はそれぞれ 2mm と 4mm について行った。

実験結果を Table 2 に示す。シャーピンは最大せん断応力 $\tau_{\max}$ で破断するものと考えて、Table 2 は $\tau_{\max}/\sigma_B$ の値を記載した。 $\tau_{\max}$ は平均せん断応力の $4/3$ 倍 ($\tau_{\max} = 16F/3\pi d^2$ で求め、 F は破断力、 d はノッチ径)、 σ_B は引張強さである。

Table 1 Standards of designing shear pin in each maker

Maker	Shearing strength	Form factor	Effective number	Fatigue
A	Tensile strength $\times 0.8$	By Neuber's method	Using number $\times 0.9$	Not considered
B	" $\times 0.7$	The bigger one of torsion and bending form factor	" $\times 1$	"
C	" $\times 0.34^*$	Not considered	" $\times 1$	"
D	" $\times 0.58$	By Neuber's method	" $\times 1$	"
E	" $\times 0.75$	Neuber $\times 1.75$	" $\times 1$	"
F	" $\times 0.577^{**}$	Torsion form factor	" $\times 1$	Sometimes considered

* This value may include a form factor

** If yielding obeys shearing strain energy theory
Torsional strength: $0.577 \times$ tensile strength

Table 2 Results of shearing test (Value of $\tau_{\max}/\sigma_B$)

Form	Notch Width (mm)	$\tau_{\max}/\sigma_B$		Number of test pieces
		Average	Deviation ($\times 10^{-3}$)	
V	2	1.000	-8 ~ +12	5
	4	1.034	19 ~ +23	5
U	2	1.035	26 ~ +19	5
	4	1.055	34 ~ +24	5
Rod without notch		1.050	-7 ~ +7	5

2・2 破断力

せん断実験 (Table 2 参照) から次のような結論を得た。

- (1) $\tau_{\max}/\sigma_B \approx 1$ であるから、ノッチ形状にかかわらずせん断強さは一定で、ほぼ最大せん断応力で破断している。
- (2) せん断強さのばらつきはUノッチよりもVノッチの方が、またノッチ幅がせまい方が少ない(ばらつきが少ない方が信頼性は高い)。
- (3) ノッチなし丸棒とノッチ付丸棒を比べると、せん断強さの差がないのでシャープピンには応力集中がないと言える。たとえばUノッチ2mm幅(以下Uノッチ2mm幅はU2, Vノッチ4mm幅はV4などと記す)では応力集中係数 $\alpha = 1.05/1.035 \approx 1.014$ となるが、微小であり無視できる。ちなみに、実験に使用したシャープピンをNeuberの方法により応力集中係数を求めると、U2は $\alpha = 1.7$, V2およびV4は $\alpha = 5$ となる。

以上をまとめると、シャープピンには応力集中がなくノッチ形状にかかわらず $F = 3\pi d^2 \tau_{\max}/16$ ($\tau_{\max}$ は材料の引張強さを適用する) で、破断力 F を求めることができる。

3. ノッチ部の応力分布と形状精度の重要性

シャープピンには機構上からはせん断力のみを作用させているが、ノッチに幅があるかぎりにはせん断力作用点に距離があるので、ノッチ部には曲げモーメントが作用する (Fig.2 参照)。

実機で使用して破断したシャープピンを観察

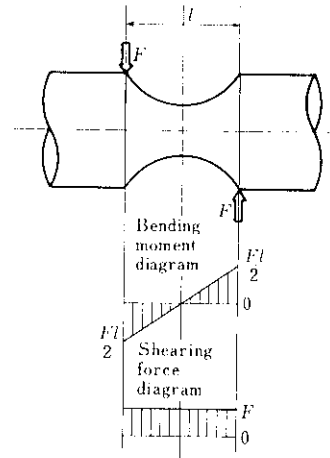


Fig.2 Load curve on the notched part

すれば、破断面が曲げ疲労破面の特徴である貝殻模様を呈しているもの、あるいはノッチの中心で破断せずにノッチのつけ根近傍から破断しているもの (Fig.3 参照) を見かけることも多い。これらの原因は曲げの影響によるものと思われ、せん断精度を低下させているようなので、さらに詳しくノッチ部の応力分布について調べた。

3・1 ノッチ部の応力分布

ノッチ幅方向の任意の位置における応力分布を次の式で求め、せん断実験を行ったそれぞれのノッチ形状について比較した結果を Fig.4 に示す。Fig.4 の破断力 F は、せん断実験の平均破断力 3933kg を適用した。

$$\text{最大せん断応力 } \tau_{\max(x)} = \frac{16F}{3\pi d(x)^2}$$

$$\text{平均せん断応力 } \tau_{\text{mean}(x)} = \frac{4F}{\pi d(x)^2}$$

$$\text{曲げ応力 } \sigma_{b(x)} = \frac{32Fx}{\pi d(x)^3}$$

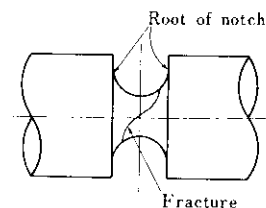


Fig.3 Example of fracture near the root of notch

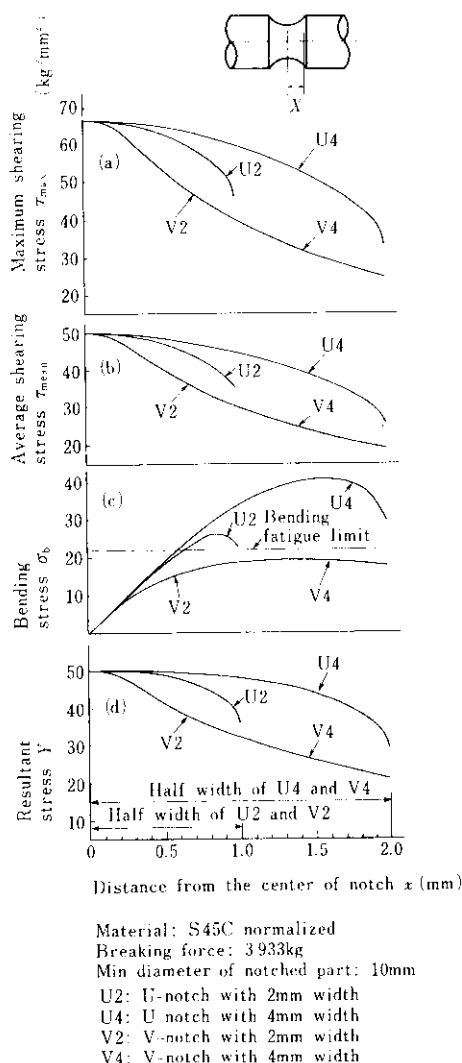


Fig.4 Stress diagram of notched part

$$\text{合成応力 } Y(x) = \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_b^2(x) + 4\tau_{\text{mean}}^2(x)}$$

ここで $d(x)$ はノッチ中心からの任意位置におけるノッチ径で、 x はノッチ中心からの距離をあらわす。

さて、Fig.4 から次のことがわかる。

(1) セン断応力および合成応力はノッチ中央で最大値を示し、ノッチ中央から離れた位置での応力の減少割合は、V2, V4, U2, U4の順でゆるくなっている。応力の減少割合が高い方がノッチ中央でセン断する確率が高いからVノッチの方がノッチ中央でセン断しやすく、Uノッチで幅が広い方がノ

ッチ中央以外でセン断する可能性が生じてくる。

(2) 曲げ応力はノッチ中央で最小値ゼロを示し、ノッチ中央から離れると応力は増加しノッチのつけ根に近い位置で最大値を示している。曲げ応力はV2, V4, U2, U4の順で高くなっている。ノッチ中央から相当離れたノッチのつけ根近傍で曲げ応力が最大になっているので、ノッチのつけ根近傍が曲げ応力の影響を最も強く受けている。Fig.4(c)に曲げ疲れ限度を示すが、疲れ限度以上の応力発生域では曲げ疲労折損する可能性がある。V2, V4の発生応力はいずれも疲れ限度以下であるが、U2, U4は疲れ限度以上の曲げ応力が発生している。図示の曲げ応力は破断荷重時のものであるが、破断荷重よりも低い荷重が作用してもU2, U4はノッチのつけ根近傍で疲れ限度を越えるので、曲げ疲労折損が生じる。つまりVよりもUの方が、またノッチ幅が広い方が曲げ応力の影響を強く受け、破断荷重が作用しなくてもノッチ中央以外から疲労折損することになる。シャープシンの設計に際しては、発生曲げ応力が曲げ疲れ限度を越えないようなノッチ形状を選択すべきである。このようにすれば、まえがきで述べた問題点(3)は解決できる。

3.2 形状精度の重要性

すでに説明したように、ノッチ部に作用する曲げ応力は曲げ疲労折損を早めるという悪影響があるが、形状精度が悪ければさらに曲げの影響を強くするので、シャープシンの設計および加工上の注意事項を述べる。

(1) ノッチ中心とセン断力中心を合わせること

シャープシンの取付けが軸方向にずれている場合には、Fig.5に示すようにノッチの最小径部にお

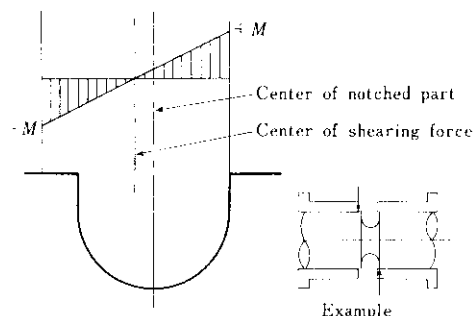


Fig.5 Bending moment diagram under eccentric load

いても曲げモーメントが作用し、正常の場合と比べて曲げ応力が付加される。したがって、シャープピンを設計する際にノッチ中心とせん断力中心を必ず一致させることと、軸方向の隙間を最小にすることが重要である。

(2) 面取りは左右同一にすること

ノッチ角部あるいはシャープピン用ブッシュの面取寸法が左右で差がある場合には、(1)と同一結果になる。

(3) ノッチのアー形状を正しく加工すること

ノッチ形状はUノッチが多用されているようであるが、アー形状が往々にして正しい半円ではなく長半円になっている場合がある (Fig.6 参照)。ノッチ部の形状はプロフィールプロジェクタなどで拡大投影すれば容易に調べることができる。長半円であればノッチのつけ根近傍での曲げ応力が增大するので好ましくない。アー不良は、ノッチ加工用の総形バイトを手研ぎで成形しているためである。バイトの成形は機械によるのが望ましいが、手研ぎに頼る場合は相当の注意と熟練を要するので、どちらかと言えば双曲面 (Fig.6 参照) に成形することを心掛けるべきである。あるいはノッチ形状をVにすれば手研ぎでも成形精度はよい。

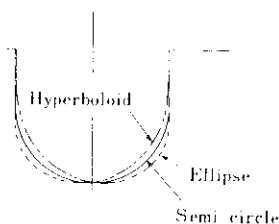


Fig.6 Notched shape by hand facing

4. シャープピンの応用例

実際の機械においてはシャープピンの取替えが簡単にできないので、シャープピンの使用が敬遠される傾向があるが、これはカップリングの構造に起因しているようである。この対策として、従来から使用されているカップリングの構造を改善してシャープピンの取替えを容易にしたので、このシャープピン型カップリングについて従来型と比較して

説明する。Fig.7に従来の一般的なカップリング構造を、Fig.8に改善型カップリング構造^{3,4)}を示す。改善型の実施にあたって、シャープピン自体は2、3章で述べた方策を合わせて適用した。

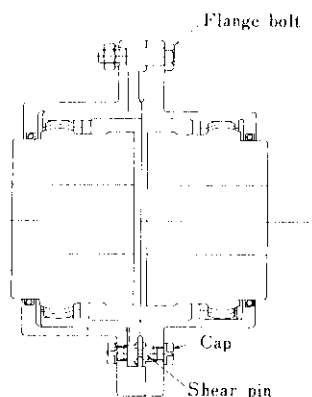


Fig.7 Conventional coupling

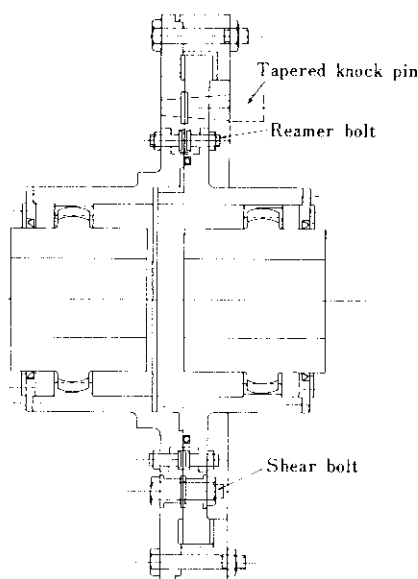


Fig.8 Improved coupling

従来型のものでシャープピンを取り替えるには、キャップを取り外してから折損したシャープピンを抜き取るが、この抜取作業が困難で、ときにはフランジボルトを取り外してカップリングの縁切りをしないと取り出せないこともあった。また取付けに際しては、対面する両フランジのシャープピン穴を完全に穴合わせせなければならないが、キャ

ップのタップ穴を通して目視で行うので非常に困難であった。

従来型の欠陥を解決すべく構造をシンプルにしたものが改善型である。シャープピンはシャープボルト型にして取り外しやすくした。また対面する両フランジにテーパノック穴を共加工しておき、取付時にテーパノックを挿入すれば完全に穴合わせができるようにした。シャープピン型カップリングには、シャープピンが折損したときの回転撓動部に隙間があるので、このテーパノックがなくても円周方向の穴合わせは可能だが、半径方向の完全な穴合わせは不可能である。穴合わせが不完全であれば、シャープピンを取り付けるときに円滑に挿入できず片手ハンマなどで打ち込むことになり、シャープピンのノッチ部に悪影響を及ぼす。

なお、カップリングの外筒部を円筒部とフランジ部に分割し、両部材をリマボルトで結合して一体構造として、シャープピン取付部のフランジが損傷すればフランジ部のみの取替えを可能にした。さらにシャープボルトのナットを締め付けてもシャープボルトには張力が作用しないように、フランジ面間寸法とシャープボルトの胴部長さ寸法を厳密に

管理していることは当然である。

5. むすび

シャープピンの信頼性を損ねている原因について実験結果に基づく考察を行い、改善策として

- (1) シャープピンには応力集中はなく最大せん断応力で破断する。
- (2) 曲げ応力を最小にすべきでノッチ形状はUよりもV、ノッチ幅はせまい方が信頼性が向上する。
- (3) 取付けおよび形状精度も重要で、設計と加工上の注意が必要である。
- (4) 新しい構造のシャープピン型カップリングなどを提案した。これらを実施した結果、折損回数を1/2～1/5に、取替時間を1/2に減少させることに成功した。

なお、シャープピン強度を決定するときに、シャープピンの破断強度を疲れ限度で決定すべきではないかと疑問を持たれるかも知れない。この場合には、引張強さで設定した値以上の負荷が作用することにより、設備は有限寿命となり、完全な保護装置にはなり得ないことを付言したい。

参 考 文 献

- 1) 西田正孝：応力集中，(1973)，170～199，〔森北出版〕
- 2) 石橋正：金属の疲労と破壊の防止，(1973)，40～45，〔養賢堂〕
- 3) 川崎製鉄㈱：実公昭52-8906号公報（登録新案第1202611号）
- 4) 川崎製鉄㈱：実公昭52-8907号公報（登録新案第1202612号）