

パワーウィンドの緩衝装置

Shock Neutralizing Equipment for Power Windows

外山 仁一* 大山 昭雄* 渡部 勇*
 Jin'ichi Toyama Akio Oyama Isamu Watanabe

要 旨

最近、自動車操作の自動化、居住性の向上が強く要望されており、この一環としてパワーウィンドが国産の乗用車にも採用されている。パワーウィンドは、スイッチ操作によってウィンドガラスの開閉を自動的に行なうもので安全走行の見地からきわめて実用性の高いものである。本論においては、緩衝能力が大きく、かつ薄形構造にできるといった特長をもつ新しい緩衝装置付日立パワーウィンドの構造および特性について述べている。

1. 緒 言

パワーウィンドは、自動車のバッテリー電力によって電動機を駆動し、ウィンドガラスの開閉を行なうものである。このため開閉の終端においてウィンドガラスの動作が急激に阻止され、電動機および減速機の回転部分の慣性による衝撃力が各部に発生する。したがって、この衝撃力を低減する緩衝装置が必要であり、緩衝の方法が適当でないときは、誤って手をはさんだとき、危険であるばかりでなく、歯車の摩耗、機構の破損などを起こすことになるので、非常に重要な要素である。

パワーウィンドの緩衝装置としては、つぎの条件が要求される。

- (1) ドアの内部に取り付けられるため、寸法が小であること。
- (2) 自動車の振動に十分耐えること。
- (3) 耐久性が大であること。
- (4) 十分な緩衝能力があること。

従来、緩衝装置としては、減速機のウオームホイールに設けたゴムカップリングが使用されてきた。しかしこれは、緩衝能力が不十分であるとともに、装置の厚さが大となる欠点があり、現在の自動車の傾向である薄形のドアに取り付けることは困難である。われわれは上記の条件を満足するものとして、コイルスプリングおよびリミットスイッチを使用した独自の緩衝装置を有するパワーウィンドを完成した。本論は、この装置についての構造および特性について述べる。

2. パワーウィンドの構造と作動

2.1 開閉機構

図1はパワーユニット (Power unit) の構造、図2はパワーウィンド全体の構造を示したものである。パワーユニットは電動機および減速機より構成され、電動機の回転はウオーム、ウオームホイールによって減速され、ピニオンを回転する。ピニオンは扇形ギヤとかみ合っており、主レバー、補助レバーを作動させ、ウィンドガラスの開閉を行なう。図3はパワーウィンドをドアに装着した状態である。

2.2 電気回路

図4は電気回路を示したものである。コントロールスイッチは、ドアに操作できるように取り付けられる。このスイッチは常時中立自動復帰式でスイッチを操作したときだけ回路が閉じ、手をはなすと中立位置へもどり回路は開かれるようになっている。

コントロールスイッチをP方向に操作すると、電流はコントロールスイッチ→リミットスイッチ→電動機の上昇用励磁巻線→電動機のアーマチュアの順に流れ、ウィンドガラスは上昇する。またスイッ

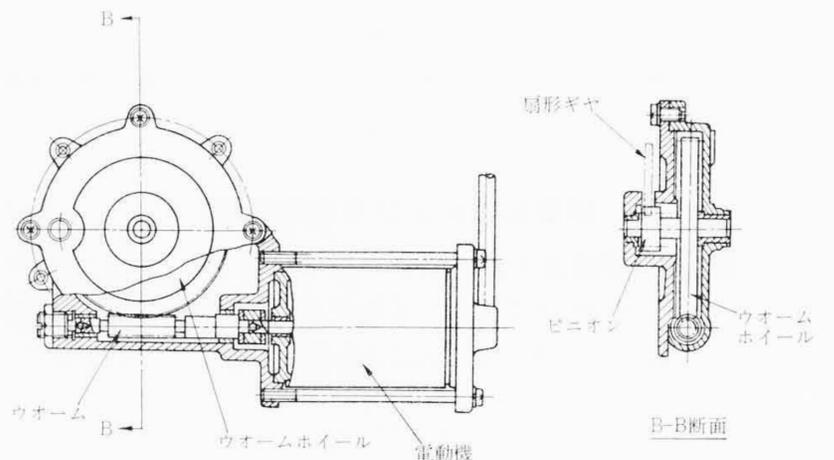


図1 パワーユニットの構造

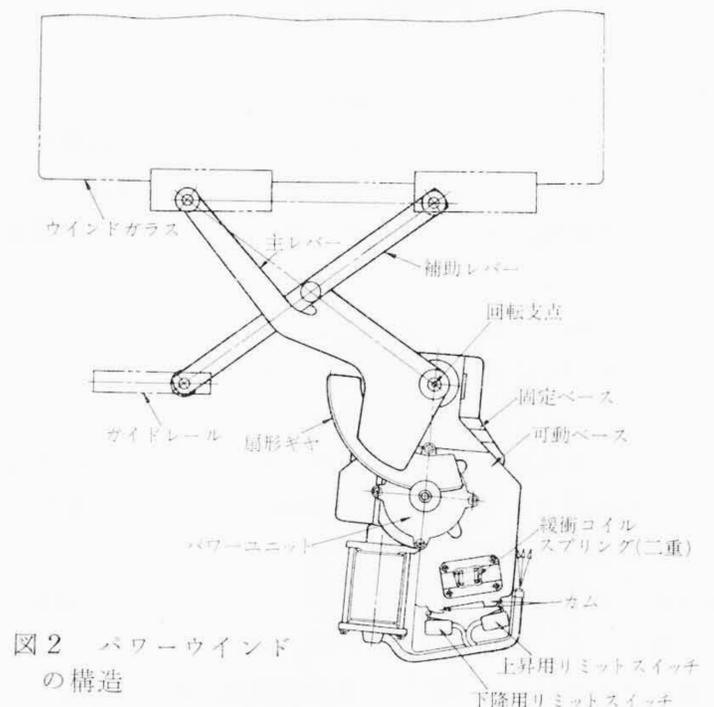


図2 パワーウィンドの構造

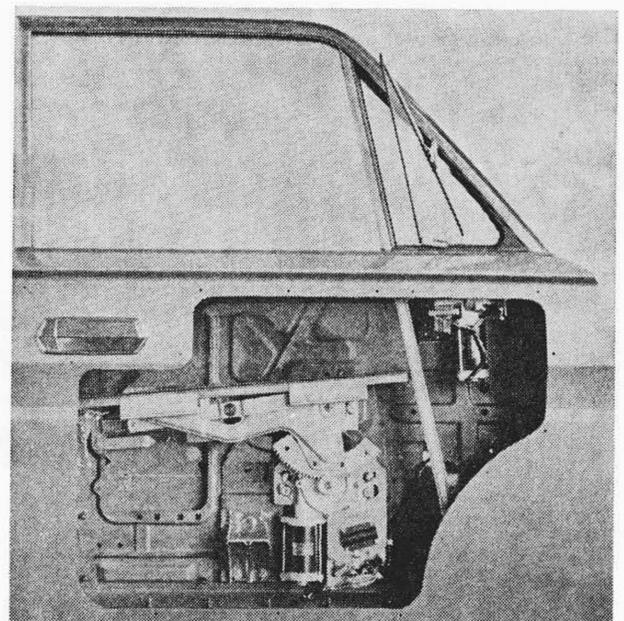


図3 パワーウィンドを装着したドア

* 日立製作所多賀工場

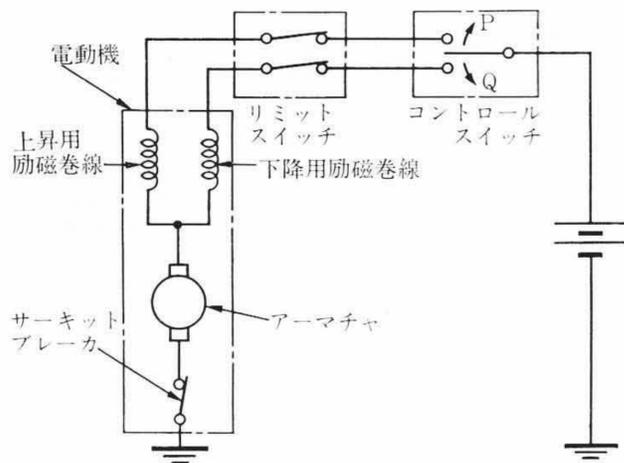


図4 電気回路

チをQ方向に操作すると電動機は逆方向に回転しウインドガラスは下降する。上昇、下降の終りには、後述するようにリミットスイッチが自動的に遮断される。サーキットブレーカは電動機の焼損を防止するためのバイメタルリレーである。

3. 緩衝装置およびその理論解析

3.1 性能および構造決定の方針

パワーウインドの緩衝装置として要求される性能およびこれを実現するため、構造上考慮しなければならない点は、つぎのとおりである。

(1) 安全性

ウインドガラスとドアサッシュの間に誤って手をはさんだ場合、負傷しないよう、手に加わる最大荷重は20kg以下であること。

回転部の慣性エネルギーが、緩衝体の変位のエネルギーに変換されたとき最大荷重が、上記の値を満足するよう、緩衝体のバネ定数を小さく選定する必要がある。また電動機の電流をすみやかに遮断し、電動機に大きなトルクが発生するのを防ぐ構造を採用しなければならない。

(2) 耐振性

走行時2.5~3.0Gの振動が作用してもウインドガラス自体が振動を起さないこと。

ウインドガラス重量の3倍以下の荷重で、緩衝体に変形を起さないことが必要であり、緩衝体には初期圧力を与える構造にする。

(3) 最大抵抗時の動作保証

微凍結、ゴミなどによってウインドガラスのしゅう動抵抗が増加した場合にも、支障なく動作することが必要であり、13kg*以下の抵抗で緩衝装置が作動し、電動機電流が遮断されないよう設定できる構造であることが必要である。

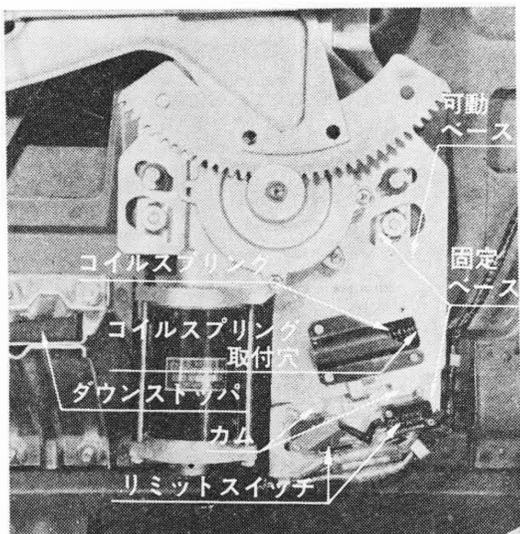
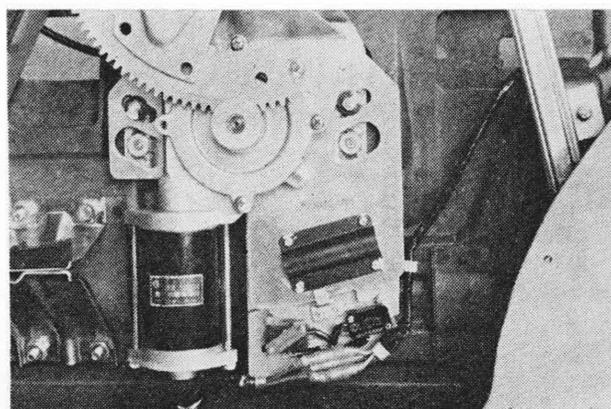
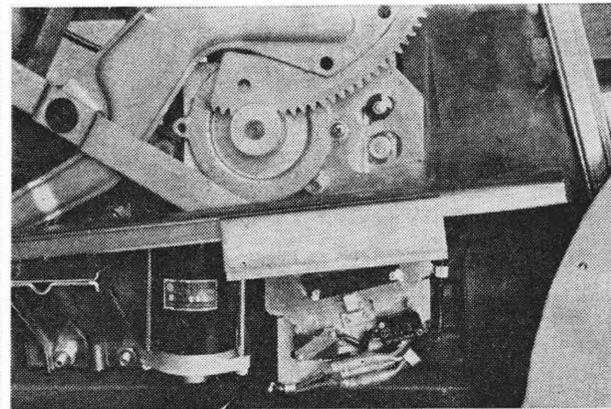


図5 緩衝装置が作動しない状態



(ウインドガラスが閉じた状態)

図6 緩衝装置が作動し、リミットスイッチが遮断された状態



(ウインドガラスが開いた状態)

図7 緩衝装置が作動し、リミットスイッチが遮断された状態

(4) 小形化

緩衝装置をパワーウインドに組み合わせた場合、ドア内部への取り付けが容易にできるような小形、薄形であること。

緩衝体とパワーユニットを一体構造にすることは厚さ寸法が大となる欠点があり、分離形の構造にするほうが有利である。

3.2 構造および作動⁽¹⁾

3.1に述べた方針に従って決定した緩衝装置の構造を図2に示す。緩衝体としては、スペースおよび安定性の点からも有利な2重コイルスプリングを採用し、これを固定ベースと可動ベースの取付穴に初期圧力を与えてそう入する。

可動ベースはパワーユニットを支持し、回転支点のまわりに回転して、コイルスプリングを圧縮する構造になっている。このため、ウインドガラスの動きが阻止されると、その反作用として可動ベースが動き、回転部の慣性エネルギーをコイルスプリングの変位のエネルギーに変換し、各部に過大な力の発生するのを防ぐ。また、可動ベースの下端のカムはリミットスイッチを作動させて、電動機電流を遮断するため、電動機に大きなトルクが発生するのを防いでいる。

リミットスイッチは、そのカムに対する位置を調整することによって、遮断荷重を設定することができる。

図5は緩衝装置が作動しない状態、図6,7は緩衝装置が作動してリミットスイッチが遮断された状態を示したものである。

3.3 緩衝装置の理論解析

ウインドガラスが完全に閉閉し、動作が急激に阻止されると、その反作用によりコイルスプリングが圧縮され、緩衝作用が行なわれる。このときの現象を表わす方程式は次のようになる(しかし電動機アーマチャ、ウオーム以外の慣性の効果は小さいのでこれを無視する)。

$$An\eta \left(T - I \frac{d\omega}{dt} \right) = p_0 + k_1 x \dots\dots\dots (1)$$

ここに、 $A = \frac{Z_2}{Z_1 L} \text{ (1/m)}$

- Z_1 : ピニオン歯数
- Z_2 : 扇形ギヤ歯数
- L : 回転支点からコイルスプリングまでの距離 (m)
- n : ウオーム減速機の減速比
- η : 減速機の効率
- T : 電動機のトルク (kgm)
- I : アーマチャとウオームの慣性モーメントの和 (kgms²)
- ω : アーマチャ回転速度 (rad/s)
- p_0 : コイルスプリングの設定圧縮力 (kg)
- k_1 : コイルスプリングのバネ定数 (kg/m)
- x : コイルスプリングの変位 (m)

* ウインドガラスが雨にぬれ、微凍結を起したときの抵抗値(実測値)

(1)式を変形し積分することによって次のエネルギーの関係式が求められる。

$$\eta \left(\int_0^{\theta_s} T d\theta + \frac{1}{2} I \omega_0^2 \right) \equiv P = p_0 x_0 + \frac{1}{2} k_1 x_0^2 \dots\dots\dots (2)$$

- ここに、 θ : 電動機アーマチュア回転角 (rad)
 θ_s : コイルスプリングが圧縮され始めてからリミットスイッチが遮断されるまでのアーマチュア回転角 (rad)
 ω_0 : コイルスプリングが圧縮され始める時のアーマチュア回転速度 (rad/s)
 x_0 : コイルスプリングの全圧縮変位 (kg)
 P : トルクによるエネルギーと慣性エネルギーの和 (kg-m)

(2)式において左辺の第1項は、緩衝作動中に電動機のトルクによって与えられるエネルギー、第2項は慣性のエネルギーを表わし、右辺は、コイルスプリングにたくわえられるエネルギーを表わしている。コイルスプリングに発生する最大力 p_m (kg) は(3)式のようなになる。

$$p_m = p_0 + k_1 x_0 = \sqrt{p_0^2 + 2k_1 P} \dots\dots\dots (3)$$

(3)式よりわかるように p_m を小にするためには、

(1) p_0 を小にする。

スプリングの設定圧縮力 p_0 は、走行時自動車の振動によってウインドガラス自体が振動を生じない値まで小にとることが望ましい。 p_0 は通常次式の程度の値に選定される。

$$p_0 = (3 \sim 4) W \frac{l}{L} \dots\dots\dots (4)$$

- ここに、 W : ウインドガラス自重 (kg)
 l : 主レバーの長さ (m)
 L : (1)式 参照

(2) k_1 を小にする。

k_1 を小にするほど p_m は小になるが、コイルスプリングを入れるスペースが大となる。設計を行なう場合手をはさんでも、安全なように 20 kg 以下となるよう k_1 を選定する。

(3) P を小にする。

エネルギーを小にするためには、アーマチュア、ウォームの慣性モーメントを小にするほか、電動機に大きなトルクが発生しないよう、リミットスイッチにより、すみやかに電流を遮断することが有効である。

(2), (3)式により直接 p_m を計算することはできないので、 ω , θ に対する解を求め、これを基にし p_m を計算することにする。

電動機トルクを $T = T_0 - k_2 \omega$ で近似し、 $x = An\theta$ なる関係式を用いて(1)式より θ , ω を求めると(5)~(8)の解が得られる。

リミット遮断前

$$\omega = \sqrt{M^2 + \omega_0^2} e^{-\lambda_1 t} \cos \left(\lambda_2 t + \tan^{-1} \frac{M}{\omega_0} \right) \text{ (rad/s) } \dots\dots (5)$$

$$\theta = \sqrt{\frac{M^2 + \omega_0^2}{\lambda_1^2 + \lambda_2^2}} \left\{ e^{-\lambda_1 t} \sin \left(\lambda_2 t + \tan^{-1} \frac{M}{\omega_0} - \tan^{-1} \frac{\lambda_1}{\lambda_2} \right) - \sin \left(\tan^{-1} \frac{M}{\omega_0} - \tan^{-1} \frac{\lambda_1}{\lambda_2} \right) \right\} \text{ (rad) } \dots\dots\dots (6)$$

ここに、 $M = \frac{\lambda_1}{\lambda_2} \omega_0 - \frac{1}{\lambda_2 I} \left\{ \frac{p_0}{An\eta} - (T_0 - k_2 \omega_0) \right\}$ (1/s)

$$\lambda_1 = \frac{k_2}{2I} \text{ (1/s)}$$

$$\lambda_2 = \sqrt{\frac{k_1}{A^2 n^2 \eta I} - \left(\frac{k_2}{2I} \right)^2} \text{ (1/s)}$$

t : 時間(s), (5), (6)式においてコイルスプリングが圧縮され始めた時, 0 とする。

リミットスイッチ遮断後

$$\omega = \sqrt{N^2 + \omega_s^2} \cos \left(\lambda_3 t + \tan^{-1} \frac{N}{\omega_s} \right) \text{ (rad/s) } \dots\dots\dots (7)$$

$$\theta = \frac{\sqrt{N^2 + \omega_s^2}}{\lambda_3} \left\{ \sin \left(\lambda_3 t + \tan^{-1} \frac{N}{\omega_s} \right) - \sin \tan^{-1} \frac{N}{\omega_s} \right\} \dots\dots\dots (8)$$

ここに、 $N = \frac{p_0 + k_1 x_s}{\lambda_3 An\eta I}$ (1/s)

ω_s : リミットスイッチが遮断された時のアーマチュア回転速度 (rad/s)

$$\lambda_3 = \sqrt{\frac{k_1}{A^2 n^2 \eta I}} \text{ (1/s)}$$

x_s : リミットスイッチが遮断される時のコイルスプリング変位 (m)

t : 時間(s), (7), (8)式においてリミットスイッチが遮断された時, 0 とする。

(6)式より、リミットスイッチ遮断時のアーマチュア回転角 $\theta_s = Anx_s$ に対する時間を求め、(5)式よりこの時間に対する回転速度 ω_s を計算する。

緩衝動作が終了するまでの、アーマチュアの全回転角 θ_0 , コイルスプリングの全圧縮変位 x_0 , および最大荷重 p_m は次式より計算できる。

$$\theta_0 = \theta_s + \frac{\sqrt{N^2 + \omega_s^2}}{\lambda_3} \left(1 - \sin \tan^{-1} \frac{N}{\omega_s} \right) \dots\dots\dots (9)$$

$$x_0 = x_s + \frac{\sqrt{N^2 + \omega_s^2}}{\lambda_3 An} \left(1 - \sin \tan^{-1} \frac{N}{\omega_s} \right) \dots\dots\dots (10)$$

$$p_m = p_0 + k_1 \left\{ x_s + \frac{\sqrt{N^2 + \omega_s^2}}{\lambda_3 An} \left(1 - \sin \tan^{-1} \frac{N}{\omega_s} \right) \right\} \dots\dots (11)$$

3.4 数 値 計 算

3.3の理論解析にもとづき、パワーウインドの実際例について計算を行なった。

ただし、 $Z_1 = 7$

$Z_2 = 114$

$L = 0.210$ (m)

$A = 77.5$ (1/m)

$n = 60$

$\eta = 0.35$

$I = 0.214 \times 10^{-5}$ (kgms²)

$p_0 = 16.5$ (kg)

$k_1 = 2.7 \times 10^3$ (kg/m)

$x_s = 1.5 \times 10^{-3}$ (m)

$\theta_s = Anx_s = 6.97$ (rad)

$\omega_0 = 240$ (rad/s), 9V 上昇時; 370(rad/s), 9V 下降時

370(rad/s), 12V 上昇時; 500(rad/s), 12V 下降時

520(rad/s), 15V 上昇時; 640(rad/s), 15V 下降時

電動機特性の近似式は図8に記載してある。図9, 10は θ , ω の計算結果を、図11は p_m の計算結果を示した理論値である。

3.5 許 容 最 大 荷 重

3.1で述べたように手に加わる荷重は、安全上 20 kg 以下であることが必要であり、このためには、コイルスプリングに発生する最大荷重 p_m は次の条件を満足しなければならない。

$$p_m < \frac{20 l \cos \beta}{L} = 26 \text{ (kg) } \dots\dots\dots (12)$$

ここに、 p_m : コイルスプリングの最大荷重 (kg)

β : ウインドガラスが閉じたときの主レバー傾斜角 (34度)

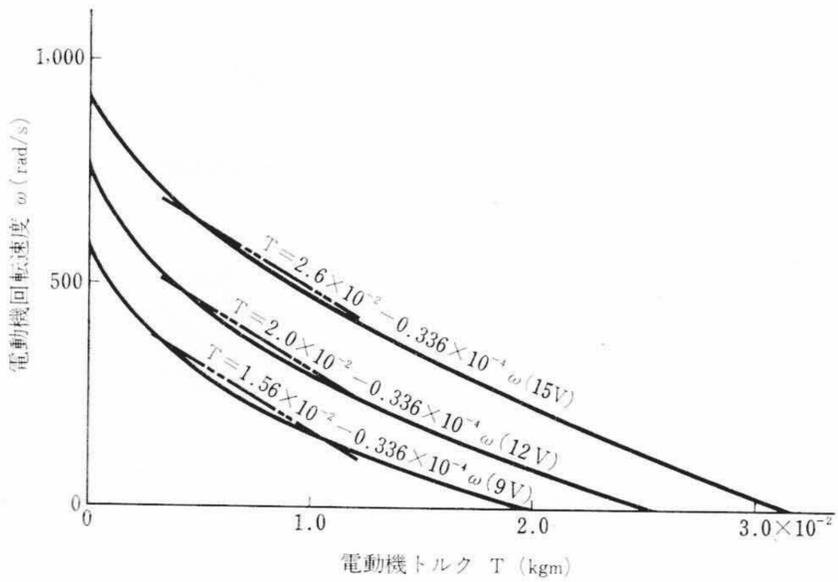


図8 電動機特性

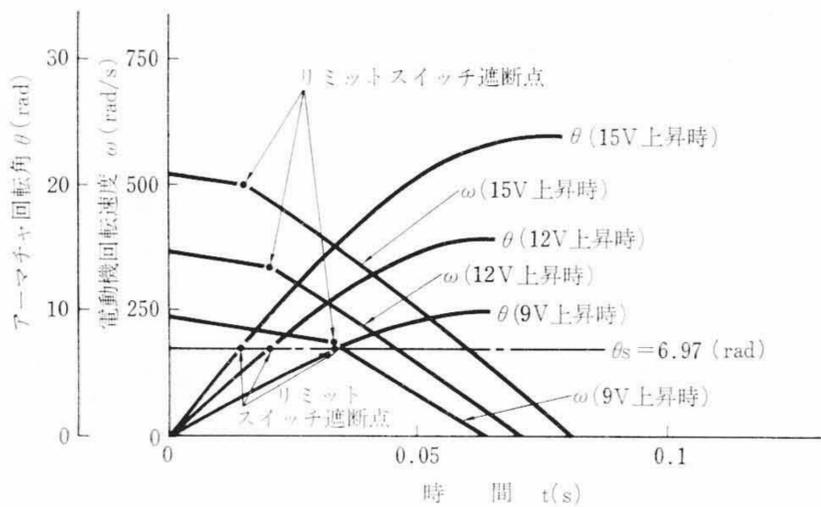


図9 数値計算結果 (その1)

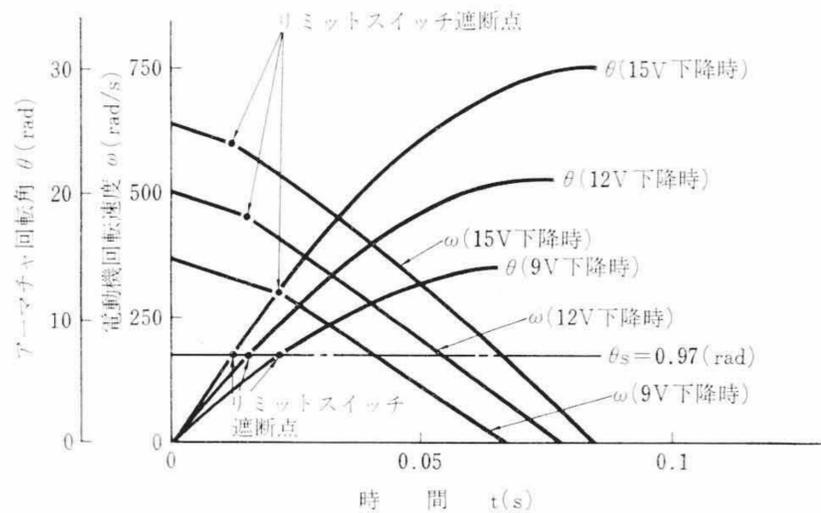


図10 数値計算結果 (その2)

- l: 主レバーの長さ (0.33 m)
- L: 回転支点からコイルスプリングまでの距離 (0.21 m)

(12)式による p_m の値は図11にあわせ示されている。

4. 実験結果および検討

4.1 実験方法

パワーウインドをドアに装着し、動作すると、ウインドガラスが上端および下端に達し、急激に動作が阻止され、コイルスプリングが圧縮されて緩衝作用を呈する。このときコイルスプリングの圧縮変位を測定すれば、 p_m を求めることができる。またコイルスプリングのないときの最大荷重を測定するため、コイルスプリングのかわりに同形同一寸法の円筒状鋼棒をそう入し、これにひずみゲージをはりつけ実験を行なった。電源電圧は9~12Vまで変化させ、ウ

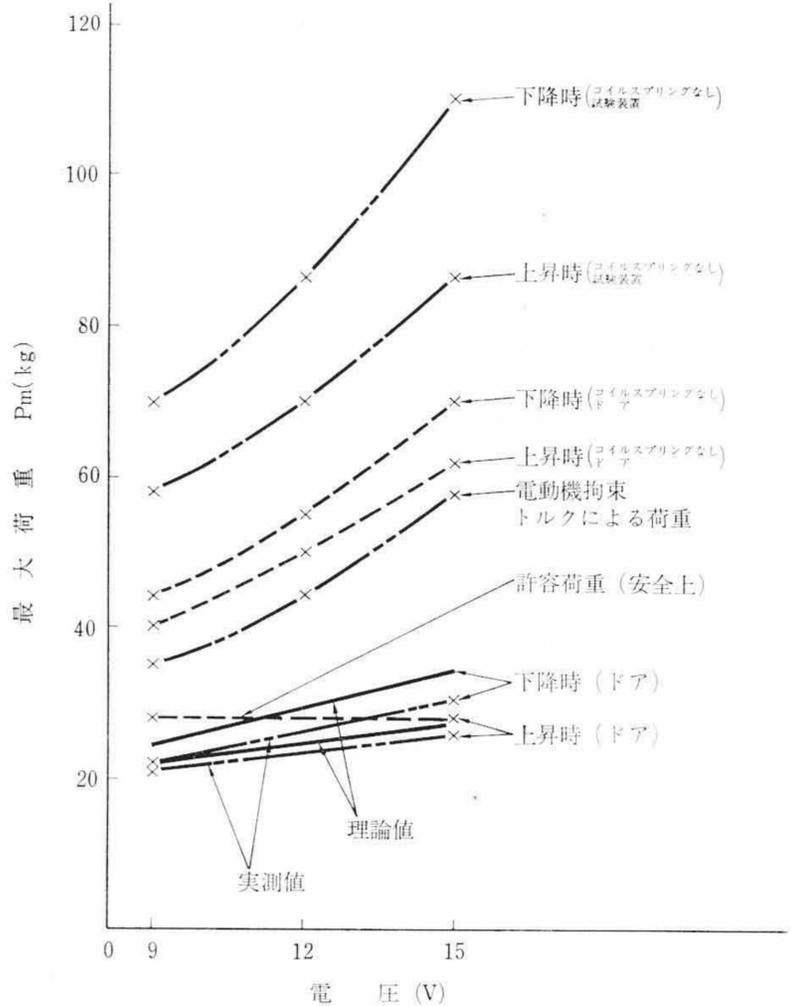


図11 実験結果

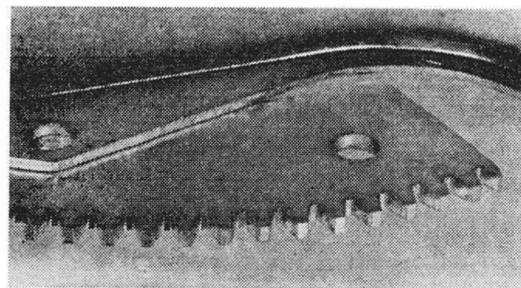


図12 寿命試験後の扇形ギヤ

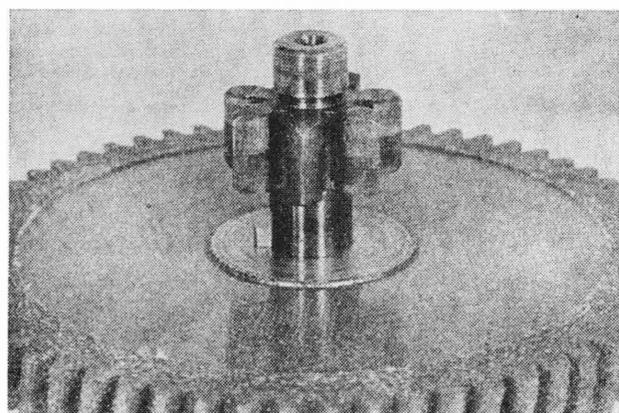


図13 寿命試験後のピニオン

インドの上昇、下降の抵抗は、それぞれ7.8 kg, 1.2 kgの標準抵抗状態で測定をした。

4.2 測定結果および検討

4.1の実験方法に従って得られた測定結果を図11に示す。図中(試験装置)と特に記入した結果は、上下のストッパを鋼材で作った試験装置にパワーウインドを装着したときのデータである。図より明らかであるように、コイルスプリングおよびリミットスイッチを使用した緩衝装置により最大荷重 p_m が大幅に低減され実際の使用状態の9~15Vの範囲でウインドガラス上昇時において安全上の許容荷重を満足している。コイルスプリングなしの場合、試験装置とドア装着の場合で、差があるのは、ドアではパワーウインドの取付面の弾性変形、ドアサッシュ内のゴム、ダウンストッパのゴムの弾性などが緩衝の役割を行なうためである。また理論値よりも、実測値

のほうが小さいのも同様の理由による。なお本パワーウインドは、20,000回の寿命テストを問題なく終了している。図12,13は寿命テスト後の扇形ギヤおよびピニオンの摩耗状態である。

5. 結 言

パワーウインドは、自動車の操作の自動化、居住性の向上のための装置として、今後国産車にもますます普及するすう勢にある。今回安全かつ耐久性にすぐれている独自の緩衝装置を有するパワーウ

インドを完成した。本文がパワーウインド緩衝装置の重要性についての理解の一助となれば幸いである。

最後に本製品の開発製作にあたり、ご指導、ご援助をいただいた日産自動車株式会社衛藤課長はじめ関係各位に深謝する次第である。

参 考 文 献

- (1) 特許出願中

Vol. 49 日 立 評 論 No. 4

目 次

<p>■題 目</p> <ul style="list-style-type: none"> ・誘導電動機の巻線温度の連続測定 ・圧延機用2セット直列接続サイリスタ静止レオナード装置のゲート・パルス制御および無効電力減少制御 ・工業用制御計算機“HI-COM2300” ・西パキスタン鉄道納試作ディーゼル動車 ・日立床上形ならいフライス盤とその数値制御化 ・H-329B形カード読取機 ・密封容器X線自動高速選別装置 ・渦巻式全自動洗たく機の防振支持 	<ul style="list-style-type: none"> ・400チャンネル分析装置とパルス波高分析 ・クロスボンドされた単心ケーブル線路の進行波計算 <p>■特殊鋼特集</p> <ul style="list-style-type: none"> ・ヤスキ析出形熱間工具鋼P.H.D ・ヤスキ黒鉛鋼YGS1, YGS2の諸性質 ・Cr-Niオーステナイト鋳鋼のクリープ破断強度に及ぼす組成の影響 ・各種鉄合金のSnoeks Peak測定結果と実用鋼への応用 ・13Cr鋼の溶接性 ・真空形カントレコーダーによる高合金鋼の分析
---	---

発行所 日立評論社	東京都千代田区丸の内1丁目4番地
取次店 株式会社 オーム社書店	振替口座 東京71824番 東京都千代田区神田錦町3丁目1番地 振替口座 東京20018番

第 29 卷 日 立 評 論 第 3 号

目 次

<ul style="list-style-type: none"> ・随 筆 清水将夫 ・鑄造——それは生あるものとの対話である—— ・変りゆく鑄物 ・排ガス脱硫——大形プロジェクトへの期待—— ・EXPO '67 モントリオール万国博 ・何秒で解けますか?——計算機が作った迷路—— ・ソロバンの手軽さ電子のスピード——卓上電子計算機の決定版登場—— 	<ul style="list-style-type: none"> ・ミナト長崎にそだつ明日の放送の夢 ・未知へ挑む〈3〉水と電気をつくる大プラント ・カラスポット「機械との対話」 ・話のロビー「ライフ・サイクル」 ・H・S・F・「狙った金庫」 ・ハイライト「音なしの構え」 ・サイエンスジョッキー
--	---

発行所 日立評論社	東京都千代田区丸の内1丁目番4地
取次店 株式会社 オーム社書店	振替口座 東京71824番 東京都千代田区神田錦町3丁目1番地 振替口座 東京20018番