

二段階衝撃負荷試験機の試作および二、三の実験*

申 建 汎^{*1}, 放生 明 廣^{*2}
茶 谷 明 義^{*2}, 立 矢 宏^{*2}A Testing Machine for Two Stage Impact Loading
and Some ExperimentsJianxun SHEN^{*3}, Akihiro HOJO,
Akiyoshi CHATANI and Hiroshi TACHIYA^{*3} Department of Mechanical Systems Engineering, Kanazawa University,
2-40-20 Kodatsuno, Kanazawa-shi, Ishikawa, 920-8667 Japan

A new impact testing machine was proposed, which was possible for various two stage impact loading tests of tension and torsion. Especially, the testing machine can realize the impact loading and inverse loading in order to examine the Bauschinger effect at high strain rates. This machine is based on SHPB method, and has two clamp devices that are released in the time lag of 100 μ s by connecting the two clamps to a rod. Using the testing machine, some efficiency tests were done. The results showed that the rise time of the impact load is about 50 μ s and the present machine is valid as an impact testing machine. Moreover, some impact experiments were conducted with short aluminum specimens. It was confirmed that the Bauschinger effect appeared under the impact loading as same as the static loading.

Key Words: Combined Stress, Material Testing, Stress Wave, Constitutive Equation, High Strain Rates, Bauschinger Effect, Rise Time

1. 緒 言

高ひずみ速度下での材料の挙動を明らかにし、ひずみ速度依存性を考慮した構成方程式を確立するためには、衝撃試験が必要である。そこで、ホプキンソンバー法による引張り、圧縮およびねじり試験などが古くから数多く行われている^{(1)~(5)}。一方、動的構成式を確立するためには逆負荷や組合せ負荷などさまざまな負荷経路での実験が必要である。これまでに、引張りとねじりの組合せ衝撃試験がいくつか行われ、動的降伏条件の測定や Perzyna 型の構成式の検討などが行われている^{(6)~(9)}が、このような衝撃実験はまだ少なく、基礎的なデータも十分ではないようである。

これは主に負荷方法の困難さのためであると考えられる。衝撃試験においては一般に荷重の立上り時間が 100 μ s 程度以下でかつ試験片を塑性変形させるのに十分な大きさの荷重を発生させる必要がある。そのような負荷方法として、一軸試験では棒の縦衝撃を利用したものの⁽⁵⁾⁽¹⁰⁾、組合せ試験ではクランプの解放を利用し

たものの⁽⁷⁾⁽¹¹⁾が主に用いられているが、これらでは逆負荷も含むような複雑な実験が行えない。

本研究では、二組のクランプを用いて、負荷、逆負荷や引張りとねじりの組合せ衝撃負荷が可能となる二段階衝撃負荷装置を考案した。二段階負荷方法については、段付き棒の衝撃現象を巧妙に利用したものが Ogawa ら⁽¹²⁾⁽¹³⁾により提案されているが、段付き部での応力波の反射を利用するために負荷の自由度は限られる。これに対して、本装置はクランプ解放機構を利用するものであり、軸方向とねじり方向の自由な組合せ衝撃負荷が可能となる。本論文では、この負荷装置を用い衝撃試験機を試作し、試験機中を伝ばする応力波を測定し一次元伝ば理論による理論結果と比較し、組合せ負荷や逆負荷が可能であることが確認した。また、クランプ解放時の曲げ荷重を測定し、試験結果に及ぼす影響を調べ、試験機としての妥当性を検討した。さらに、短いアルミ試験片についていくつかの実験を行い、応力-ひずみ関係を測定し、ひずみ速度が約 40 l/s の高ひずみ速度下においても、静的な場合と同様にバウシinger効果が現れることなどを示した。また、ひずみ速度急変試験も行い、ひずみ速度依存性を表す材料定数を求めた。

* 原稿受付 2002年4月15日。

^{*1} 正員, 金沢大学大学院機能機械工学科(〒920-8667 金沢市小立野2-40-20)。^{*2} 正員, 金沢大学工学部。

E-mail: shin@kyod.ms.t.kanazawa-u.ac.jp

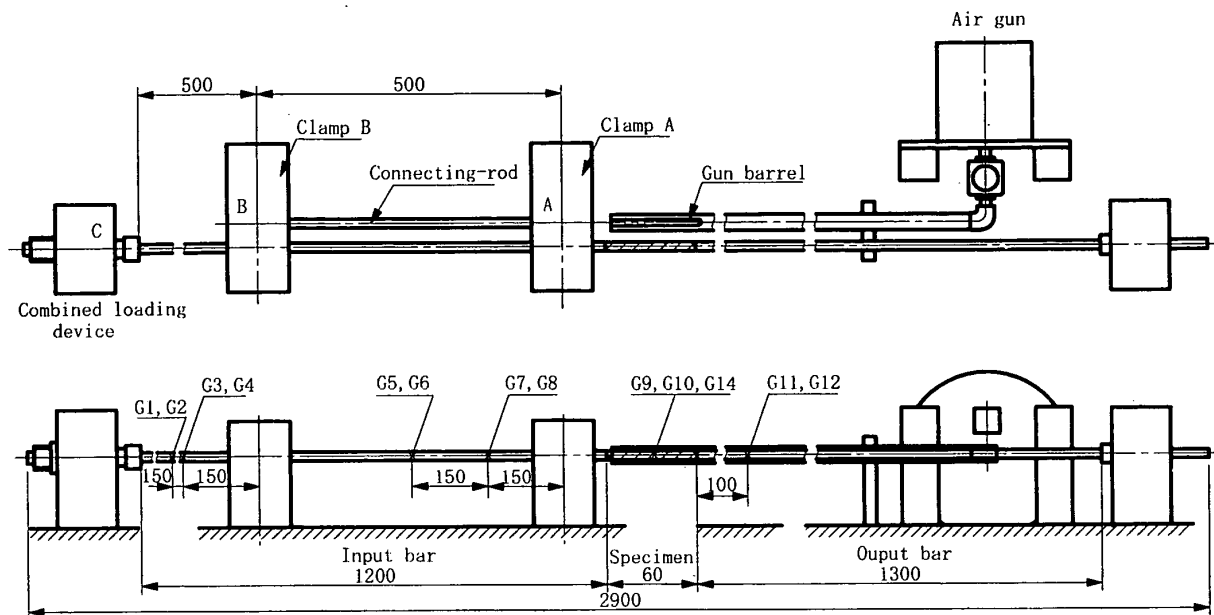


Fig. 1 Schematic of the two stage impact testing machine (recording system not shown)

2. 試験機の作製と性能実験

2.1 衝撃試験機 図1に試作した衝撃試験機の概略を示す。これはトーションバーを利用したもので、入力棒と出力棒の間に試験片を取付ける。入力棒および出力棒は、市販の軸受用丸棒(NB ファインシャフト, 日本ベアリング社)から切り取ったもので、長さはそれぞれ1200 mmと1300 mmで、直径はともに15 mmである。図1に示すように入力棒の試験片側A点とB点をそれぞれクランプし、左端C点に設置された組合せ負荷装置により、AB間およびBC間にそれぞれ大きさおよび向きの異なる組合せ静荷重を蓄える。その後二つのクランプをA, Bの順に解放することによって応力波を発生させ、試験片に二段階の組合せ負荷を加える。BC間およびAB間の軸方向およびねじりの静荷重あるいは動荷重はそれぞれ適当な位置に貼付したひずみゲージG1~G8により測定する。試験片に生ずる軸ひずみ ϵ およびせん断ひずみ γ はそれぞれ試験片中央部に貼付したゲージG9, G10で測定し、また試験片を透過した軸方向荷重およびせん断荷重はそれぞれ出力棒に貼付したゲージG11, G12で測定する。これらのひずみゲージによる測定値はデジタルメモリー(岩通 DM 7100)によって記録した後パーソナルコンピュータに取り込み必要なデータ処理を行った。なお、それぞれのゲージは曲げの影響を防ぐため、同一円周上の対称な位置に2枚を貼付してある。また、試験片中央部に貼付したゲージG14は後で述べる曲げ荷重の測定用である。

クランプの詳細を図2に示す。これは、谷村ら⁽⁷⁾⁽¹⁴⁾

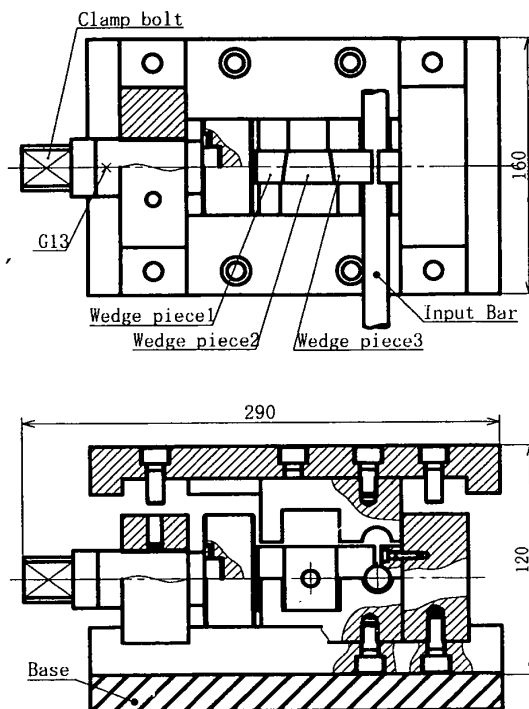


Fig. 2 Detail of the clamp device

が用いたものと同様の原理に基づくもので、くさび片1, 2, 3を押付けることによって入力棒を受け台に固定し、その後真中のくさび片2を打抜くものである。くさび片の断面寸法は40 mm×20 mmであり、くさび角度は摩擦係数の測定値に基づいて約 8.2° とした。材質はダイズ鋼であり、加工後ピッカース硬さ $Hv=800$ 程度に焼入れしてある。締付力はクランプボルトを締付けることにより発生させ、ボルトに貼付したゲージG13で測定する。

本装置では、このようなクランプを二つ設け、それぞれのくさび片2を連結棒で連結することによって二つのクランプをほぼ同時に解放する。図3はこのときの入力棒および連結棒中を伝ばする応力波のようすを示すものである。打撃棒により連結棒を打撃すると、まずクランプAが解放され、入力棒内にBに向かって除荷波が伝ばしていく。それと同時に連結棒内にも応力波が伝ばし、この応力波は時間 $T=l/C_0$ 後にクランプBに到達しこれを解放する。ここで、 C_0 は連結棒中の縦波の伝ば速度で約5100 m/s、 l は二つのクランプ間の距離である。このようにすればクランプ間の距離にもよるが、1回の打撃で二つのクランプを100 μ s オーダの時間差で解放することが可能である。二つのクランプの連結部詳細を図4に示す。連結棒、ナット1、2にはS45C材を使用し、打撃を加えるナット2は打撃時の変形を防ぐために焼入れ処理を施してある。なお、くさび片2の打抜きにはエアガンを利用した。

入力棒に蓄える静荷重を加える装置の概略を図5に示す。トルクは、図中のボルトを用いてトルクハンドルを回転させることにより加える。トルクを加える際には対向する2本のボルトに均等に力が加わるように注意した。軸力はナット3を回しその締付け力で加えた。また、フレームとナット3の間にはスラスト針状ころ軸受(FNTA-3552 NSK)をはめ込み、入力棒に蓄える負荷が高負荷の場合においてもナット3が滑ら

かに回転するようになっている。

試験片は、直径15 mm、肉厚1 mmの薄肉円筒状のものを用い、長さは試験の目的によりさまざまに変化させ得る。今回の試験では図6に示すような長さ60 mmで、市販のアルミニウム円筒(0.2%耐力、113 MPa)から切り取ったものを用いた。試験片と入出力棒の連結には接着剤を用いることとした。図6に示したように接着部の長さは20 mmであり、入出力棒の試験片接着部は直径12.6 mmで段付きしてある。接着剤は熱硬化性接着剤、Three Bond 2082 Cであり、80°Cで1時間保持し硬化させた。なお、この接着剤は今回の実験に十分な強度があることを確認してある。

2.2 性能実験

2.2.1 クランプの特性 本試験機に用いる二つのクランプおよびそれらの同時解放機構の有効性を確認するため、試験片を取付けずに実験を行い入力棒中の荷重波を測定し一次元伝ば理論による理論結果と比較した。実験手順は以下のようになる。

- (1) クランプAを締付け入力棒をクランプする。
- (2) 入力棒AB間の静荷重を所定の値になるために、組合せ負荷装置を用いてAC間に静荷重を加える。
- (3) クランプBを締付け入力棒をクランプする。
- (4) 入力棒BC間の荷重が所定の値になるように、組合せ負荷装置を用いて再負荷する。これで、

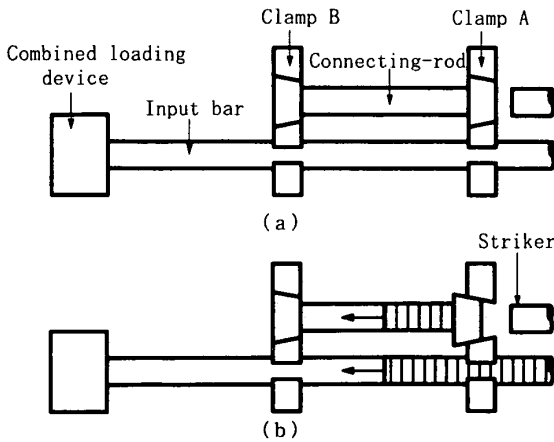


Fig. 3 Schematic of the stress wave propagation in the connecting rod with two clamps

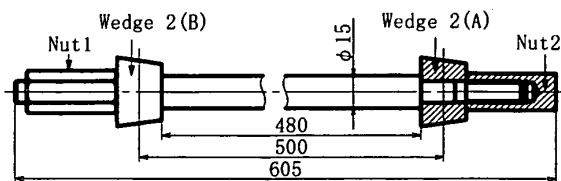


Fig. 4 Details of the connection

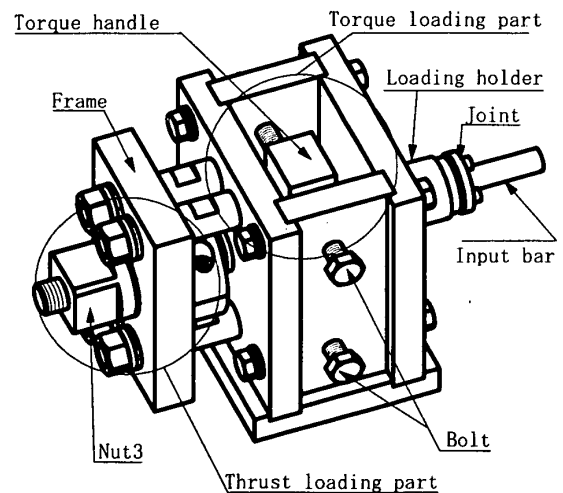


Fig. 5 Schematic of the combined loading device

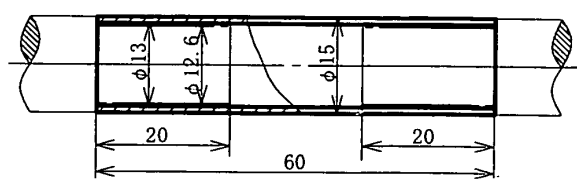
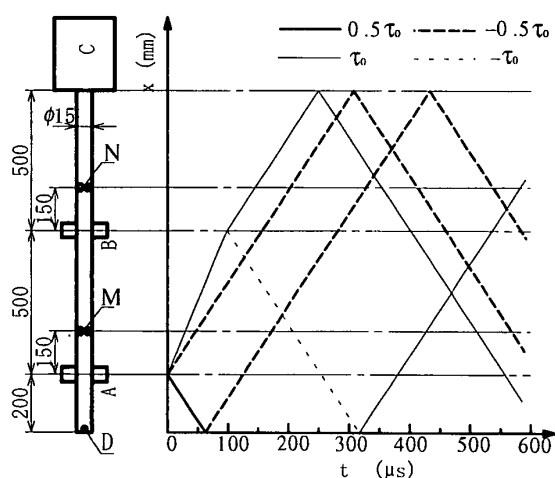


Fig. 6 Details of specimens

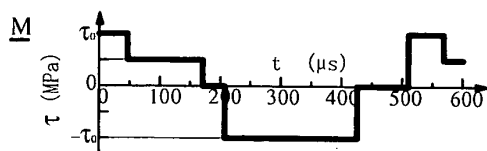
AB間とBC間にそれぞれ異なる静荷重が蓄えられる。

(5) 打抜き装置よりクランプ装置のくさび片2を打抜きクランプを急激に解放する。

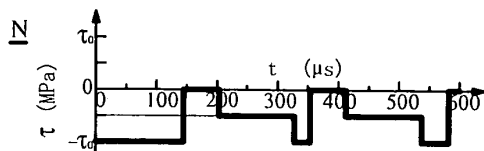
図7は入力棒外表のせん断応力がAB間では τ_0 、BCでは $-\tau_0$ となるようにねじり静荷重を加えた後クランプを解放したときの応力波の伝ばを図式解法より求めたものである。図7(a)は横軸に時間、縦軸に棒に沿った位置をとり応力波の伝ばを示したものであり、これらがそれぞれの位置に到達する時間と応力の値からM点とN点の応力-時間関係を求めたものが図7(b), (c)である。応力波伝ばのために、M点と



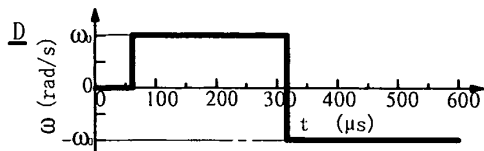
(a) The $x-t$ diagram of stress waves



(b) Stress variation in time at point M



(c) Stress variation in time at point N



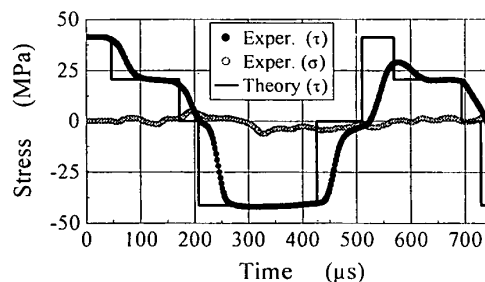
(d) Angular velocity at point D

Fig. 7 The theoretical curve based on one-dimensional propagation theory (torsion and inverse torsion) (propagation velocity: $C_0=5\ 100\text{ m/s}$; $C_1=3\ 200\text{ m/s}$)

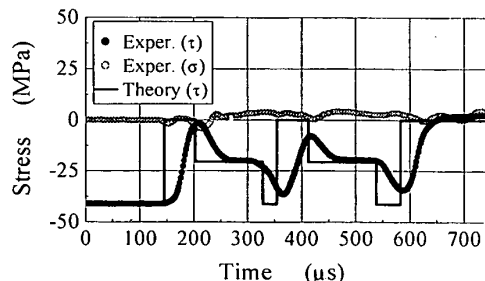
N点での応力-時間関係が違ってくる。図7(d)は入力棒先端D点の角速度と時間の関係であり、その最大値は $\omega_0=\tau_0 C_1/(rG)$ となる。ここで、 r, G および C_1 はそれぞれ入力棒の半径、横断面係数および横波の伝ば速度である。図7(d)をみれば、入力棒先端の角速度は負荷および逆負荷で同じ大きになることがわかる。なお、これらの理論波形は、縦波の伝ば速度 $C_0=5\ 100\text{ m/s}$ 、横波の伝ば速度 $C_1=3\ 200\text{ m/s}$ とし、組合せ負荷装置との連結部では固定端反射するものとして求めた。

図7において、 $\tau_0=40\text{ MPa}$ となるようにしたときの実験結果を理論値とともに図8に示す。図8(a)はM点、(b)はN点での応力-時間関係であり、図中の実線が図式解法による理論値、黒丸印と白丸印はそれぞれ測定されたせん断応力と軸方向応力である。図8をみれば、測定波形は時間に対する変動、振幅ともに理論値とほぼ一致している。また、応力の立上り時間は両クランプともに約 $50\ \mu\text{s}$ であり、衝撃試験機として十分な値であると思われる。さらに、軸方向応力はほぼ零であり、軸荷重とねじり荷重の干渉がほとんどない。

図9はBC間に外表のせん断応力が 40 MPa となるねじり、AB間に圧縮応力が 40 MPa となる軸方向の静荷重を加えたときの実験結果を理論値と比較したものである。図中、実線と破線はそれぞれせん断応力と



(a) Stress variation in time at point M



(b) Stress variation in time at point N

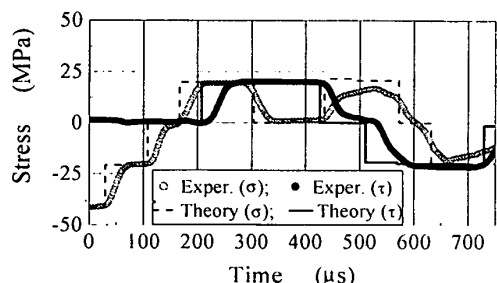
Fig. 8 Comparison of the experimental result with the theoretical one under torsion and inverse torsion (preloading: AB: $\tau=40\text{ MPa}$; BC: $\tau=-40\text{ MPa}$)

軸方向応力の理論値であり、黒丸印と白丸印はそれらに対応する測定値である。なお、理論値は図7と同様な方法で得られるがその詳細は省略する。図9をみれば、図8と同様に測定波形はほぼ理論値と一致していることがわかる。

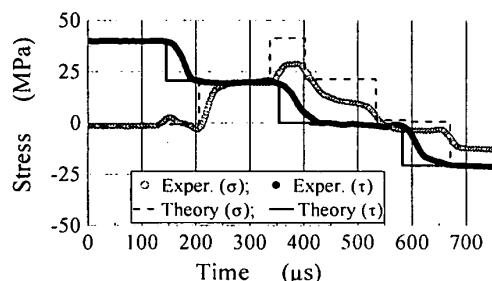
以上の結果より、二つのくさび片2を連結した同時解放機構を有する本負荷装置を用いて、負荷、逆負荷を含めいろいろな組合せ荷重を発生させることが確認できた。

2.2.2 曲げの影響 本実験のようなクランプを利用する衝撃試験機では曲げ荷重の発生が問題となる。そこで、クランプの締付けおよび解放によって試験片に生ずる曲げ応力を測定した。

図10に試験片の中央部に貼付したひずみゲージG14より得られた曲げ応力と締付け力の関係を示す。



(a) Stress variation in time at point M



(b) Stress variation in time at point N

Fig. 9 Comparison of the experimental result with the theoretical one under compression and torsion (preloading: AB: $\sigma = -40$ MPa; BC: $\tau = 40$ MPa)

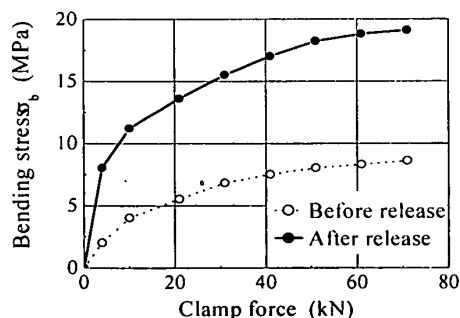


Fig. 10 The relation between bending stress and clamp force

図中の白丸印はクランプ締付け時の曲げ応力、黒丸印は解放により発生する最大曲げ応力である。なお、これらはクランプAだけを締付けた場合である。図10を見れば、解放時発生する値は締付け時の2倍程度になっており、曲げ荷重の影響を少なくするためには、締付け時の値がなるべく小さくなるよう試験機を調整する必要があるものと思われる。

締付け力 40 kN のとき、クランプ二つを用いて衝撃ねじり-逆ねじり試験を行い試験片に生ずる曲げ応力をせん断応力とともに直接測定した。その結果を図11に示す。なお、曲げ応力は試験片に貼付したひずみゲージから、せん断応力は出力棒上試験片接着部から 100 mm のところでのゲージによるものである。図11は横軸に時間、縦軸に応力であり、白丸印と実線はそれぞれ試験片に作用する曲げ応力 σ_b とせん断応力 τ である。図11をみれば、せん断応力の波形は大きな乱れが見られない。また、Mises の降伏条件によれば、曲げ応力を考慮した場合の相当応力 $\sigma' = \sqrt{\sigma_b^2 + 3\tau^2}$ と無視した場合の相当応力 $\sigma = \sqrt{3}\tau$ の比を計算すると、曲げの有無による誤差は約2%となることから、曲げの影響は無視して良いと考えられる。

3. 実験例

3.1 ひずみ速度急変試験 ひずみ速度依存性を考慮した構成式として次の指数則がよく用いられ

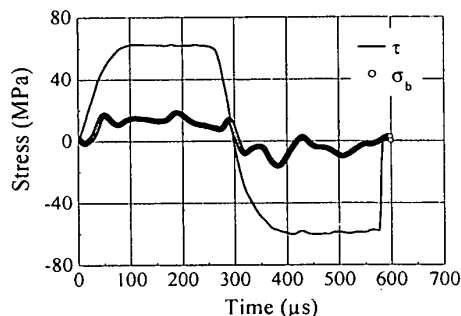


Fig. 11 The comparison of the shear stress and the bending stress under torsion and inverse torsion

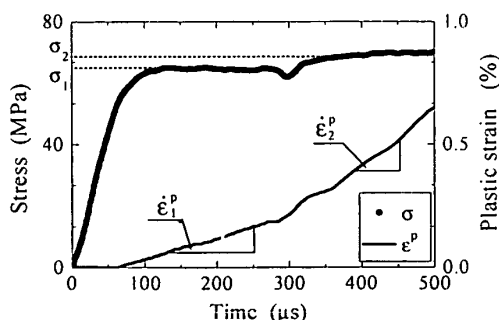


Fig. 12 The result of the strain rate change test

る⁽¹⁵⁾。

$$\dot{\epsilon}^p = g(\sigma - \alpha) = \exp \{ C_1 + (\sigma - \alpha) / C_2 \} \dots\dots (1)$$

ここで、 $\dot{\epsilon}^p$ は塑性ひずみ速度で、 σ は応力で、 α は内部状態変数である。 C_1, C_2 は材料定数であり、詳細は文献(15)にゆずるが、 C_1 は主に転位密度に関係し、降伏応力に影響を与える。また、 C_2 は式(2)からもわかるように、材料のひずみ速度依存性に密接に関係する。簡単な計算により、 C_2 はひずみ速度急変試験から次式で求まる。

$$C_2 = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{\ln(\dot{\epsilon}_1^p / \dot{\epsilon}_2^p)} \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 σ_1, σ_2 はひずみ速度急変試験前後の応力であり、 $\dot{\epsilon}_1^p, \dot{\epsilon}_2^p$ はそのときの塑性ひずみ速度である。本試験機を用いて市販のアルミ円筒から切り取った図6のような試験片を用いこのような試験を行った結果 $C_2 = 1.3 \text{ MPa}$ であった。なお、測定結果を図12に示す。図12を見れば、2番めのクランプ解放時に少し応力が下がる。この理由としては、衝撃によって入力棒AB間に発生する除荷波がクランプBに到達した時点でクランプBの解放が完了しておらず、この除荷波が若干反射されることが考えられる。

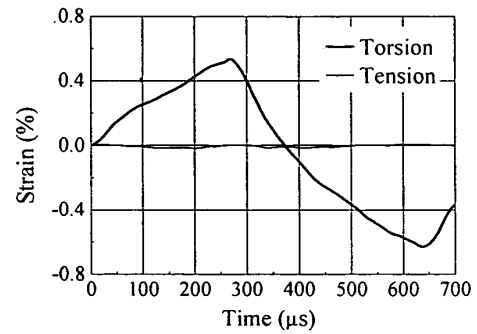
3・2 二段階衝撃実験 二段負荷の有効性を確認するため、衝撃ねじり-逆ねじり試験を行った。図13にその実験例を示す。図13(a), (b), (c)はそれぞれひずみ-時間関係、応力-時間関係、応力-ひずみ関係を示す。この実験結果より、試験片は塑性域で約0.5%まで変形後、逆負荷が作用しているのが確認できる。ひずみ速度は約40 l/sで、本試験機を用いて高ひずみ速度域における負荷-逆負荷の応力-ひずみ関係を得ることができた。得られた動的応力-ひずみ関係には、静的な試験と同様にバウシinger効果が見られる。このようなバウシinger効果はOgawa⁽¹²⁾が純鉄を用いて行った衝撃引張圧縮の結果にも現れている。

なお、本試験機では、一段階めの負荷発生から逆負荷発生までの時間差はクランプ間の距離および応力波の伝ば速度によって決まる一定値である。そのため、クランプ間の距離あるいは連結棒の材料を変更することによって、一段階めの負荷によるひずみ量は調整可能であると考えられる。

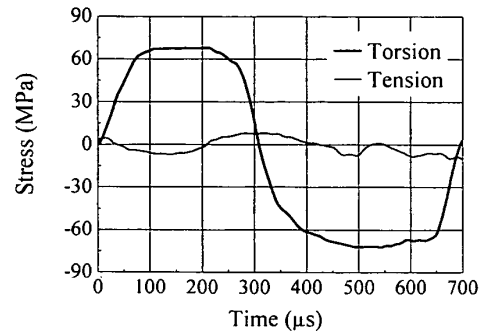
4. 結 言

本研究では、高ひずみ速度域でさまざまな負荷経路の実験が可能な二段階衝撃負荷試験機を試作した。本試験機を用いていくつかの実験を行い、性能を確かめた。その結果は以下のである。

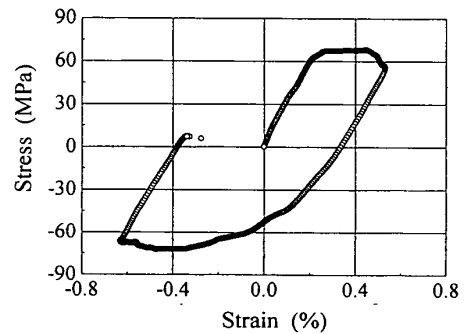
(1) 二つのクランプの同時解放機構として、二つ



(a) Strain-time curve



(b) Stress-time curve



(c) Stress-strain curve

Fig. 13 The experimental result of aluminum under impact torsion and inverse torsion

のくさび片2を一体型とする方法により、一度の打撃で二つのクランプを100 μs オーダの時間差で解放することが可能になった。

(2) 試験片を取付けない状態で入力棒中を伝ばする応力波を測定し、一次元伝ば理論による理論波形と比較した結果、測定値は理論値と一致した。また、応力の立上り時間は約50 μsで、本試験機が衝撃試験機として妥当であることが確認できた。

(3) クランプの締付けおよび解放による曲げ応力を計測し、Misesの降伏条件による相当応力を検討した結果、曲げの影響は無視できることがわかった。

(4) アルミ試験片を用い、衝撃ねじり-逆ねじりの二段階負荷実験を行い、約40 l/sの高ひずみ速度域でも静的と同様にバウシinger効果が現れることを示

した。

終わりに、本実験に絶大なるご協力をいただいた同
大学院の近藤智明君に深く感謝の意を表す。

文 献

- (1) Kolsky, H., *Proc. Phys. Soc. London*, **62**, B (1949), 676-700.
- (2) Lindholm, U. S. and Yeakley, L. M., *Exp. Mech.*, **8**-1 (1968), 1-9.
- (3) Baker, W. E. and Yew, C. H., *Trans. ASME, Ser. E*, **33**-4 (1966), 917-923.
- (4) 横山隆, *材料*, **45**-7 (1996), 785-791.
- (5) Gilat, A. and Cheng, C. S., *Exp. Mech.*, **40**-1 (2000), 54-59.
- (6) Lipkin, J. and Clifton, R. J., *Trans. ASME, Ser. E*, **37**-12 (1970), 1107-1112.
- (7) 谷村真治・ほか3名, *機論*, **44**-378, A (1983), 497-504.
- (8) 放生明廣・茶谷明義, *機論*, **43**-375, A (1982), 3994-4001.
- (9) 福岡秀和・ほか3名, *機論*, **43**-367, A (1982), 883-887.
- (10) Staab, G. H. and Gilat, A., *Exp. Mech.*, **31**-3 (1991), 232-235.
- (11) 放生明廣, *機論*, **48**-429, A (1982), 633-640.
- (12) Ogawa, K., *Exp. Mech.*, **24**-2 (1984), 81-86.
- (13) Li, M., ほか2名, *Exp. Mech.*, **33**-1 (1993), 7-14.
- (14) Hojo, A. and Chatani, A., *Pro. 25th Japan Con. Mat. Res.*, (1982), 16-20.
- (15) 放生明廣・茶谷明義・佐々木芳彦, *材料*, **34**-387 (1985), 1400-1405.