

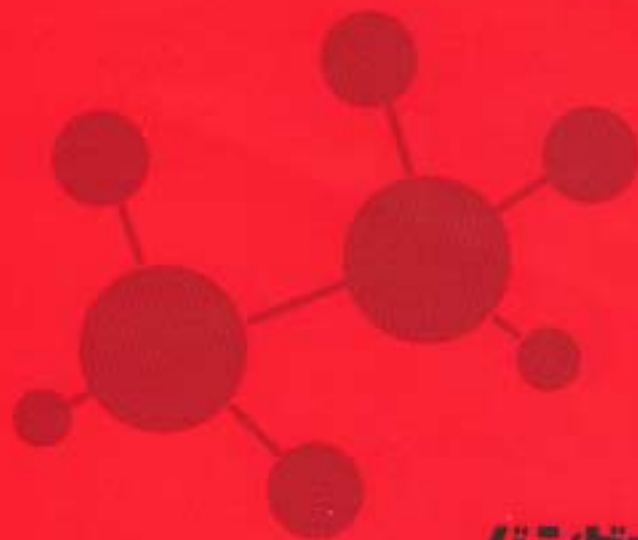
Feb. 2003

No.

7

BANDO TECHNICAL REPORT

バンドーテクニカルレポート



バンドー化学株式会社

バンドー テクニカルレポート

No.7 2003 年 2 月

目 次

巻 頭 言

「バンドー テクニカルレポート」第 7 号刊行にあたって	1
取締役 専務執行役員 池 村 征 四 郎	

研 究 論 文

含フッ素ポリメタクリレートとの IPN 化によるポリウレタンの表面改質	2
古川 睦久／岡崎 貴彦	
乾式複合 V ベルトの騒音発生メカニズムについて	9
中嶋 栄二郎／高橋 光彦／野中 敬三／小山 富夫／張 維明	
エンジン補機ベルト駆動系の動的シミュレーション ー スリップ現象の予測 ー	16
高橋 弘好／永谷 修一／城戸 隆一	
有限要素解析による天然ゴム系積層ゴム支承の水平変形特性 ー 回転が水平変形特性に与える影響 ー	21
古田 智基／荒木 伸介	
分散安定化磁気粘性流体の開発	28
外村 卓也／畑 克彦	
加硫ゴムの引張試験におけるダンベル試験片形状の影響	34
和田 法明／高嶋 正昭／三橋 健八	

特 許 ・ 実 用 新 案 登 録 一 覧 (2001 年 10 月 ～ 2002 年 9 月)	41
--	----

新製品紹介

変速システムの高負荷、コンパクト化のニーズに応える「ダブルコグ変速ベルト」の紹介	50
高グリップ力を維持する「傾斜・加速搬送用樹脂コンベヤベルト」の紹介	52

トピックス

「2002 国際食品工業展 (FOOMA JAPAN 2002)」に出展	55
省スペース化に貢献する「急傾斜樹脂パイプコンベヤベルト」の販売を開始	55
タイ国において自動車用伝動製品の生産工場を拡張	56
「環境報告 2002」を発行	56

BANDO TECHNICAL REPORT

No.7 (February, 2003)

CONTENTS

FORWARD

On the 7 th Issue of the Bando Technical Report	1
Seishiro IKEMURA	
Senior Executive Officer	
Marketing, Engineering and R&D	

REPORTS

Surface Modification by IPN of Polyurethane Elastomers with Fluorine-Containing Polymethacrylate ...	2
Mutsuhisa FURUKAWA / Takahiko OKAZAKI	
Noise Generation Mechanism of a Dry Hybrid Belt	9
Eijiro NAKASHIMA / Mitsuhiko TAKAHASHI / Keizo NONAKA / Tomio KOYAMA / Weiming ZHANG	
Dynamic Behavior Simulation of Belt Drive System for Auxiliary Machines of Automotive Engine – Prediction of Slip Phenomenon between V-ribbed Belt and Pulleys –	16
Hiro Yoshi TAKAHASHI / Syuichi NAGAYA / Ryuichi KIDO	
The Horizontal Deformation Characteristic of Natural Rubber Bearing by FEM Analysis – The Influence which the Turn in Vertical Direction has on Horizontal Deformation Characteristics – ..	21
Tomoki FURUTA / Shinsuke ARAKI	
Development of Magnetorheological Fluids with Improved Stability	28
Takuya TOMURA / Katsuhiko HATA	
Effect of Dumb-bell Test Pieces on Tensile Data of Vulcanized Rubbers	34
Noriaki WADA / Masaaki TAKASHIMA / Kenhachi MITSUHASHI	

PATENTS	41
---------------	----

NEW PRODUCTS	50
--------------------	----

TOPICS	55
--------------	----



巻 頭 言

「バンドー テクニカルレポート」第7号刊行にあたって

取締役 専務執行役員 池 村 征 四 郎

失われた10年といわれた1990年代もとつくに終わり、21世紀もはや2年目に入りますが、わが国の経済は依然として出口の見えない不況の中にあります。

もちろん国内の構造改革の遅れや金融不安等がありますが、やはり隣国中国の市場経済化への発展と、それに伴う国内産業の中国進出による空洞化も大きな影響を与えていると考えます。

わが国にとって従来の延長線上での物作りでは到底中国に太刀打ちできるわけは無く、更なる新しい技術開発や材料、製品開発がどうしても必要であり、かつ続けることが現在の経済不況脱出の大きな鍵の一つと確信しています。

今回は6件のレポートを掲載いたしました。これも2006年の当社創業100周年に向けて、企業として成長し続けるための成果の一部です。ぜひご高覧いただき、皆様方の研究に少しでも役立てば幸いですし、またご意見やアドバイスを賜れば幸甚です。

Forward

On the 7th Issue of the Bando Technical Report

The uncertainty of the 1990s, referred to as Japan's "lost age", seems to be continuing into the 21st century. The economy is still inactive yet it is hard to find a way out of the situation.

This is due to lumbering structural reform, however, international factors have also had a great impact on the Japanese economy; factors such as the excessive development of the Chinese economy and the hollowing out of the Japanese economy.

The Japanese manufacturing industry may find it difficult to survive without new developments in engineering technology, material and/or products. Such developments are needed to depart from the current economic stagflation.

This is the seventh issue of the Bando Technical Report. As a result of our company's growth and activity over the last year, our research program has produced six papers, presented here. Bando's long history of innovative R&D will be celebrated by our centennial in 2006. We appreciate your taking a glance at the BTR for the benefit of your research and production development. If you have any comments or advice we will be pleased to receive them.

Seishiro Ikemura
Senior Executive Officer
Marketing, Engineering and R&D

含フッ素ポリメタクリレートとの
IPN化によるポリウレタンの表面改質Surface Modification by IPN of Polyurethane Elastomers with
Fluorine-Containing Polymethacrylate古川 睦久^{*1}

Mutsuhisa FURUKAWA

岡崎 貴彦^{*2}

Takahiko OKAZAKI

A surface layer of Polyurethane elastomers (PUEs) was modified by use of 1H,1H,5H-Octafluoropentyl methacrylate (OFPMA). The based PUE was prepared from poly(oxytetramethylene)glycol (PTMG, Mn=2037), 4,4'-diphenylmethane diisocyanate (MDI), and 1,4-butanediol (BD) / trimethylolpropane (TMP). OFPMA and ethylene glycol dimethacrylate (EGDMA) were penetrated into the surface layer of PUE and polymerized. Morphology, friction and abrasion characterization of the modified PUEs were studied by means of FT-IR, polarizing microscope, SEM, contact angle tester, HEIDON friction tester and DIN abrasion tester. The modified PUEs exhibited lower friction coefficient and better abrasion resistance compared with the unmodified PUE. The mechanism of the improvement is discussed.

1. 緒 言

ポリウレタンは分子設計しやすくかつ力学物性、耐摩耗性、耐油性に優れているために工業材料から医用材料まで広くは用いられているが、未だ耐熱性、耐摩耗性、耐加水分解性など改善すべき点は多い¹⁾。

我々は摩擦係数の低減、耐摩耗性の向上を図るためにポリウレタンエラストマー (PUE) の表面改質をPUEそのものの高次構造の制御^{2~4)}と、第2成分としてモノマーを導入し反応させること^{5~7)}により行ってきた。後者の方法では表面から使用時ブリードを生じることなく安定した性能を発揮すること、また改質PUEの内部層ではPUE本来の優れた力学物性、ゴム弾性を損なわないことが条件となる。これまで、これらの要求を満たしながらポリメタクリロイルカーバメートとのIPN化⁷⁾およびポリメリックMDIによる改質⁸⁾を行ってきた。いずれの方法によっても改質ポリウレタンは未改質ポリウレタンより低い摩擦係数と優れた耐摩耗性を示した。しかしながら、ポリメリックMDIによる改質において残存するイソシアネートとフッ素含有アルコールとの反応によりフッ素原子の導入を試みたが、フッ素原子が改質部表面に選択的に配向していないためか顕著な低摩擦係数、高耐摩耗性化は認められなかった。一般にフッ素原子は表面自由エネルギーを減少させるのに有用であり、含フッ素高分子は撥水・撥

油性、耐熱性、耐薬品性に優れるため、これらを用いた表面へのフッ素の導入による表面改質の研究^{9~11)}がなされている。

本研究では、改質剤として比較的側鎖アルキル基が長くかつフッ素原子を多く含有する1H,1H,5H-オクタフルオロペンチルメタクリレートを用い、基材PUEの表面層でのIPN化を行い、高次構造と摩擦係数、摩耗量を検討した。

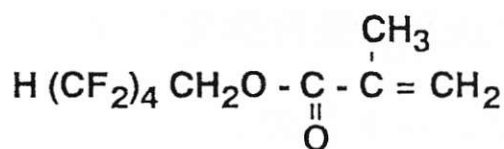
2. 実 験

2.1 原料・試薬

基材となるPUEには、先に報告した2 mm厚のポリ(オキシテトラメチレン)グリコール (PTMG: Mn=2037) - 4,4'-ジフェニルメタンジイソシアネート (MDI) - 1,4-ブタンジオール (BD) / トリメチロールプロパン (TMP) (重量比75/25) 系PUE⁸⁾ (MDI/PTMG=3.3, NCO Index=1.05) を用いた。改質剤にはFig. 1に示す構造をもつ1H,1H,5H-オクタフルオロペンチルメタクリレート (OFPMA: ダイキンファインケミカル研究所製 M-5410; bp.88°C/40 mmHg, d₂₀ 1.432 の無色透明の液体) を精製することなく使用した。OFPMAの架橋剤にはエチレングリコールジメタクリレート (EGDMA: 三菱レイヨン製; bp.98~100°C/5mmHg) を減圧蒸留して使用した。ラジカル重合開始剤にはジメチル-2,2'-アゾビスイソブチレート (DMAIB: 和光純薬工業製) を精製することなく使用した。

^{*1} 長崎大学大学院生産科学研究科, 同工学部

^{*2} 新事業推進室



OFPMA

Fig. 1 Structure of 1H,1H,5H-octafluoropentyl methacrylate (OFPMA)

2.2 表面改質

PTMG-PUEシート(20×65×2 mm)の表面をヘキサンで拭き、離型剤を除去して風乾させた。この試料をOFPMA、EGDMA、DMAIBの混合溶液(OFPMAに対してEGDMA、DMAIBは各々1 wt%、3 wt%混合)中に室温で15分から10日間浸せし、試料に含浸させた。所定時間後、試料を取り出して表面に付着したOFPMA混合溶液を拭き取り、直ちに包装用フィルムで密封した。これを70℃に加熱しておいたガラス板に挟み、同温度にて24時間OFPMA/EGDMAをラジカル重合させた。重合終了後、包装用フィルムから試料を取り出し、未反応のOFPMAを除去するために、80℃で恒量に達するまで減圧乾燥し表面改質PUEを得た。なお、OFPMAポリマー(POFPMA)の含浸率 ΔW_{POFPMA} は式(1)により算出した。

$$\Delta W_{\text{POFPMA}} = (W_1 - W_0) / W_0 \quad (1)$$

ここで、 W_0 は未改質試料の重量、 W_1 はOFPMAを含浸させ、重合した後の乾燥試料の重量である。

2.3 分析・物性試験

アルキメデス法による密度、フーリエ変換赤外吸収スペクトル(FT-IR)、示差走査熱量計(DSC)による熱的性質、硬度、改質表面のマイクロ硬度、HEIDON摩擦試験機による摩擦係数は先の論文⁸⁾と同様に測定した。

また、DIN摩耗試験機による耐摩耗性は垂直荷重9.8N、ドラム回転数40±1 rpm、摩耗距離40 m、研磨材アルミナ#60の条件で測定した。なお、DIN摩耗試験機を用いた測定結果から摩耗体積 ΔV_D を(2)式に従って算出した。

$$\Delta V_D = \{(W_0 - W_1) / d_p\} \{200 / (S_0 - S_1)\} \quad (2)$$

ここで、 W_0 と W_1 は各々摩耗前、摩耗後の試料の重量(mg)、 d_p は試料の密度、 S_0 と S_1 は摩耗前、摩耗後の標準試料の重量(mg)である。

試料の改質面を直接、または試料の表層部(改質層)近傍より切り出した極薄片を、ニコン製偏光顕微鏡OPTIPHOT2-POLを用いクロスニコル下で鋭敏色検板を用いて観察した⁸⁾。また、DIN摩耗試験後の試料の摩耗表面を走査型電子顕微鏡(日立製作所製表面走査型電

子顕微鏡S-800型)を用いて加速電圧5 kVで観察した。接触角はOFPMAで表面改質した試料について、接触角計(協和科学製CA-A型)を用い液滴法により測定した。

3. 結 果

Table 1にOFPMAの基材PUEへの含浸時間とPOFPMA含量をまとめて示す。得られた改質試料の外観はPOFPMA含量の増加にしたがい、白色半透明から淡緑黄色半透明へと変化し、わずかに蛍光を示すようになった。しかし、基材としたPTMG系PUEとOFPMAの相溶性は低く、10日間(240時間)含浸させた試料においても、POFPMAの含量は18.8 wt%であった。

Table 1 Relationship between the POFPMA content and immersing time

Immersing time (h)	POFPMA content (wt%)	Appearance
0	0	White, Translucent
0.25	0.40	White, Translucent
1.0	1.49	White, Translucent
5.5	2.81	Pale greenish yellow, Translucent
44	14.7	Pale greenish yellow, Translucent
240	18.8	Pale greenish yellow, Translucent

Fig. 2に基材PUE、OFPMA含浸直後および重合後試料の各表面のFT-IRスペクトルを示す。OFPMAの含浸により、1157 cm⁻¹にC-F伸縮振動に帰属される鋭い

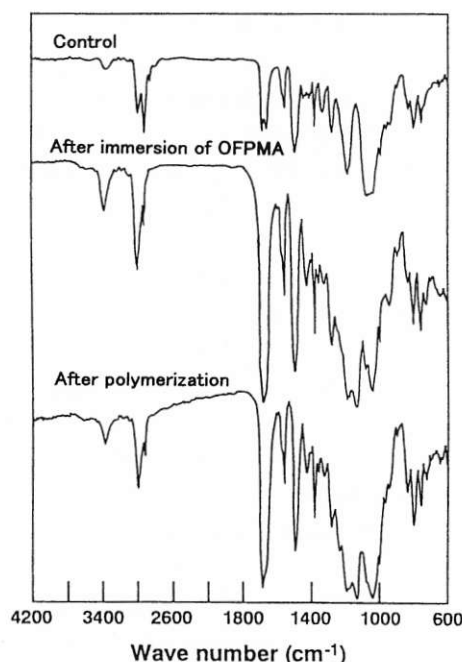


Fig. 2 FT-IR spectra of the control and modified PTMG-PUEs

ピークが現れるとともに 962 cm^{-1} にメタクリル基の $\text{C}=\text{C}$ 伸縮振動に帰属されるピークが見られた。重合後の試料のスペクトルを見ると、 1157 cm^{-1} の $\text{C}-\text{F}$ 伸縮振動のピークは変化せず、 962 cm^{-1} の $\text{C}=\text{C}$ 伸縮振動のピークが消失していることから、PUE 表面に含浸した OFPMA の重合が進行していることがわかる。

Fig. 3 (c)、(d) に POFPMA 含量 14.7 wt% の試料を代表として、改質層の偏光顕微鏡写真を基材 PUE (Fig. 3 (a)、(b)) と比較して示す。OFPMA を含浸・重合させた試料では、基材 PUE に見られない厚さ約 $350\text{ }\mu\text{m}$ の

明るい改質層が観察された。これは鋭敏色検板を用いると着色帯として観察された。この改質層を拡大して詳細に観察すると、基材 PUE に見られたものと同様の大きさ、形状、数量の球晶が確認された。偏光顕微鏡下で改質層の昇温挙動を観察した結果、改質層は 190°C 付近まで安定に維持されることがわかった。この後、試料を室温まで冷却すると、未改質層には球晶が再生したが、改質層では球晶の再生が認められなかった。

Fig. 4 に表面改質試料の接触角に及ぼす POFPMA 含量の影響を示す。PUE 表面への微量 (0.40 wt%) の

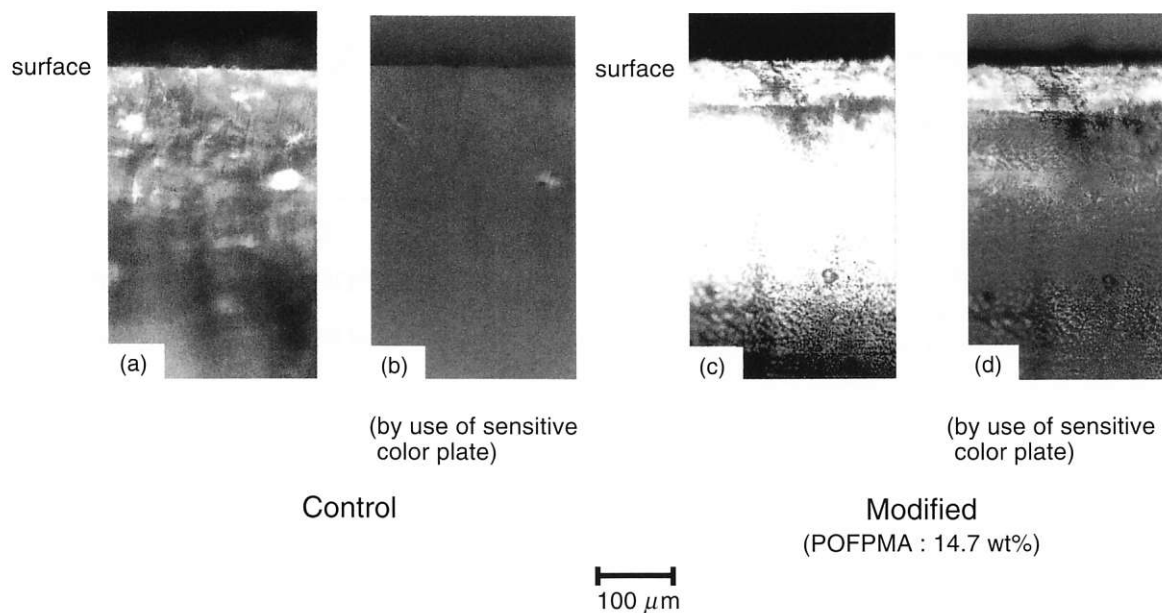


Fig. 3 Polarizing micrographs of the control and modified PTMG-PUEs

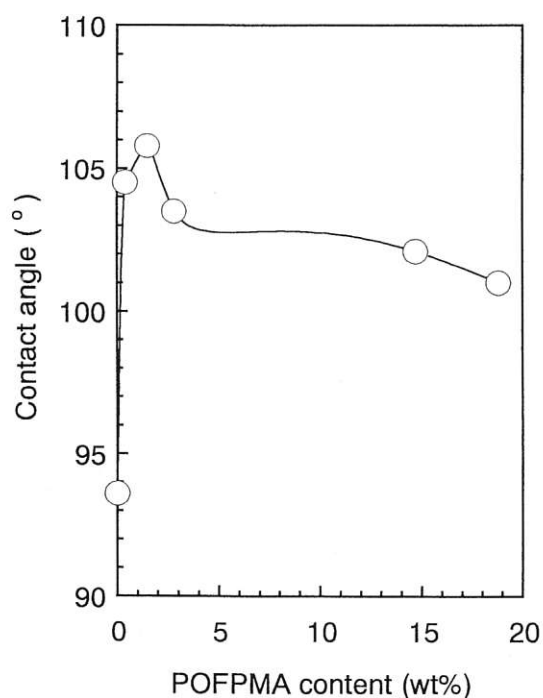


Fig. 4 Effect of POFPMA content on the contact angle

POFPMAの含浸により、試料の接触角は 93.6° (基材PUE) から 104.5° へと上昇しPUE表面においてPOFPMAに由来するフッ素原子導入の効果が現れて、試料表面の撥水性が高くなることがわかった。しかしながら、POFPMAの含量を増加させても、より一層の接触角の上昇は認められず、逆にわずかながら接触角は低下する傾向を示した。

Fig. 5にマイクロ硬度に及ぼすPOFPMA含量の影響を示す。POFPMA含量が2～3 wt%までの領域において、マイクロ硬度は未改質試料のそれよりも低下し、更にPOFPMAの含量が増加するとマイクロ硬度は急激に上昇する傾向を示した。POFPMAの含量が摩擦係数に及ぼす影響をFig. 6に、DIN摩耗試験によって評価した摩耗体積に及ぼす影響をFig. 7に示す。また、Fig. 8に40倍で観察したDIN摩耗試験後の摩耗面のSEM写真を示す。Fig. 6の曲線とFig. 7の曲線は同様の傾向を示し、摩擦係数、摩耗体積とPOFPMA含量との間に相関があることが示唆される。低摩擦係数、高耐摩耗性を示すPOFPMA含量には最適値があり、約5 wt%から15 wt%の含量で最も低い摩擦係数と最も高い耐摩耗性を示すことが明らかとなった。DIN摩耗試験後の摩耗面のSEM写真(Fig. 8)より、少量のPOFPMAを含浸させた試料では未改質試料と比較して、わずかながら摩耗面の凹凸が減少し、より滑らかに摩耗が進行している様子が見られるのに対して、POFPMA含量が18.8 wt%まで増加すると、摩耗片(摩耗粉)が増加し、研磨材走行に基づく筋状の摩耗痕が顕著になった。

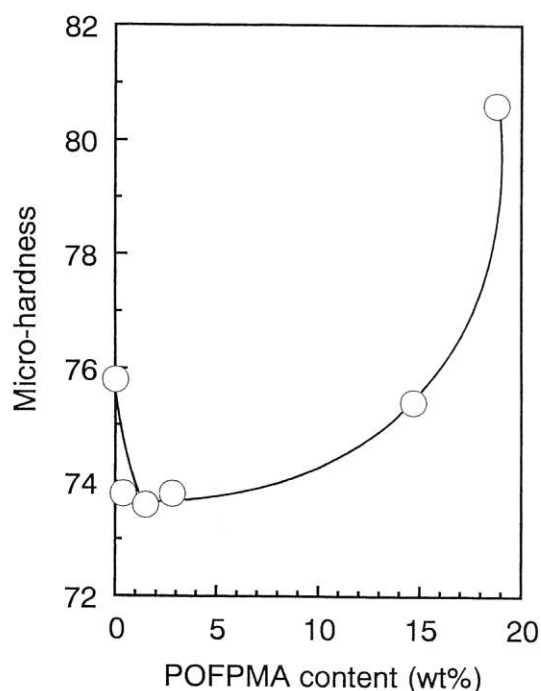


Fig. 5 Effect of POFPMA content on the micro-hardness

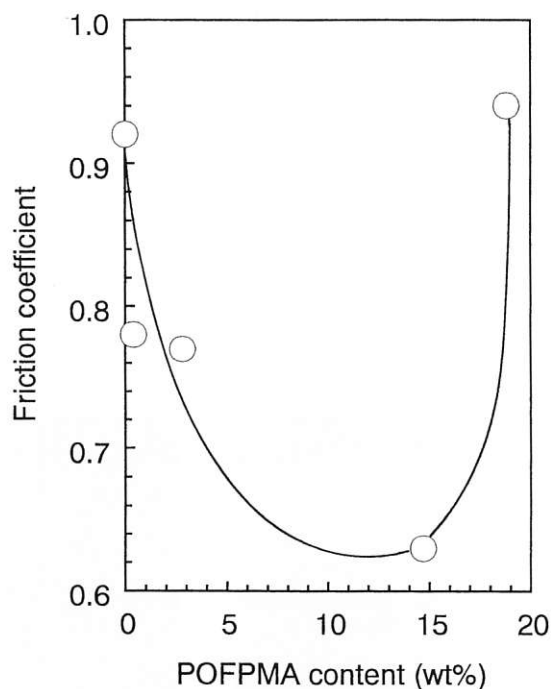


Fig. 6 Effect of POFPMA content on the friction coefficient

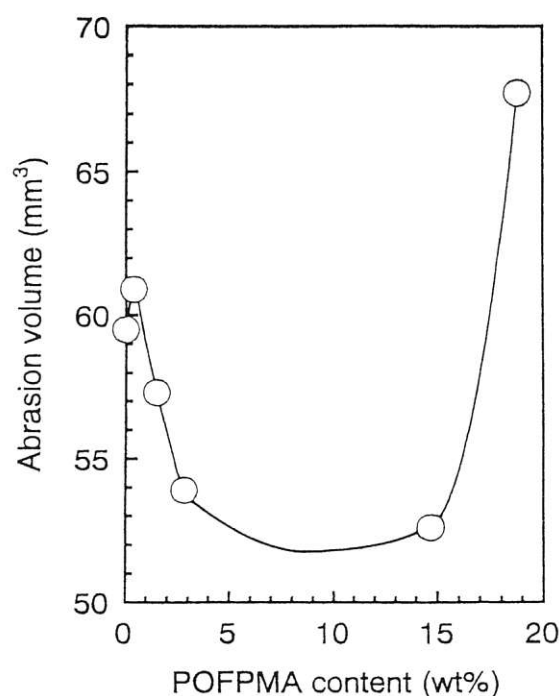


Fig. 7 Effect of POFPMA content on the abrasion volume evaluated by means of the DIN abrasion tester

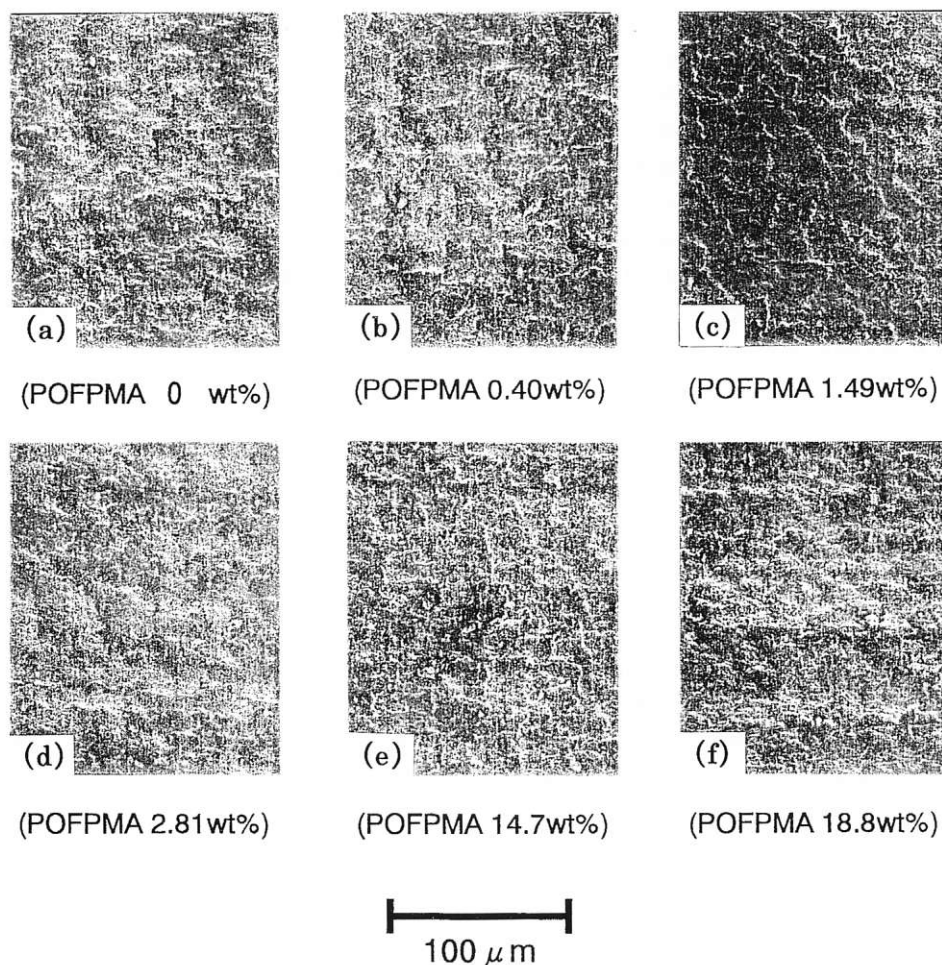


Fig. 8 SEM micrographs of the control and modified surfaces abraded by means of the DIN abrasion tester

4. 考 察

偏光顕微鏡による改質層の観察において、改質層にも基材PUEに見られた球晶の存在が確認されたことにより、POFPMAは球晶の構造を破壊することなく、ソフトセグメントリッチ相、あるいはハードセグメントとソフトセグメントの混合相を中心に含浸していることがわかる。また、改質試料を加熱し球晶を消失させた後、室温まで冷却すると未改質層では球晶の再生が確認されたが、改質層では球晶の再生が認められなかった。これは改質によって導入されたPOFPMAが、球晶を形成するポリウレタンハードセグメントの再配列・凝集を阻害しているためと推測される。この偏光顕微鏡による改質層の観察結果に加え、改質試料のFT-IR測定結果より、POFPMAの生成が明らかとなったことから、POFPMAは基材PUEを塗膜状に被っているのではなく、表層部においてPUEとのIPN構造を形成していることがわかる。

微量のPOFPMA導入により試料の接触角は上昇し、フッ素原子導入の効果を発現したが、更にPOFPMA含

量を増加させても接触角の上昇は認められず、逆に低下する傾向を示した。これは、POFPMA含量が増加しても試料の深さ方向（試料内部）にPOFPMAが拡散し、PUE表面に存在するフッ素原子の量にほとんど変化がないためであると考ええる。また、PUEとOFPMAの相溶性が本質的に低いためOFPMAの含浸量を増加させると、重合時に試料表面へのOFPMAの移行（ブリード）が起これ、改質表面の平滑性を低下させ接触角の低下を導いたとも考えられる。

マイクロ硬度は低POFPMA含量域では低下の傾向を示したが、POFPMA含量が増加すると急激に増加に転じた。この現象は以下のような理由に基づくと考えられる。POFPMAの含量が非常に低い領域においては、PUE内で生成したPOFPMA鎖がPUEの分子間凝集力を阻害し、マイクロ硬度を低下させる。しかしながら、POFPMA含量の増加に伴い本来硬度の高い樹脂状のPOFPMAの生成量が増加しマイクロ硬度は急激に上昇する。

改質表面近傍での摩擦・摩耗試験の結果より、POFPMA含量と低摩擦係数、高耐摩耗性を示すPOFPMA含量には最適値があることがわかり、約5

wt%から15 wt%の含量で低い摩擦係数と高い耐摩耗性を示した。5 wt%以下の低POFPMA含量域においては、PUE内で生成したPOFPMAはPUEの分子間凝集力を阻害する作用を示し、POFPMA本来の高硬度で樹脂的な性質やPUEとのIPN化による見かけの架橋密度上昇の効果を十分に発現していない。一方、15 wt%以上の高POFPMA含量領域においては、接触角の測定結果からも示唆されるように、試料中に含浸したOFPMAが重合時に試料表面に一部ブリードして改質表面の平滑性を低下し、摩擦係数の増加傾向を示した。耐摩耗性は、本質的に分子間凝集力が低く、研磨材との摩擦により削り取られやすいPOFPMAの量が増加するため低下に転じる。摩耗面のSEM観察において、POFPMA含量が18.8 wt%まで増加すると、摩耗片（摩耗粉）が増加し、研磨材走行に基づく筋状の摩耗痕が顕著になることから、試料表面が容易に削り取られていることが推察される。更に、摩擦・摩耗試験の結果をマイクロ硬度の測定結果と比較して検討すると以下のことが明らかとなる。マイクロ硬度は、POFPMA含量が2 wt%から3 wt%までの領域ではPOFPMAがPUEの分子間凝集力を阻害するために基材PUEと比較して低くなった。同様の理由により、この含量域においては基材PUEと比較して摩擦係数は増加し、耐摩耗性が低下することが予想される。しかし実際には、この含量域で摩擦係数は低下の傾向を示し、耐摩耗性は良好となる傾向が得られている。この現象を分子間凝集力だけで説明できないが、ここで接触角の測定結果において、POFPMA含量が2 wt%から3 wt%の領域で接触角が最も大きくなり、最も効果的にフッ素原子導入の効果を示していること、更に摩耗面のSEM観察において、POFPMA含量が少量の試料では、基材PUEと比較して、わずかながら摩耗面の凹凸が減少し、より滑らかに摩耗が進行している様子が見られたことより、この含量域においては、低摩擦係数化に寄与するPOFPMAのフッ素原子の効果により低摩擦係数、高耐摩耗性を示したと考える。

本研究で得られた表面改質PUEをOA機器部品材料として考察すると、摩擦係数の低下、耐摩耗性の向上の点からは、POFPMA含量5～15 wt%が最適であるといえる。しかしながら、加熱、重合時のOFPMAのブリードによる試料表面の平滑性低下の問題を回避するとともに、試料硬度の上昇の抑制、比較的高価なフッ素系改質剤コストの低減を考慮すると、POFPMAの含量は2～3 wt%程度が適当であると考えられる。また、この含量域においてはPOFPMAのフッ素原子の効果が効率的に発揮され、摩耗の進行の仕方が滑らかであることから、材料の摩耗がある程度進行した後でも性能を安定して維持するとともに、接触する相手材に損傷を与える可能性を低減することが期待できる。

5. 結 論

汎用のPUEを基材とし、第2成分モノマーとの反応による表面改質に基づく高次構造制御を含浸法により行った。本論文ではPTMG-MDI-BD/TMP系を基材ポリウレタンとし、改質剤としてフッ素原子を含有するOFPMAを用い、含量を変化させ、含浸層のモルホロジー、含量と接触角、摩擦係数、耐摩耗性を調べた。その結果、(1) 摩擦係数の低下、耐摩耗性の向上の点からは、POFPMA含量5～15 wt%が適していること、(2) 加熱、重合時のOFPMAのブリードによる試料表面の平滑性低下と試料硬度の上昇の抑制、コストの低減を考慮すると、POFPMAの含量は2～3 wt%程度が最適であり、この2～3 wt%程度の含量では材料の摩耗が進行してもフッ素原子の効果が効率的に発揮され性能を安定して維持することがわかった。

以上、改質剤導入による見かけの架橋密度上昇の効果と基材PUEの分子間凝集力とのバランスを最適化すること及びフッ素原子導入の効果により、基材PUEの表層部に改質剤とのIPN構造を有し、ブリードを生じず安定な性能を発揮する低摩擦係数、高耐摩耗性PUEを得ることができた。

[付記]

発表誌：日ゴム協誌, 74, 363 (2001)

[引用文献]

- 1) 古川睦久：高分子, 47, 243 (1998); 高分子加工, 48, 506 (1999)
- 2) Okazaki, T., Furukawa, M., Yokoyama, T.: *Polym. J.*, 29, 617 (1997)
- 3) Furukawa, M.: *Recent Res. Devel. in Macromol. Res.*, 3, 39 (1998)
- 4) 古川睦久, 岡崎貴彦：日ゴム協誌, 72, 578 (1999)
- 5) Furukawa, M., Okazaki, T., Shiiba, T.: *J. nat. Rubb. Res.*, 12, 237 (1998)
- 6) Furukawa, M., Zhang, Y., Okazaki, T.: *Proceedings of IRC2000 Rubber Conf. Helsinki* (2000), p.1
- 7) 古川睦久, 岡崎貴彦, 椎葉哲朗：日ゴム協誌, 71, 273 (1998)
- 8) 古川睦久, 岡崎貴彦, 椎葉哲朗：日ゴム協誌, 73, 503 (2000)
- 9) Terlingen, J.G., Hoffman, A.S., Feijen, J.: *J. Appl. Polym. Sci.*, 50, 1529 (1994)
- 10) 西野 孝：日本接着学会誌, 35, 170 (1999)
- 11) 西野 孝, 土田秀樹, 伊須 豊, 中前勝彦：日本接着学会誌, 35, 391 (1999)



岡崎 貴彦

Takahiko OKAZAKI

1991年 入社

新事業推進室

Noise Generation Mechanism of a Dry Hybrid Belt

乾式複合Vベルトの騒音発生メカニズムについて

Eijiro NAKASHIMA^{*1}

中嶋 栄二郎

Mitsuhiko TAKAHASHI^{*1}

高橋 光彦

Keizo NONAKA^{*1}

野中 敬三

Tomio KOYAMA^{*2}

小山 富夫

Weiming ZHANG^{*2}

張 維明

本研究は新しく開発された小型自動車エンジン用無段変速システムに用いられた世界初の乾式複合Vベルトの騒音発生メカニズムに関するものである。

本ベルトは複数のブロックと一対の張力帯から構成される。張力帯とブロックは、ブロックの凸部と張力帯の凹部が物理的はめ合いで結合固定されている。補強材として高強度で軽量のアルミニウム合金がブロックの内部にインサートされ、プーリとの接触面と張力帯とのはめ合い部は高強度、耐熱性、耐磨耗性に優れた熱硬化性樹脂から構成されている。張力帯はアラミド繊維からなる心線が張力帯厚み方向のほぼ真ん中に構成され、帆布とゴム部材で形状付与されている。

本研究では、まず走行時間を変量したベルトを使用して騒音の経時変化について現状把握した。次にブロックからの張力帯はみ出し量（出代）と騒音の関係、ブロックと張力帯の隙間（締め代）と騒音の関係、ブロックの拘束力が弱くなる（ブロックガタが大きくなる）ことと騒音の関係について着目し、ベルトの騒音発生メカニズムについて考察した。

1. INTRODUCTION

The dry hybrid belt has been developed and used in CVT systems in sub-compact cars. The system without lubrication and hydraulic apparatus has very high transmission efficiency, which improves mileage. The higher fuel consumption efficiency has been attained in comparison with manual transmissions. Furthermore, the system responds very quickly and does not take up a large space in the engine design.

The hybrid belt consists of a pair of tension members inserted into many lateral H-shaped blocks. Since the hybrid structure is completely different from those of conventional rubber V-belts, the mechanism of noise generation is also very unique. In this study, some noise mechanisms will be elucidated experimentally using belts with different dimensional parameters and by means of strain measurement of the blocks while running.



Fig. 1 Noise measurement apparatus

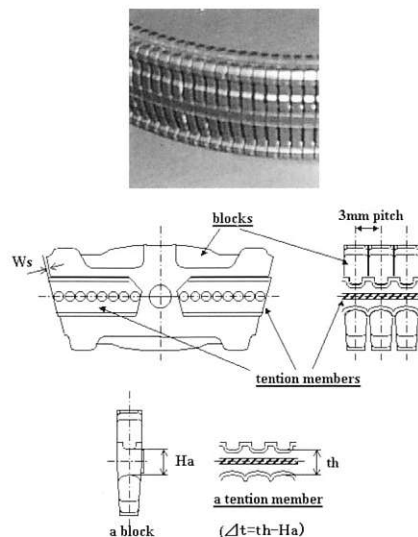


Fig. 2 Structure of dry hybrid belt

^{*1} 伝動技術研究所

^{*2} 大阪工業大学

2. EXPERIMENTAL

2.1 Experimental apparatus and measurement

A noise measurement apparatus is shown in Fig. 1. The pulley connected to AC servomotor is the driving pulley, and the other is the driven pulley. The driving and driven pulleys are copper-made fixed pulleys having a pitch diameter of 103.23mm. No torque load was applied on the driven pulley. Revolution of the drive pulley can be varied continuously from 0 to 5000 min^{-1} . A shaft load can be given arbitrarily by shifting the driven shaft horizontally. The sound pressure was measured by placing a microphone with 1/2inch condenser at 30mm above a designated position of the hybrid belt. The data was A/D transformed and FFT signal analyzer obtained the frequency profile. As mentioned above, the measurement was performed without any torque load. However, a proper shaft load leads to a driven torque similar to that in the system of an actual engine.

2.2 Belt

The structure of the dry hybrid belt is shown in Fig. 2. The belt consists of a pair of tension members and 204 H-shaped blocks. The tension members are made of aramid cords, rubber, and nylon canvas. The blocks are high strength aluminum alloy covered with heat resistant thermoset resin. The blocks have a function of supporting a high transverse load from pulleys. The surrounding resin gives friction resistance to the blocks. The elastic recovery force of the tension members fixes the blocks. No chemical bonding is used between the tension members and the blocks.

Three kinds of belts in Table 1 were used in the experiments. Belt No.1 is brand-new. Belt No.2 is the one after running the test for 48hours at the shaft load of $F=1764\text{N}$, effective tension of $T_e=1000\text{N}$, and the revolution of $n=5285\text{min}^{-1}$. Belt No.3 is the one after running for 500hours at the same conditions as those of No.2. The run for 500hours corresponds to about 160,000km run for an actual engine.

Table1 Test belts

No.	Type of test belts
1	Brand-new belt
2	48 hours' used belt
3	500 hours' used belt

3. RESULTS

3.1 Comparison of noise level

Fig.3 shows the noise level as a function of pulley speed at beginning of contact with the driving pulley. The applied shaft load was $F=3920\text{N}$. The pulley speed n was varied upwards from 500 to 3000 min^{-1} . The microphone was set above the driving pulley. 48hours' used belt generated the noise of about 7dB higher overall compared with brand-new belt and the noise level of 500hours' used belt was about 15dB higher than that of brand-new belt.

Fig.4 shows the noise level measured at end of contact with the driven pulley. The microphone was set above the driven pulley. The order of noise level is the same as that in Fig.3. However, the differences among the belts are larger than those in Fig.3. The absolute noise level of the brand-new belt in Fig.3 (at beginning of contact position) and Fig.4 (at end of contact position) are comparable, which means the noise of the used belts is higher at end of contact with the driven pulley.

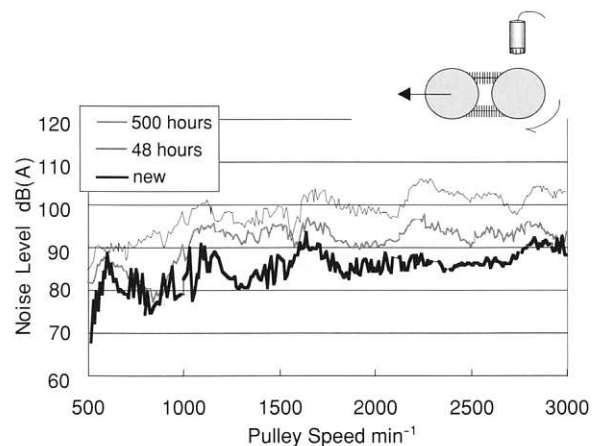


Fig.3 Noise level of belts at beginning of contact with driving pulley

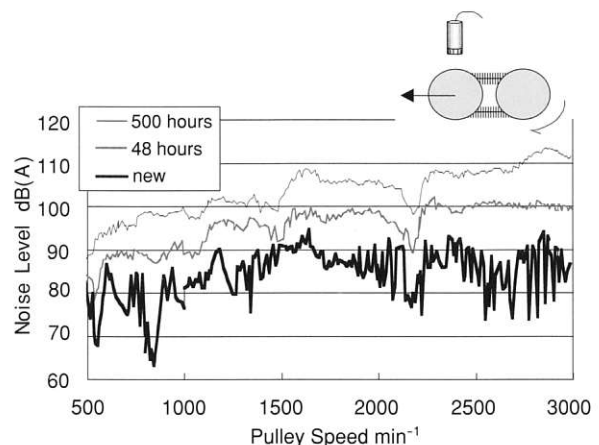


Fig.4 Noise level of belts at end of contact with driven pulley

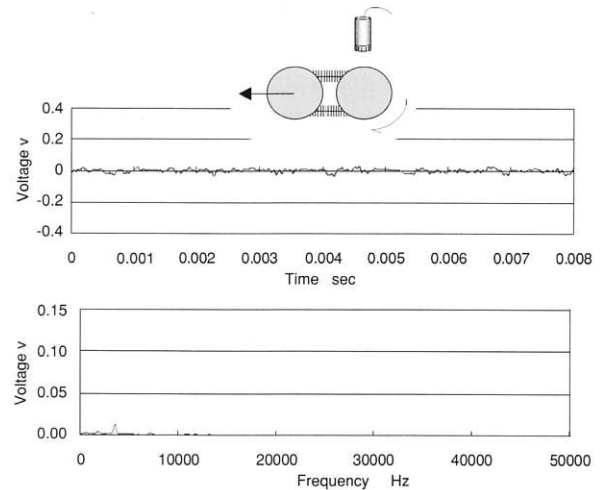
3.2 Sound pressure wave and frequency analysis

Fig.5 shows the sound pressure wave and frequency analysis of belt noise at beginning of contact with the driving pulley. The microphone was set above the driving pulley. The measurement was performed at shaft load of $F=3920\text{N}$, revolution of $n=2000\text{min}^{-1}$. In the above conditions, the frequency corresponding to the sequential contacts between the blocks and a pulley is calculated to be $f_z=3540\text{Hz}$. For the brand-new belt, amplitude of the wave and the noise at $f_z=3540\text{Hz}$ are very small. On the other hand, for the 48hours' used belt, the noise at $f_z=3540\text{Hz}$ is large. The noise at $f_z=3540\text{Hz}$ is generated by the impact of collision between each block and the pulley. For the 500hours' used belt, the noise is a little larger than the 48hours' used belt. A noise at 7080Hz ($3540\text{Hz}\times 2$) is also observed.

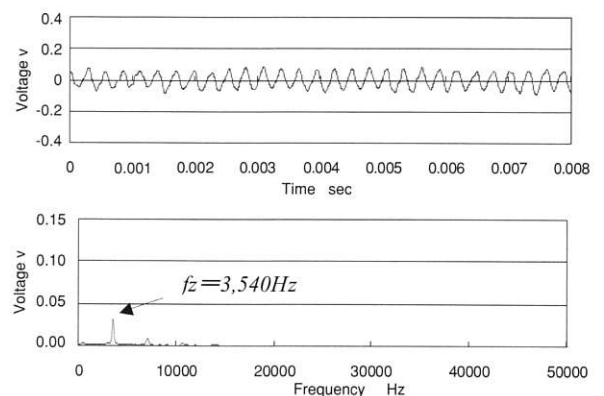
Fig.6 shows the sound pressure wave and frequency analysis of belt noise at end of contact with the driven pulley. The microphone was set above the driven pulley. For the brand-new belt, the noise at $f_z=3540\text{Hz}$ is very small. On the other hand for the 48hours' used belt, the noise is larger than Fig.5. For the 500hours' used belt, the noises at 3540Hz and 7080Hz are significantly large.

From the above, it was found that;

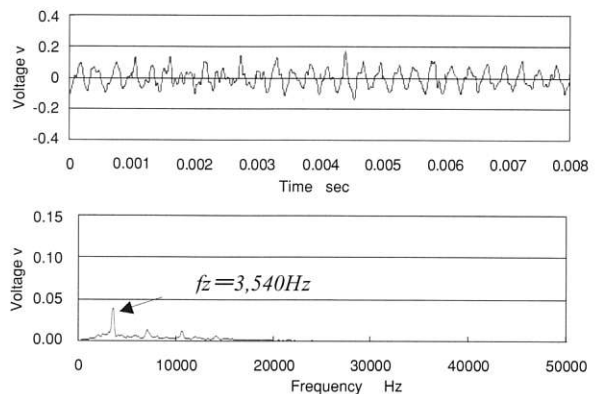
- (1) Belt noise becomes larger as the duration of the running test is extended.
- (2) Belt noise frequency is mainly $f_z=3540\text{Hz}$ corresponding to the sequential contacts between the blocks and a pulley.
- (3) The belt noise is larger at end of contact with the pulley.



(a) Brand-new belt

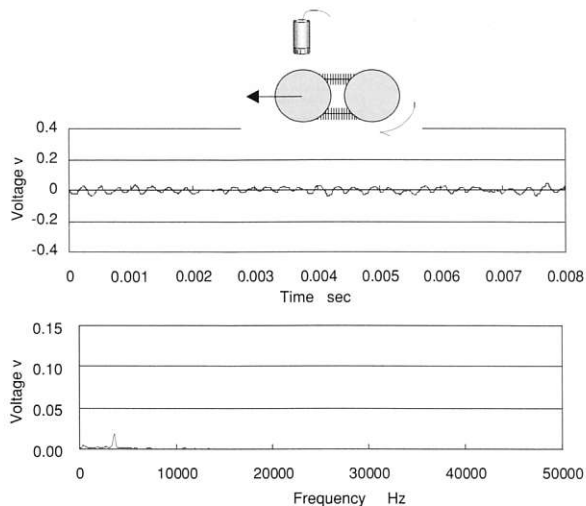


(b) 48 hours' used belt

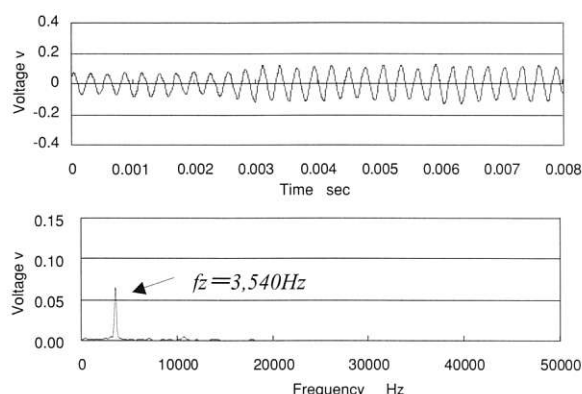


(c) 500 hours' used belt

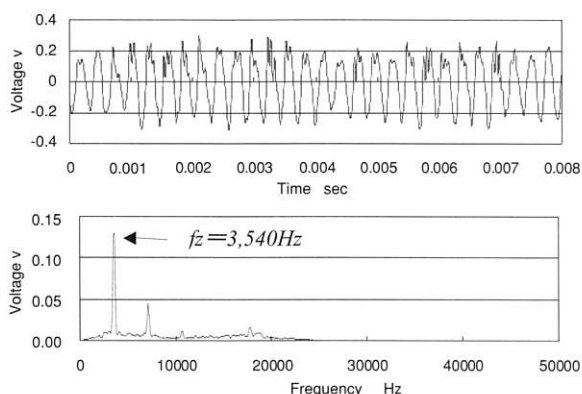
Fig.5 Sound pressure wave and frequency analysis for each belt at beginning of contact with driving pulley



(a) Brand-new belt



(b) 48 hours' used belt



(c) 500 hours' used belt

Fig.6 Sound pressure wave and frequency analysis for each belt at end of contact with driven pulley

4. DISCUSSION

4.1 Effects of permanent set and wear of the tension members

It was found that the duration of the running test

made the belt noisier. Therefore, any changes from a new belt to a fatigued belt may be the clues to the mechanisms of noise generation.

Two major changes occur for the duration of the test. One drastic change is the fixation of the blocks to the tension members. As mentioned earlier, the elastic recovery force of the inserted tension members fixes the blocks physically. The thickness of the tension members becomes thinner due to permanent set as the running test proceeds. Consequently, the blocks are fixed to the tension members more loosely. A parameter, Δt defined by the equation, $\Delta t = t_h - H_a$, where t_h is the thickness of tension members and H_a is the gap between the upper and the lower beams of the H-shaped blocks (Fig.2) represents the tightness of block fixation to the tension members. In Fig.7 Δt as a function of duration of the running test was shown. Initially positive Δt value becomes negative in the early stage of test. For a fatigued belt a block fixed looser may vibrate mainly at end of contact with pulley, which leads to the larger noise of the fatigued belt.

The other change is that width of the tension members diminishes as abrasion at their outer sides proceeds by the contact with the pulleys. Initially the tension members are set to jut out of the surface of the blocks by the amount of W_s (Fig.2) so that the impact of collision between the blocks and the pulleys is lowered. In Fig.7 the measured W_s value is plotted against the duration of the test. As the abrasion proceeds progressively, W_s value diminishes, and blocks and pulleys contact more aggressively, which may make the belt noisier.

In the following section W_s value and fixation of the blocks are changed independently in order to verify the effect of the changes in the used belt on the belt noise.

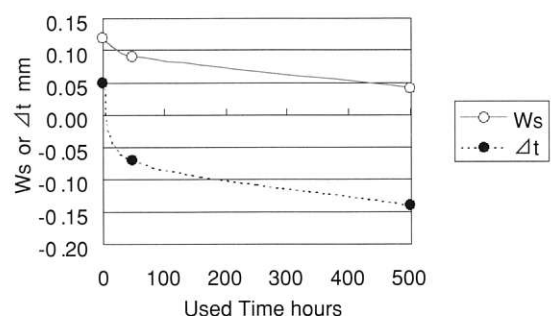


Fig.7 Δt and W_s as the duration of the running test

4.2 Noise measurement for a new belt with a negative W_s Value

In Fig.8 the new belt with a negative W_s value is depicted schematically. Fig.9 shows the sound pressure wave and frequency analysis for the belt at end of contact with driven pulley. In comparison to the counterpart of Fig.6 (a) for a belt with positive W_s value, the belt with negative W_s value in Fig.9 apparently makes a larger noise at the frequency corresponding to the sequential contacts between the blocks and a pulley (3540 Hz). Therefore, it can be concluded that a positive W_s value of a brand-new belt prevents aggressive contacts between the blocks and pulleys, which makes the belt quieter.

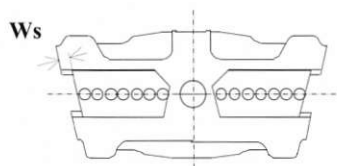


Fig.8 New belt with a negative W_s value schematically

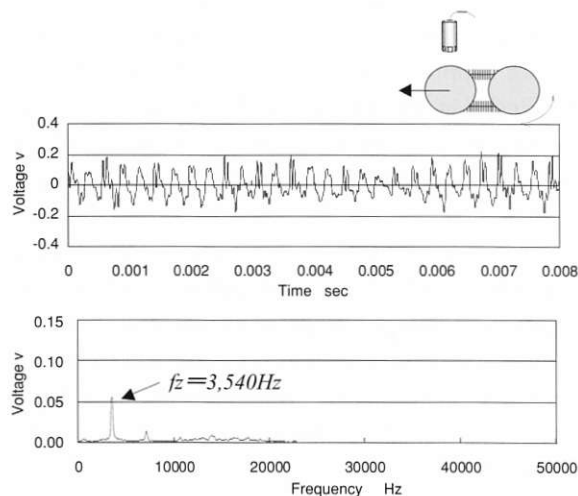


Fig.9 Sound pressure wave and frequency analysis for belt with a negative W_s value at end of contact with driven pulley

4.3 Noise measurement for a belt after running test for 500hours with a partially fixed block

As shown in Fig.7 earlier, the belt after running for 500hours has a negative Δt value, and the fixation of the blocks to the tension members is very loose. Using the same belt, one of many blocks is fixed tightly by inserting a piece of paper between the blocks (Fig.10).

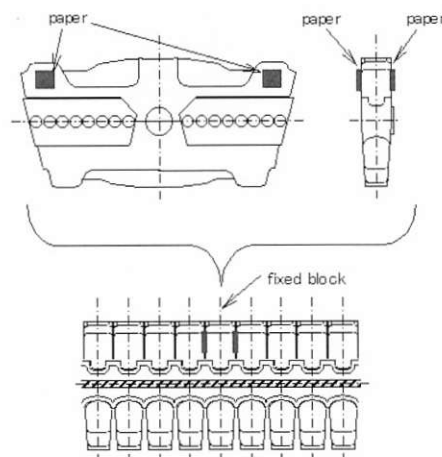


Fig.10 500 hours' used belt with a partially fixed block

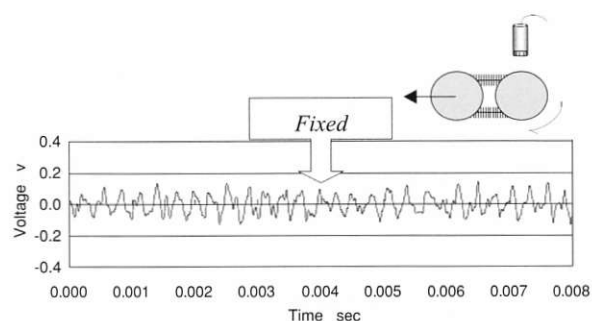


Fig.11 Sound pressure wave of fixed block at beginning of contact with driving pulley

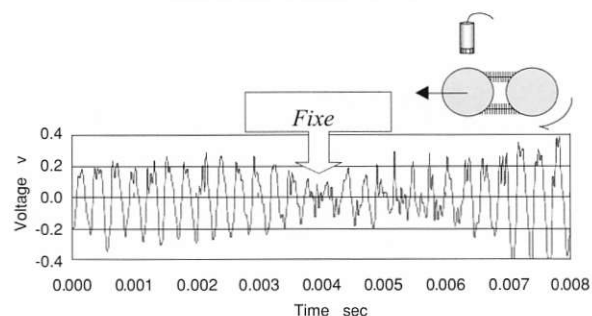


Fig.12 Sound pressure wave of fixed block at end of contact with driven pulley

Fig.11 shows the results at beginning of contact with driving pulley. The sound pressure level is relatively lower overall, and no effect of the block fixation is observed.

Fig.12 shows the results at end of contact with driven pulley. The sound pressure at the fixed block is apparently lower than the other parts. Therefore, it is concluded that the vibration occurring when each block is released from the driven pulley is one of the noise mechanism for the dry hybrid belt.

4.4 Strain measurements of the blocks

Strain measurements are performed in order to elucidate the mechanism of vibration of blocks at end of contact position. A strain gauge is attached at upper side of a block of the belt after running test for 500 hours as shown in Fig.13. The strain at the site is measured at shaft load of $F=3920\text{N}$ and revolution of $n=2\text{min}^{-1}$. Fig.14 shows the strain as a function of time. Time is equivalent to location of the block in the layout. The strain at free span is null, whereas on the pulleys the pressure from the pulleys leads to compression strain in the block. In Fig.14 peaks of compression strain are observed at beginning and end of contact with pulleys. The maximum peaks are observed at end of contact position. These peaks can be considered as the resistance to detachment from the pulleys due to the maximum friction force at the sites. The blocks vibrate when they are forced to detach from the pulley against the resistance, which leads to belt noise.

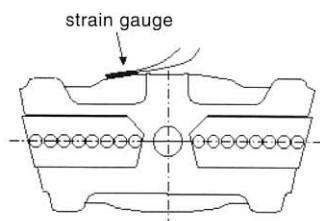


Fig.13 Position of strain gauge

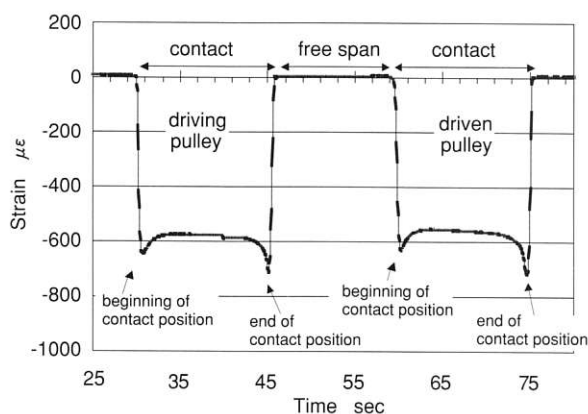


Fig.14 Strain in the block

5. CONCLUSION

Regarding the noise generation of a dry hybrid belt for CVT system, the following conclusion was drawn.

- (1) Belt noise becomes larger as the duration of running test is extended. A brand-new belt generates noise evenly at beginning and end of contact position of the pulleys, whereas a fatigued belt generates larger noise prominently at end of contact position.
- (2) The sides of tension member wear during the running test, and blocks and pulleys collide more aggressively, which in turn causes belt noise at a frequency corresponding to the sequential contacts between the blocks and a pulley.
- (3) The thickness of the tension member diminished due to permanent set of the rubber component. Consequently, the fixation of each block to the tension members become looser during the running test, which leads to more vigorous vibration of the block and larger belt noise at end of contact position of the pulleys. The fixation of the blocks does not affect the noise at beginning of contact position.
- (4) Maximum compression strain in the blocks is observed at end of contact position of the pulleys. The vibration of the blocks at the site is considered to be caused by the resistance to detachment from the pulleys.

[付記]

口答発表：The JSME International Conference on Motion and Power Transmissions in 2001 Fukuoka



中嶋 栄二郎
Eijiro NAKASHIMA
1987年 入社
伝動技術研究所



高橋 光彦
Mitsuhiro TAKAHASHI
1985年 入社
伝動技術研究所



野中 敬三
Keizou NONAKA
1973年 入社
伝動技術研究所

エンジン補機ベルト駆動系の動的シミュレーション ー スリップ現象の予測 ー

Dynamic Behavior Simulation of Belt Drive System for Auxiliary Machines of Automotive Engine – Prediction of Slip Phenomenon between V-ribbed Belt and Pulleys –

高橋 弘好^{*1}

Hiroyoshi TAKAHASHI

永谷 修一^{*2}

Syuichi NAGAYA

城戸 隆一^{*1}

Ryuichi KIDO

The finite element model for analysis of longitudinal vibration on V-ribbed belt driving system for auxiliary machine of automotive engine, which was previously reported¹⁾, has been improved. By inserting the simplified frictional characteristic obtained from an experiment into the model, the slip phenomenon which causes the abrasion of the belt and occurrence of the noise can be simulated without modeling the complex V-ribs. Even in such conditions as to lead to large slippage, the numerical results confirmed the experimental results.

1. まえがき

補機駆動ベルトは、エンジンの回転変動によって縦振動を受け、この縦振動に起因する張力変動により疲労が促進したり、プーリとのスリップにより摩耗が発生したりする。この縦振動を予測する方法として、前報¹⁾では、レイアウト形状をモデル化し、補機特性・負荷や回転変動を考慮しながらベルトを回転させるという、実際に近い動きがシミュレート可能なFEM解析手法を開発し、縦振動を予測できることを確認した。しかし、大回転変動時において、ベルトとプーリ間に発生する大きなスリップ率を正確に予測することができなかった。スリップの発生は、ベルトの摩耗促進のみならず、異音発生の要因となることが多く、スリップ率の予測は補機ベルト駆動系の設計には不可欠になってきている。

本報告では、このスリップ現象を精度よく予測可能とするためのFEM解析手法を検討したので、その結果について報告する。

2. スリップ特性試験

スリップ現象は、プーリ径やプーリでの巻きつき角度およびベルト張力などの要因に影響される。これらの要因の影響を確認するためにスリップ特性試験を行った。

2.1 試験方法

スリップ特性試験は、駆動プーリと従動プーリを配置し、駆動プーリを回転させながら、従動プーリに負荷トルクをかけた時の駆動プーリと従動プーリの回転数を測定して、負荷トルクとスリップ率の関係を測定するものである。スリップ率は、(1)式のように、スリップの発生しない駆動プーリ上のベルト速度とスリップが発生する従動プーリ上のベルト速度の比から求めた。

$$sl = (1 - \frac{Vn}{Vr}) \times 100 \quad \cdots (1)$$

sl : スリップ率 (%)

Vr : 駆動プーリ上のベルト速度 (m/s)

Vn : 従動プーリ上のベルト速度 (m/s)

今回の試験では図1のように従動プーリでの巻きつき角度およびベルト張力を変量できるようにした。その時、変量した水準を表1に示す。駆動プーリ径およびアイドルプーリ径は、それぞれ120mm、60mmとした。初期荷重は一定に保ち、363N、588N、804N、1176Nの4水準で変量した。

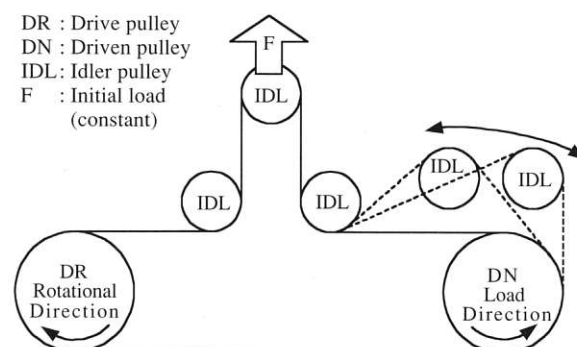


Fig.1 Layout of slip test

^{*1} 中央研究所

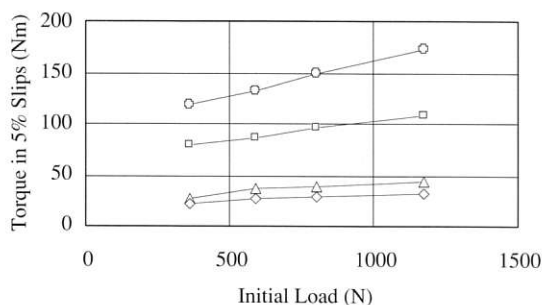
^{*2} 伝動事業部

Table 1 Test conditions

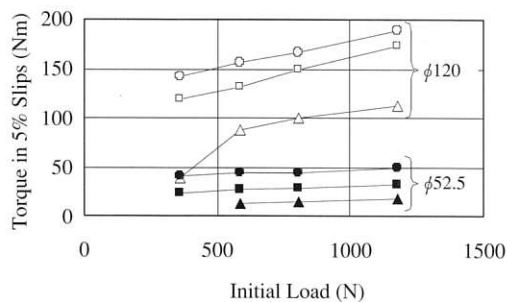
Pulley diameter (mm)	Wrap angle (deg)	Results	Numerical analysis
120	90	Fig.2 (b)	○
	135	Fig.2 (a)(b)	
	180	Fig.2 (b)	○
100	135	Fig.2 (a)	
60	135	Fig.2 (a)	
52.5	90	Fig.2 (b)	○(*)
	135	Fig.2 (a)(b)	
	180	Fig.2 (b)	○

2.2 試験結果

スリップ特性試験での結果を図2に示す。縦軸には5%スリップ時のトルクを用いているが、これは経験的にスリップ率が5%を超えると、ベルトの摩耗などが発生しやすい領域となるためである。(a)では巻きつき角度 120° を一定にして、プーリ径を変量したときの結果を表している。どの条件においても、初期荷重が増加するに従って、スリップ率5%でのトルクが増加しており、スリップが発生し難い状態となっている。(b)のプーリ径を一定にして巻きつき角度を変量した場合も同じく、どの条件においても、初期荷重が増加するとスリップ5%でのトルクが増加している。ただし、プーリ径52.5mmの低荷重領域は試験機の性能上、測定できなかった。この結果から、スリップ率5%でのトルクは、初期荷重またはベルト張力に依存したパラメータを用いることにより、一元的に表せる可能性があることがわかった。



(a) Influence of pulley diameter



(b) Influence of wrap angle

Fig.2 Results of slip test

3. 解析における摩擦の定式化

3.1 解析方法

第2項の実験から得られたトルクとスリップ率の関係をFEM解析で再現した。試験でのトルクとスリップ率の関係は、図3の破線で示すように、トルクが増加するに伴い、スリップ率が徐々に増加する弾性スリップ状態を経て、あるトルク以上になると完全すべり状態になって、動力伝達ができなくなる。これに対して、実線で示した解析では、ベルトをリブのないはり要素でモデル化しているために、あるトルクで急激に完全すべり状態になり、動力伝達ができなくなる。摩擦係数の大小により経路 $\overline{occ'}$ あるいは $\overline{aaa'}$ のように変化し、完全すべり状態になるトルクの大小が主に変化するだけである。従って解析では、試験のような弾性スリップ状態を正確に再現することができない。そこで、ベルトの摩耗などの発生を判断できるように、スリップ率が5%になったとき、完全すべり状態になる摩擦特性 $\overline{obb'}$ を解析上で再現することとした。

試験から得られた5%スリップ時の負荷トルクを従動プーリに与えた状態で、摩擦係数を変量し、完全すべり状態になるときの各条件での摩擦係数を求めた。解析は、表1で○の符号がついたレイアウト条件において、初期荷重363Nで行った。ただし、(*)では初期荷重585Nとした。

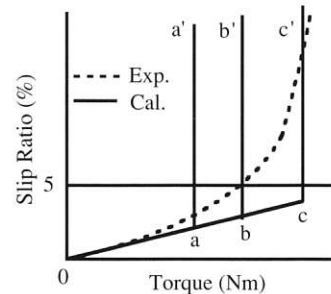


Fig.3 Characteristics of slip

3.2 摩擦特性

試験および解析で得られた結果から、プーリ径120mm、巻きつき角度 180° 、初期荷重363Nでの平均面圧と摩擦係数を基準としたとき、各条件における平均面圧および摩擦係数を比で表すと、図4のような関係が得られた。

試験での平均面圧は軸力と巻きつき面積から求め、摩擦係数はオイラー式²⁾から求めた。解析での平均面圧は、各はり要素がプーリに与えている面圧を平均した。

試験では、個々の条件で初期荷重が大きくなると平均面圧が高くなり、見かけの摩擦係数が低下することが確認されたが、全体として摩擦係数と面圧の相関性は見られなかった。それに対し、解析では、摩擦係数と面圧の相関が高く、累乗近似した場合、相関係数で

は0.8以上を示した。よって、今回行ったスリップ特性試験の範囲内では、得られた近似曲線を解析に入力することにより、スリップ率が5%になったときに完全すべり状態となる摩擦特性を再現できるはずである。

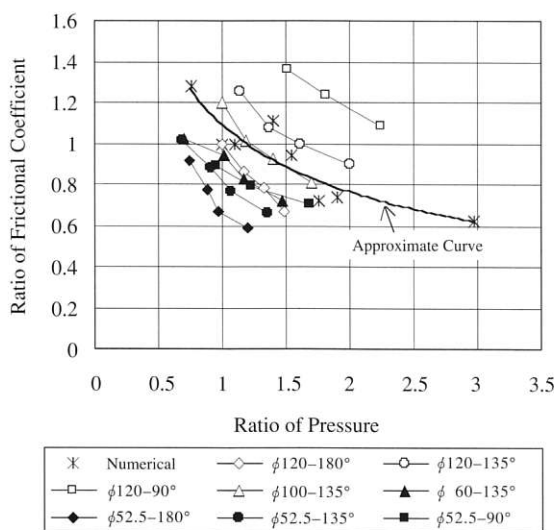


Fig.4 Experimental and numerical results of relation between pressure and frictional coefficient

3.3 解析結果

図4で得られた近似式を用いて、スリップ率5%で完全すべり状態が解析で再現できるかの確認を行った。その結果を図5に示す。比較として摩擦係数を各条件ともに一定にした場合も併せて示した。解析した条件

は、表1で○の符号をつけたレイアウトである。

図より、面圧によって摩擦係数を変化させた場合、どの条件においてもスリップ率が5%近くになると完全すべり状態になっている。試験の5%スリップ時のトルクと解析での完全滑り状態になるトルクを比較すると、その誤差は±20%以内となっており、目的としていた摩擦特性をほぼ再現できている。摩擦係数が一定の場合、今回示した値では、1条件を除いて試験範囲内で完全滑り状態が発生しなかった。また、摩擦係数を低くするなどして解析を行ったが、一定の摩擦係数を用いている限り、どの条件においてもスリップ率5%で完全すべり状態を再現できる値は見つからなかった。

4. 実用レイアウトでの検証

4.1 検証方法

面圧に依存して摩擦係数を変化させることで、スリップ率が目標の5%になったとき完全すべり状態になる摩擦特性を再現できることが分かった。そこで、図6のようなオートテンショナーを含む5軸の実用レイアウト¹⁾で解析精度の検証を行った。

実験は回転変動試験機で行っており、回転数を1000rpmと一定にして回転変動率を5, 10, 15%と変量し、また各変動率でオルタネーター負荷を0, 40, 70Aと変量した。スリップ率は、電磁ピックアップで測定した回転数から(1)式によって算出し、ベルト張力はプーリに歪みゲージを貼り付け、歪みゲージの歪み量から算出した。

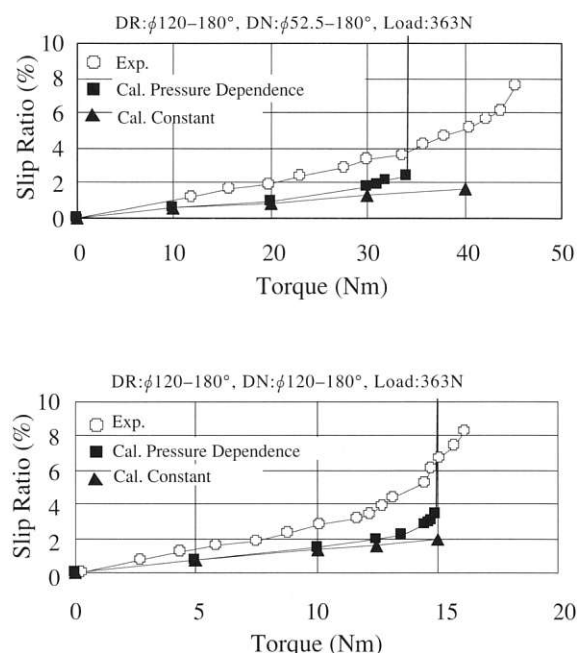
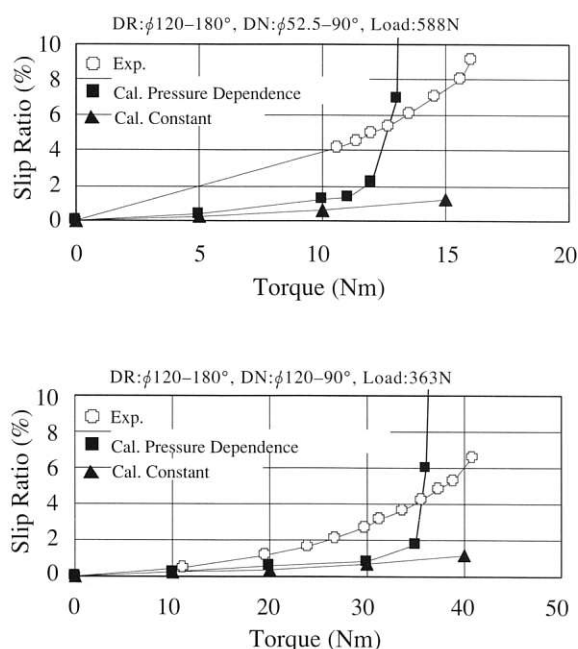
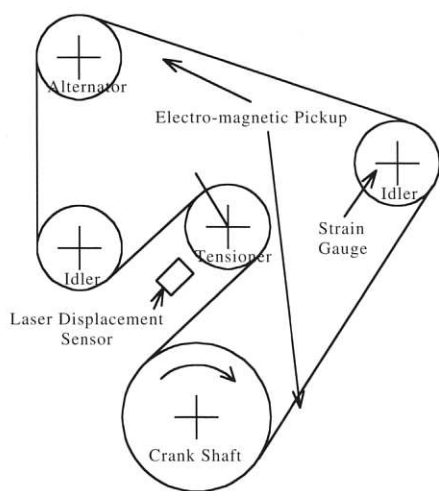
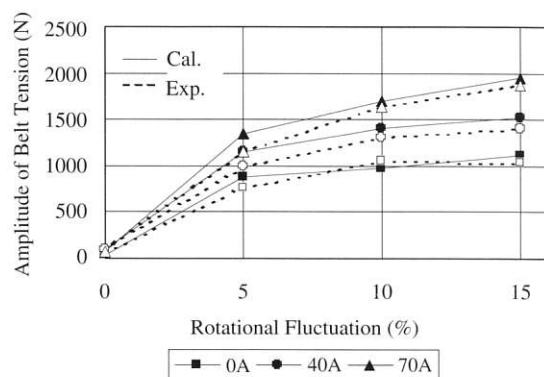


Fig.5 Numerical results of characteristic of slip

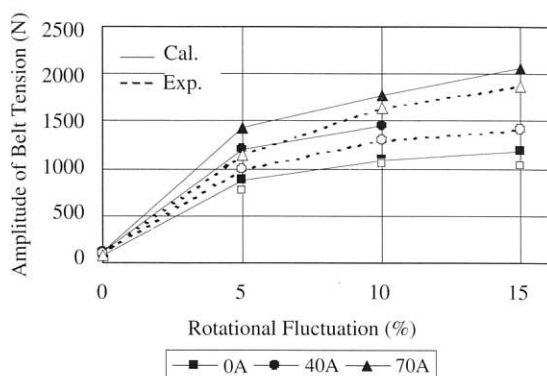


Item	Value
Angular Velocity	1000rpm
Alternator Inertia	$4.44 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}$
Idler Inertia	$5 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}$
Tensioner Pulley Inertia	$5 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}$
Tensioner Inertia	$3.36 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}$

Fig.6 Layout of experimental apparatus for verification



(a) In case of using frictional coefficient with pressure dependence



(b) In case of using constant frictional coefficient

4.2 検証結果

ベルト張力振幅とスリップ率に関して実験と解析を比較した結果を図7に示す。破線は実験結果を、実線は解析結果を示す。図7 a)に示すように、面圧依存で摩擦係数を変化させた場合、回転変動率が大きくなっても、ベルト張力、スリップ率ともに精度よく解析できていることが分かった。一方 b)に示すように、面圧に依存しない一定摩擦係数を用いた場合、変動率が大きくなるとスリップ率が実験結果と乖離し、解析精度の低下が見られる。また、大回転変動率で解析できない条件も存在している。

これにより、スリップ率が5%になったとき完全すべり状態になる摩擦特性を用いることによって、大きなスリップが発生する大回転変動においても、良好な解析結果が得られることが分かった。ただし、弾性スリップ領域で実験と解析での乖離があるために、弾性スリップ状態から完全スリップ状態への移行が急な場合、解析精度が確保されるが、弾性スリップ状態が穏やかに続くような場合は、解析精度が低下する可能性がある。具体的には、通常使用しない条件、つまり小プーリ径で巻きつき角度が小さく、トルクが大きい場合に精度低下するものと考えられる。しかし、このような場合においても、スリップ率が5%以上ではスリップ率が非常に大きく出力されるので、ベルト摩耗発生の可能性などについて検討することができる。

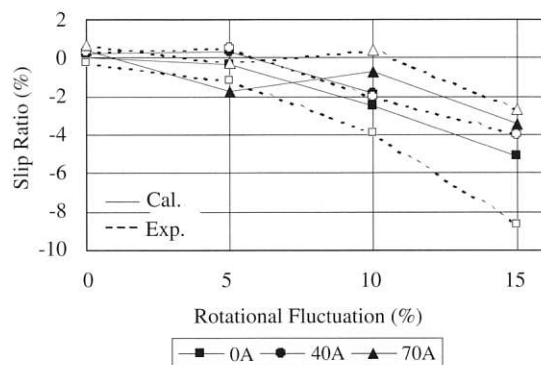
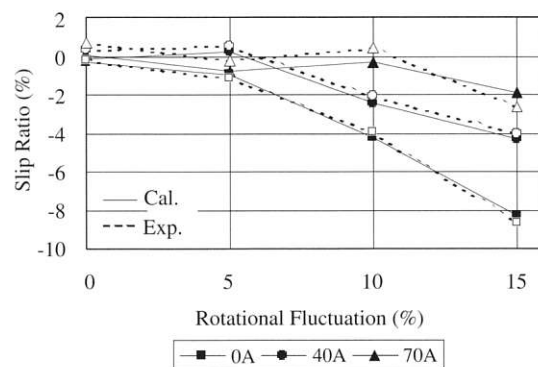


Fig.7 Comparisons between numerical and experimental all results

5. まとめ

Vリブドベルト補機駆動系において、スリップ率の解析精度を向上させるFEM解析手法について検討した。面圧によって摩擦係数を変化させ、スリップ率が5%に達したときに完全滑り状態に移行するモデルを導入した。ベルトのリブ部をモデル化することなしに、大きな回転変動においても、ベルト張力およびスリップ率で精度のよい解析結果が得られることが分かった。

[付記]

口頭発表：自動車技術会 2002 年秋季学術講演会, 2000 年 11 月

[引用文献]

- 1) 高橋弘好, 城戸隆一, 永谷修一, 犬飼雅弘: バンドーテクニカルレポート No.5, p.9~12(2001)
- 2) 網島貞男: 工業用伝動ベルト, p.35, オーム社(1968)



高橋 弘好
Hiroyoshi TAKAHASHI
1994 年 入社
中央研究所



永谷 修一
Syuichi NAGAYA
1990 年 入社
伝動事業部



城戸 隆一
Ryuichi KIDO
1974 年 入社
中央研究所

有限要素解析による天然ゴム系積層ゴム支承の水平変形特性 — 回転が水平変形特性に与える影響 —

THE HORIZONTAL DEFORMATION CHARACTERISTIC OF NATURAL RUBBER BEARING BY FEM ANALYSIS — The Influence which a Turn in Vertical Direction has on Horizontal Deformation Characteristics —

古田 智基^{*1}

Tomoki FURUTA

荒木 伸介^{*2}

Shinsuke ARAKI

We estimated how the horizontal deformation characteristic changed when a natural rubber bearing was turned in vertical direction. In other words, we quantitatively estimated the influence which turning of the natural rubber bearing had on the horizontal stiffness. The analysis resulted the knowledge mentioned below.

1. The relationship between the shearing force and the shearing strain estimated in this analysis can reproduce the results of the testing when the natural rubber bearing does not turn in a vertical direction. The results of this analysis are highly reliable as far as the shape of the natural rubber bearing analyzed is concerned.
2. In this analysis, it was confirmed that the horizontal stiffness declined when the natural rubber bearing turned in a vertical direction and deformed around 200 % strain in shear. The larger the angle of turning degree, the more remarkable this tendency is, especially when turned 1/50 radian.
3. In the shearing strain area in this analysis, the change of the horizontal stiffness is within 10 % when natural rubber bearing turned in 1/150 radian.

1. は じ め に

兵庫県南部地震以降、免震建物は急速に増加し、最近では病院、市庁舎、学校、防災センターといった震災時における重要拠点建物を新築する場合の免震化が増加している。さらに、これらの既存建物を耐震補強する場合、免震工法を採用するケース（免震レトロフィット工法）が目立つ。そして、新築、レトロフィットにかかわらず、敷地に余裕が無い、地下階数が多い、工期短縮、コスト低減等の理由により、中間階を免震化する中間階免震工法を採用する場合がある。

中間階免震工法の場合、免震装置を柱頭部や柱中央部に設置するが、地震時における柱の変形等が免震装置の特性に与える影響は明らかになっていない。そこで、図1に示すように、天然ゴム系積層ゴム支承（以下積層ゴム）に回転を与えた場合の水平変形特性の変化を、FEM解析を用いて推定する。すなわち、積層ゴムの回転が水平剛性に与える影響を定量的に推定する。

2. 解 析 方 法

2.1 要素分割

モデル形状は、3次元でモデル化した。ただし、図2に示すとおり半径方向の1/2断面を対象とした。要素は3次元の連続体要素を使用しており、メッシュは同図に示すとおり、半径方向は半周部を15°を基準として10分割し（45°方向は30°）、周方向は中心孔、中央、外周近傍を1cmで4分割し、高さ方向はゴム層を2分割、中間鋼板を2分割、上下フランジを4分割した。図3にモデル全体図を示す。

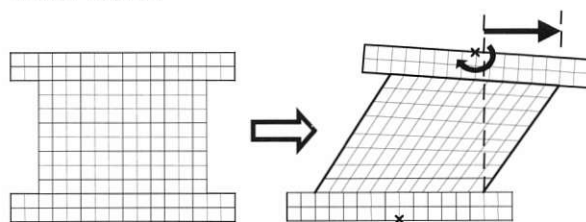


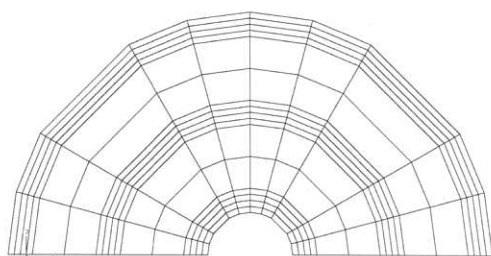
図1 回転のイメージ

2.2 ゴム材料

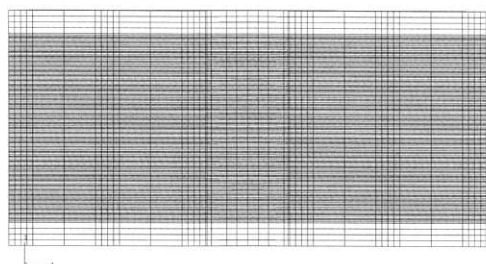
ゴム材料は、ひずみエネルギー密度関数（W）を用いてモデル化する。本解析では、(1)式に示すゴム材料モデルに圧縮性を考慮した3次の多項式を使用する¹⁾。

^{*1} 運搬・建設資材事業部

^{*2} 中央研究所



(a) 半径・円周方向



(b) 高さ方向

図2 メッシュ

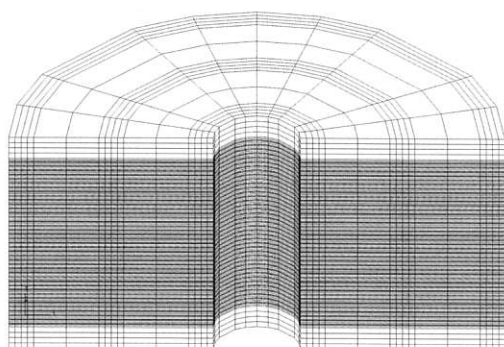


図3 モデル全体

$$W = \sum_{i+j=1}^3 C_{ij} (\bar{I}_1 - 3)^i (\bar{I}_2 - 3)^j + \frac{1}{D_1} (J_{el} - 1)^{2i} \quad (1)$$

ここで、

$\bar{I}_1$: 偏差ひずみの第1不変量 $= \bar{\lambda}_1^2 + \bar{\lambda}_2^2 + \bar{\lambda}_3^2$

$\bar{I}_2$: 偏差ひずみの第2不変量 $= \bar{\lambda}_1^{(-2)} + \bar{\lambda}_2^{(-2)} + \bar{\lambda}_3^{(-2)}$

$\bar{\lambda}_i$: 偏差伸長比 $= J^{-1/3} \lambda_i$

J : 体積比

J_{el} : 機械的な弾性体積比

また、 C_{ij} 及び D_1 の材料定数を表1に示す。

表1 材料定数

C_{10}	C_{01}	C_{20}	C_{11}	C_{02}
3.67×10^{-2}	-1.92×10^{-2}	6.55×10^{-4}	-1.09×10^{-3}	7.96×10^{-4}
C_{30}	C_{21}	C_{12}	C_{03}	D_1
-2.08×10^{-7}	0	0	1.07×10^{-6}	5.70×10^{-3}

なお、表1に示した材料定数は、せん断弾性係数 (G) $= 0.4 \text{ N/mm}^2$ の天然ゴムを対象としており、材料定数を求めるために JIS K6251 に基づくダンベル3号試験片を用いた単純引張試験、および平面 $220 \times 15 \text{ mm}$ 長方形、厚さ 1 mm の試験片を用いた純せん断試験を行っており、各々の試験により得られた応力-ひずみ関係のデータに基づいた最小2乗法により算出している。

2.3 内部鋼板

内部鋼板は弾塑性体として、ヤング係数 (E) $= 210,000 \text{ N/mm}^2$ 、ポアソン比 (ν) $= 0.3$ と仮定した。ここに、解析で使用した内部鋼板のモデルを図4に示す。ひずみ度 (ϵ) $= 2\%$ で完全降伏するとしている²⁾。

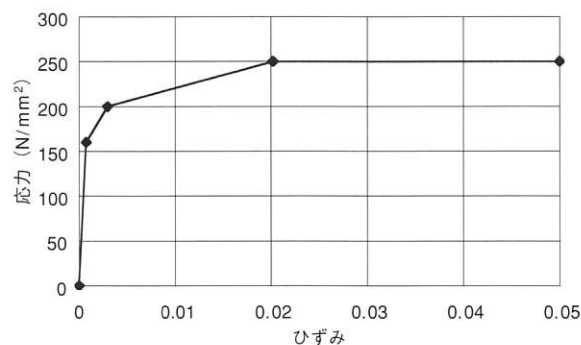


図4 内部鋼板のモデル

2.4 境界条件

図5に示すように、フランジ上下面の節点の自由度を、個々を代表する節点に統一して、この統一した2節点間に鉛直圧縮力および水平せん断力を与えた（上フランジのみ回転も与える）。すなわち、上フランジは、図6に示すようにフランジ上面にある節点とモデルとは別に定義した代表節点との間に、剛なはりが存在すると仮定し、代表節点を現位置で回転させることにより上フランジ全体が回転するようにした。今回の解析では、図7に示すとおり代表節点とフランジ上面の節点の y 座標を同じにしたため、代表節点を回転するとともに上フランジが回転する。

また、本解析では半径方向の $1/2$ 断面を対象としているため、対称条件として、図8に示すとおり、対称面上の節点是对称面内方向のみの動作可能とする条件を、面上の節点に与えている。

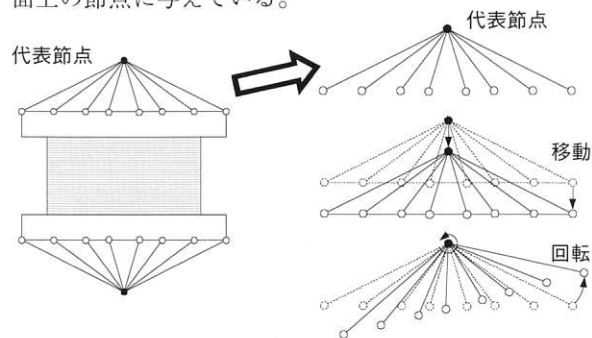


図5 境界条件のイメージ

図6 上フランジ境界条件

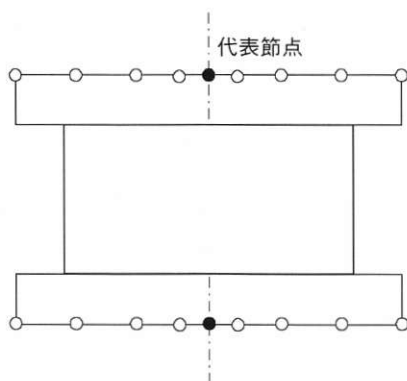


図7 境界条件

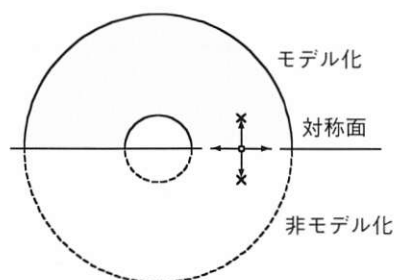


図8 対称面上の条件

2.5 解析ステップ

解析ステップは、図9に示すとおり、まずフランジ上面の代表節点を設定角度に回転させる（STEP1）。次いで、鉛直圧縮力（面圧）を与える（STEP2）。そして、水平せん断ひずみ（ γ ）を $\gamma=100\%$ 刻みで、 $\gamma=100, 200, 300, 400\%$ に相当する変位を加える（STEP3）。解析は不安定になり停止するまで行い、その結果から出力範囲を任意で設定する。

なお、今回の解析にはABAQUAS ver. 6.2を使用した。

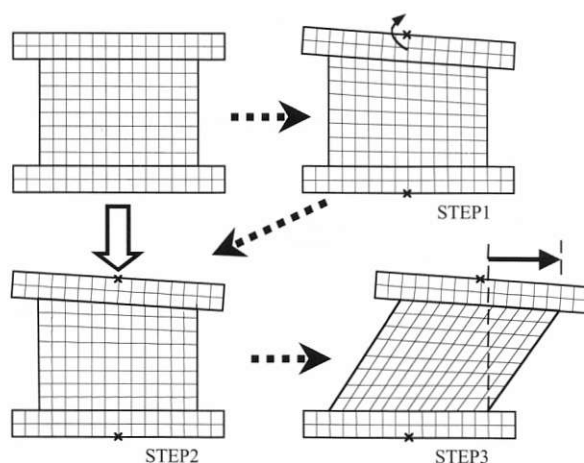


図9 解析ステップ

3. 解析

3.1 積層ゴム形状

解析の対象とした積層ゴムの形状は表2に示す3種類で、ゴム材料はすべて同じせん断弾性係数(G)= 0.4 N/mm^2 とした。No.1は外径(D)= 800 mm 、1次形状係数(S_1)= 33.0 、2次形状係数(S_2)= 4.00 、No.2は外径(D)= 700 mm 、 $S_1=29.5$ 、 $S_2=3.50$ 、No.3は外径(D)= 700 mm 、 $S_1=35.4$ 、 $S_2=4.96$ である。No.1およびNo.2は、ゴム総厚(Tr)= 200 mm 仕様の鉛プラグ挿入型積層ゴム(LRB)を、No.3は $S_2=5$ 仕様の積層ゴムである。ただし、No.1およびNo.2は鉛プラグを挿入していないゴム体のみである。

表2 積層ゴム形状

No.	外径 mm	内径 mm	ゴム厚 mm	積層数	ゴム総厚 mm	鋼板厚 mm	S_1	S_2
1	800	140	5.0	40	200.0	2.8	33.0	4.00
2	700	110	5.0	40	200.0	2.5	29.5	3.50
3	700	35	4.7	30	141.0	3.1	35.4	4.96

3.2 変量因子

上フランジに与える回転は、完全に上下フランジの水平を維持して(回転を与えず)、鉛直圧縮力(面圧)および水平せん断変形を与えるモデル($R=0$)を基準とし、回転角(R)を $R=1/500 (0.115^\circ)$ 、 $1/200 (0.286^\circ)$ 、 $1/150 (0.382^\circ)$ 、 $1/100 (0.573^\circ)$ 、 $1/75 (0.764^\circ)$ 、 $1/50 (1.146^\circ)$ の7種類とした。

鉛直圧縮力(面圧： σ)は、すべて $\sigma=10 \text{ N/mm}^2$ である。

3.3 解析と実験の比較

ここでは、本FEM解析の精度を確認するために、表2に示した積層ゴム形状のせん断応力(τ)—せん断ひずみ(γ)関係における解析結果と実験結果とを比較した。

ここで、積層ゴムに回転を与える実験は非常に危険を伴うため、積層ゴムの回転が水平剛性に与える影響に関しては、冒頭でも述べたとおりFEM解析のみで論ずる。しかし、本解析の信頼性が不明なため、過去に行った実験(回転を与えていない)と解析の結果をここで比較する。実験と解析の $\tau-\gamma$ 関係の比較を、図10～図12に各々示す。実線が実験による実測値、破線が本解析による解析値である。

図10 (No.1) および図11 (No.2) は、外径(D)に対して内径(d_i)が大きく($d_i/D \approx 1/6$)、2次形状係数(S_2)が4.0以下の終局時に座屈するタイプである(座屈に関する詳細は引用文献3を参照)。実測値と解析値の比較から、概ねの特性は本解析により再現できていることが確認できる。詳細には、 $\gamma=150\%$ 近傍までは実測値のせん断応力が高く、それ以降は解析値のせん

断応力が高くなる。これは、 $\gamma = 0\%$ 時における座屈荷重 (σ_{cr})⁴⁾ (No.1:51.7N/mm², No.2:47.8N/mm²) に対する鉛直圧縮力 (面圧 (σ)=10N/mm²) が $\sigma/\sigma_{cr} \approx 0.2$ となっており、設計で使用する基準面圧 (σ_0 : 長期荷重時の推奨面圧, No.1:9.0N/mm², No.2:6.5N/mm²) に対して高いため、その依存性の再現、すなわち面圧を考慮したゴムのモデル化に課題が残されていることが分かる。

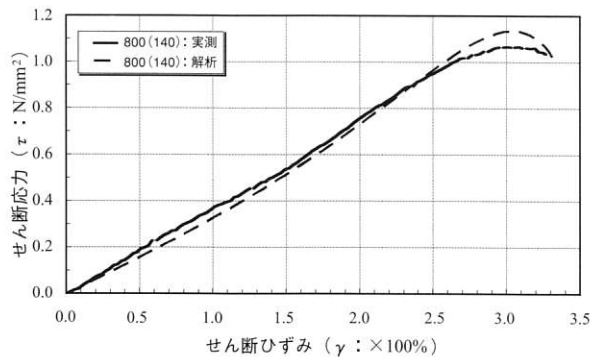


図10 せん断ひずみとせん断応力の関係
No.1 (D=800, $d_1=140$, $S_1=33.0$, $S_2=4.00$)

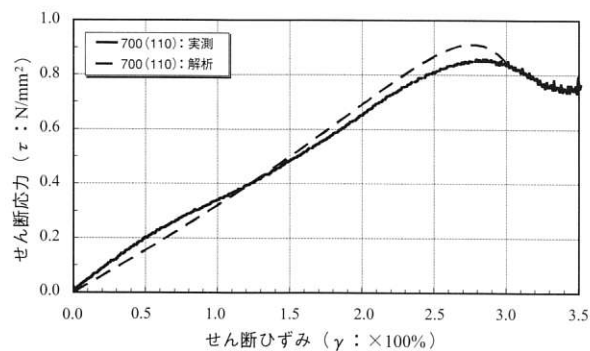


図11 せん断ひずみとせん断応力の関係
No.2 (D=700, $d_1=110$, $S_1=29.5$, $S_2=3.50$)

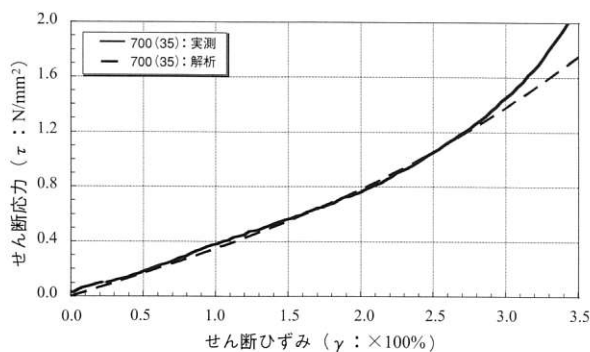


図12 せん断ひずみとせん断応力の関係
No.3 (D=700, $d_1=35$, $S_1=35.4$, $S_2=4.96$)

また、座屈 (荷重低下) の時期は精度よく再現できしており、座屈の主要因である内部銅板のモデル化には問題のないことが分かる。

図12 (No.3) は、外径 (D) に対して内径 (d_1) が小

さく ($d_1/D \approx 1/20$)、 $S_2 \approx 5.0$ の終局時に座屈しにくいタイプである。実測値と解析値の比較から、 $\gamma = 300\%$ までの特性は本解析により精度よく再現できていることが確認できる。 $\gamma = 300\%$ 以降のハードニングの現象に差がみられるのは、ハードニング以降のゴム素材のばらつきによるものである。また、No.3は $\sigma_{cr} = 60.1\text{N/mm}^2$ のため、 σ_{cr} に対する面圧 ($\sigma = 10\text{N/mm}^2$) は $\sigma/\sigma_{cr} \approx 0.16$ で、設計で使用する基準面圧 ($\sigma_0 = 13\text{N/mm}^2$) に対して低い。したがって、 σ_0 以下の低面圧では、ゴムのモデル化に面圧を考慮する必要のないことが分かる。

以上の実測値と解析値の比較により、本FEM解析はフランジに回転を与えない場合 ($R=0$) における積層ゴムの $\tau-\gamma$ 関係を精度よく再現できているといえよう。

3.4 上フランジに回転を与えた解析

上フランジを回転角 (R) = 1/50に回転させた時の端部および中心孔の変形状態を、図13～図15に各々示す。図13は回転により圧縮応力を受ける部分、図14は引張応力を受ける部分である。解析ではゴム層を2分割しているため三角形に変形しているが、実際の変形は図16に示す図のように変形していると推定できる。回転により圧縮応力を受ける部分はゴムがはみ出し、引張り応力を受ける部分はゴムが入り込んでおり、非圧縮材であるゴムの上下面を内部銅板に固定した自由表面が非常に少ない偏平形状ではこのような変形は十分想定でき、実際の変形状態を再現していると思われる。このような変形状態は、実際の積層ゴムでは被覆ゴムが覆っているため観察できない。また、ゴムのはみ出しおよび入り込みの量から、非常に大きなせん断応力がゴムと内部銅板との接着面に作用していると考えられる。

表2に示した3種類の形状の積層ゴムに、各回転角 ($R=0, 1/500, 1/200, 1/150, 1/100, 1/75, 1/50$) を与えたせん断応力 (τ) - せん断ひずみ (γ) 関係を、図17～図19に各々示す。すべての図において、 $\gamma = 200\%$ 近傍まで回転角が大きくなるに連れて同ひずみ時におけるせん断応力、すなわち水平剛性が低下することが確認できる。特に $R=1/50$ における水平剛性の低下が顕著である。 $\gamma = 200\%$ 近傍以降の各回転角における $\tau-\delta$ 関係には顕著な差がなく同じような挙動を示しており、 $\gamma = 200\%$ 近傍以降におけるフランジ回転による水平剛性への顕著な影響は確認できない。また、各回転角における座屈の時期およびハードニングの時期はほぼ同じである。ここで、図19 (No.3) における $R=1/50$ の $\tau-\delta$ 関係が $\gamma = 200\%$ 近傍で中断しているのは、図13～図15に示したようにフランジ回転の際に要素の形状が崩れ、回転量が大きいことの影響により大変形まで到達できずに解析が発散してしまったためである。

図17～図19における水平剛性の変化を定量的に把握するために、フランジを回転させない回転角 (R) = 0を基準とした、各回転角における各せん断ひずみ時の水平剛性の変化率を図21～図23に各々示す。ここで、

水平剛性は図20に示すとおり、各せん断ひずみ時における割線剛性 (Q/δ) とした。

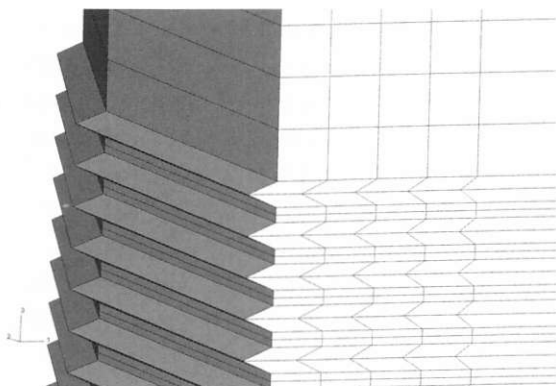


図13 圧縮応力部分

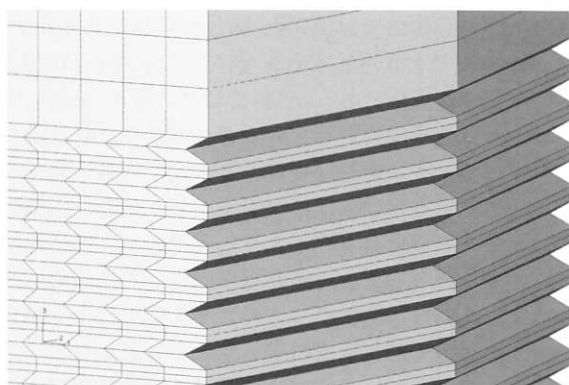


図14 引張り応力部分

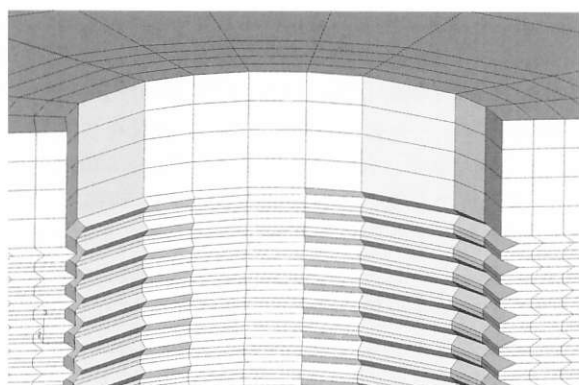


図15 中心孔部分

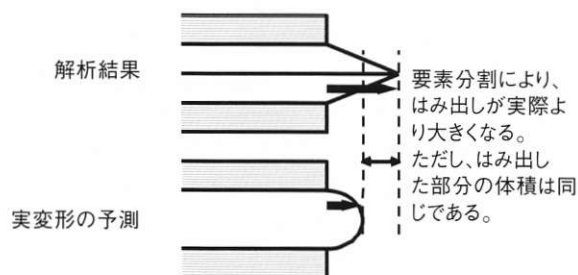


図16 実変形の予測

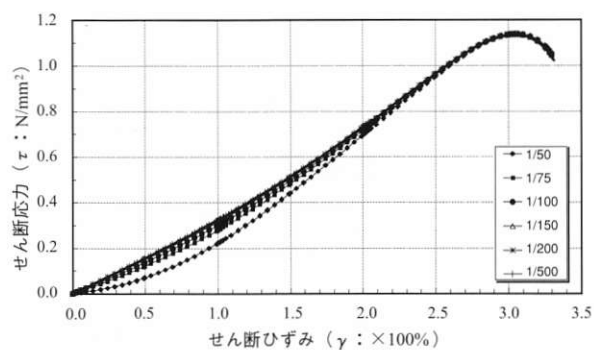


図17 回転角を与えた場合のせん断ひずみとせん断応力の関係 No.1 ($D=800$, $d_i=140$, $S_1=33.0$, $S_2=4.00$)

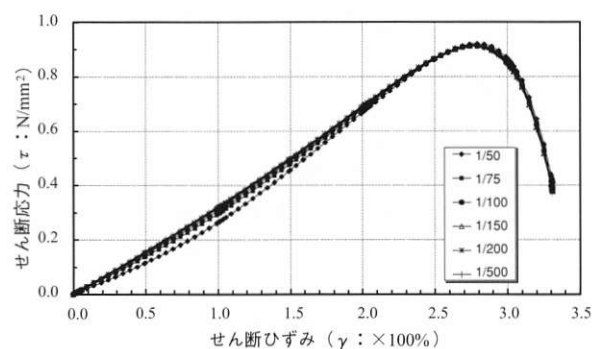


図18 回転角を与えた場合のせん断ひずみとせん断応力の関係 No.2 ($D=700$, $d_i=110$, $S_1=29.5$, $S_2=3.50$)

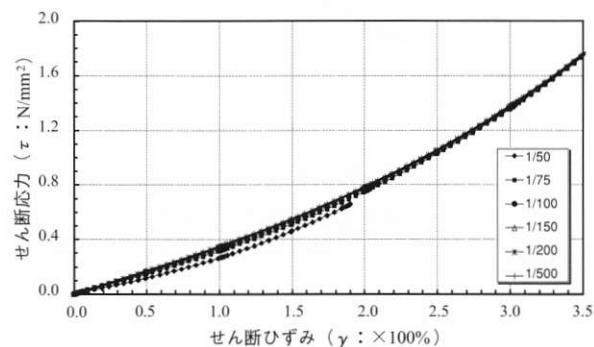


図19 回転角を与えた場合のせん断ひずみとせん断応力の関係 No.3 ($D=700$, $d_i=35$, $S_1=35.4$, $S_2=4.96$)

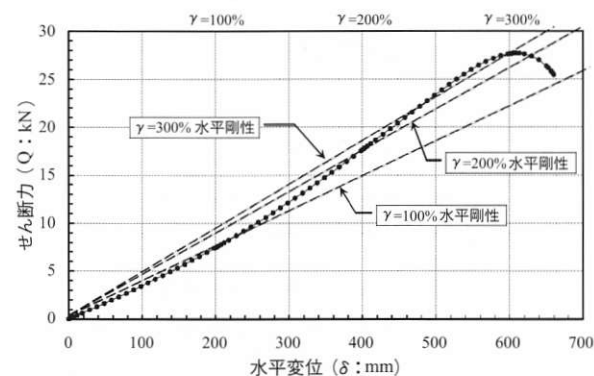


図20 水平剛性の定義

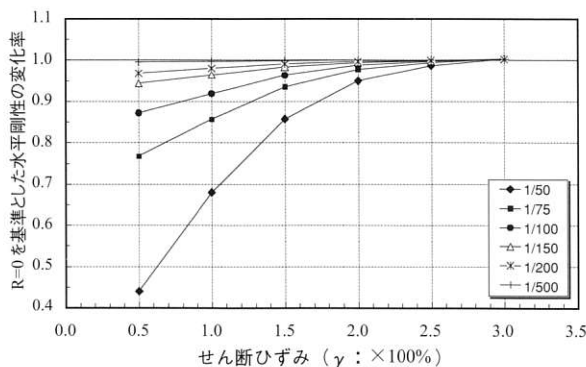


図 21 セン断ひずみと水平剛性の変化率の関係
No.1 ($D=800$, $d_f=140$, $S_1=33.0$, $S_2=4.00$)

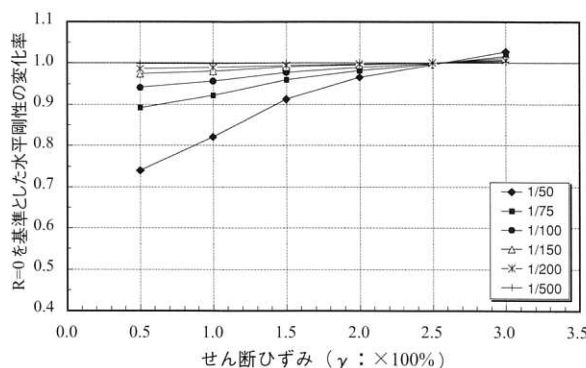


図 22 セン断ひずみと水平剛性の変化率の関係
No.2 ($D=700$, $d_f=110$, $S_1=29.5$, $S_2=3.50$)

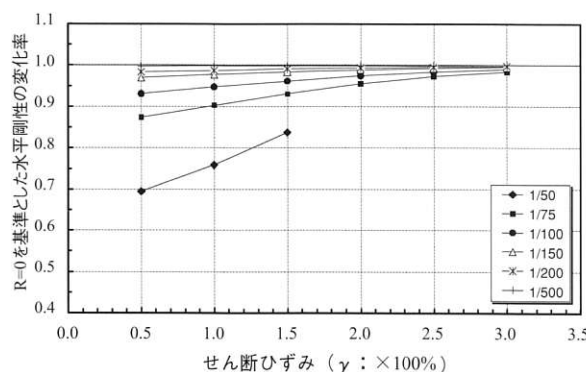


図 23 セン断ひずみと水平剛性の変化率の関係
No.3 ($D=700$, $d_f=35$, $S_1=35.4$, $S_2=4.96$)

これらの図から、せん断ひずみ (γ) が低くなるに連れて水平剛性が低下しており、回転角が大きいほどこの傾向が顕著であることが確認できる。そして、 $\gamma=200\%$ 近傍以降は、回転角に関係なく水平剛性はあまり変化しないことが分かる。

また、この回転による水平剛性の変化率を、積層ゴムの水平剛性の製造ばらつき、面圧依存性、ひずみ依存性と横並びで考えた場合、その変化率は概ね $\pm 10\%$ 以内であれば、建物の構造設計に考慮して設計できる

範囲となる。この3種類の形状の積層ゴムにおいて、すべてのせん断ひずみ時における水平剛性の変化率が $\pm 10\%$ 以内になる回転角 (R) は、 $R < 1/150$ である。したがって、中間階免震工法 (柱頭免震工法) を採用する場合において柱の変形等をチェックする際には、積層ゴムに作用する回転が $R < 1/150$ (0.4°) であることを確認し、積層ゴムの水平剛性の変化率を -10% 程度考慮することにより、積層ゴムの回転を考慮した構造設計が可能となる。

ただし、本解析で対象とした積層ゴムの形状は表 2 に示した3種類であるため、これらの近似形状以外の積層ゴムは別途検討が必要である。さらに、本解析では裏付けとなる実験検証は、非常に危険を伴うために行っていない。したがって、特に回転が終局変形時の積層ゴムに及ぼす影響に関しては不安が残るが、通常の設計範囲 ($\gamma < 200 \sim 250\%$) における回転の影響は、先述した図 10～図 12 の解析精度から本解析で予測できると考えている。

4. ま と め

積層ゴムの回転が水平剛性に与える影響を FEM 解析により推定した結果、以下のような知見を得ることができた。

- 1) 本 FEM 解析は、積層ゴムに回転を与えていない実験と解析との比較により、せん断応力 (τ)－せん断ひずみ (γ) 関係を精度よく再現できており、本解析の対象とした積層ゴム形状における解析としては信頼性が高い。
- 2) 積層ゴムに回転を与えた場合、せん断ひずみ (γ) 200% 近傍までの水平変形において、水平剛性が低下することが本解析から確認できた。回転角が大きくなるに連れてこの傾向は顕著で、特に $R=1/50$ における水平剛性の低下が著しかった。
- 3) $\gamma=200\%$ 近傍以降の水平変形において、回転による水平剛性への顕著な影響は、本解析では確認できなかった。
- 4) 各回転角における座屈の時期およびハードニングの時期は、本解析では同じであった。
- 5) 本解析の対象としたせん断ひずみ領域における水平剛性の変化率が、 $\pm 10\%$ 以内になる回転角 (R) は $R < 1/150$ である。したがって、中間階免震工法 (柱頭免震工法) を採用する場合において柱の変形等をチェックする際には、積層ゴムに作用する回転が $R < 1/150$ (0.4°) であることを確認し、積層ゴムの水平剛性の変化率を -10% 程度考慮することにより、積層ゴムの回転を考慮した構造設計が可能となる。

今回の解析の対象とした積層ゴムの形状が限られており、鉛直圧縮力 (面圧) も 1 種類であった。これは、実験との比較を意識しているためだが、積層ゴムに回

転を与える実験は非常に危険で、加力治具に相当な工夫が必要となる。今回の回転を与えた解析に対する実験検証は行われていないが、解析に対する裏付けは必ず必要であると考えており、今後の課題とする。

[引用文献]

- 1) 日本ゴム協会：免震用積層ゴムハンドブック，p.45～46 (2000)
- 2) 高山、多田 他：天然ゴム系積層ゴムアイソレータの圧縮限界耐力，日本建築学会構造系論文集 第482号，p.43～51 (1996)
- 3) 古田、荒木 他：天然ゴム系積層ゴム支承の座屈時における内部銅板の特性(その2)，日本建築学会大会学術講演梗概集 構造II，p.639～640 (2001)
- 4) 日本建築学会：免震構造設計指針，p.33～34 (2001)



古田 智基
Tomoki FURUTA
2000年入社
運搬・建設資材事業部



荒木 伸介
Shinsuke ARAKI
1995年入社
中央研究所

分散安定化磁気粘性流体の開発

Development of Magnetorheological Fluids with Improved Stability

外村 卓也^{*1}

Takuya TOMURA

畑 克彦^{*1}

Katsuhiko HATA

Magnetorheological (MR) fluids are dispersions of fine magnetizable particles in a liquid medium. The rheological properties of the fluids can be changed dramatically by applying a magnetic field. This behavior can be applied to control dynamic properties of some building structures. In this application, a high stability of the disperse phase is required over a long period of time.

In this study we developed MR fluid “#230” with enhanced stability, considering the agglomerative stability as well as the sedimental stability. The dispersed iron particles of the fluid had not settled after a month. Because of the high stability, change in rheological properties such as viscosity was very little for a month. We also report on other characteristics of the “#230”.

1. 緒 言

磁気粘性流体(MRF, Magnetorheological fluid)とは、液体中に磁性粒子を分散させた、磁場の印加に応じて粘度が上昇する流体であり、1948年、J. Rabinowにより初めて報告されている¹⁾。これは、磁場を印加することにより、磁性粒子が分極して液中で鎖状のクラスターを形成するため、逆に磁場の印加を止めれば、粒子のクラスター構造が崩れ、元の状態に戻ると説明されている。

MRFの利点としては、降伏応力の変化する範囲が広いこと、使用温度範囲が $-40\sim+150^{\circ}\text{C}$ 程度と広いこと、応答速度が速いこと、さらには $2\sim25\text{V}$ 程度の比較的低い電圧で効果が現れることなどがあげられる。逆に問題点としては、磁性粒子の沈殿が生じること、磁気シールドが必要なこと、磁場を発生させる電磁石の発熱があることなどが指摘されている²⁾。前記のような特徴を持つため、クラッチ、ブレーキ、アクチュエーター、緩衝器、ダンパー、建造物用制振・免震装置といった、比較的大きな流体特性、降伏応力の変化を必要とする分野において、MRFを適用した研究が各機関において活発に行われている³⁾。我々は、日米共同構造実験研究「高知能建築構造システムの開発」のエフェクタ部会電気・磁気粘性流体WGにおいて、地震や風などの外乱に対して、また常時の使用性能について、MRFを活用して建築構造を効率的に目的の状態に制御する「適応建築構造物(Adaptive Structure)」の研究を行っている⁴⁾。

本研究では、従来から問題視されている磁性粒子の沈殿を改良することに注力して検討を行い、沈降安定

性に優れた“#230”を開発した。ここでは、“#230”の沈降安定性ならびにMRFとしての基本特性、可変減衰特性に関して、市販品Aとの比較検討結果について報告する。

2. 実験方法

2.1 MRF “#230”

磁性粒子の沈殿を防止する沈殿防止剤、および凝集を防止する凝集安定剤を検討することにより、沈降安定性に優れた“#230”を開発した。表1には“#230”及び供試した市販品の諸特性を示した。

表1 供試したMRFの諸特性

	“#230”	市販品A
ベースオイル	炭化水素系	炭化水素系
分散質濃度 (wt%)	分散質濃度 83	固形分濃度 81
密度 (kg/m ³)	3.3×10^3	3.0×10^3

2.2 沈降安定性評価

MRFの沈降安定性は、沈降体積より評価した。これは、一定容量のMRFをメスシリンダー中で静置し、一定時間ごとに沈降体積を測定することで評価した。また、ここで安定性は、測定時の沈降体積と初期体積の比として定義し、値が大きいほど沈降安定性に優れていることを意味する。

2.3 セン断試験機による特性評価

MRFの磁場強度に対するせん断応力の関係(可変減

^{*1} 中央研究所

衰特性)は、図1に示すせん断試験機により評価を行った⁵⁾。表2には、試験機の仕様を示した。当試験機は、磁極面が平行になるようにした電磁石の磁極間に配置した薄い箱状の容器にMRFを入れ、その容器内に挿入したせん断板を、油圧シリンダを用いて、容器壁に対し平行に動かすことで、流体をせん断変形させる装置である。実験としては、三角波加振実験を行い、振動数0.1～2Hz、振幅2～10mm、印加電流0～12Aの範囲で変量を行った。なお、12A時には磁束密度として約0.2Tの磁力が印加される。

2.4 経時安定性評価

MRFの経時安定性は、一定時間静置後のMRFに球を一定速度(100mm/min)で侵入させたときの反力を測定することで行った(図2)。ここで、経時に渡って反力の変化が小さいことが経時安定性に優れていることを意味する。なお、静置時間は、攪拌直後、1週間後、1ヶ月後とした。

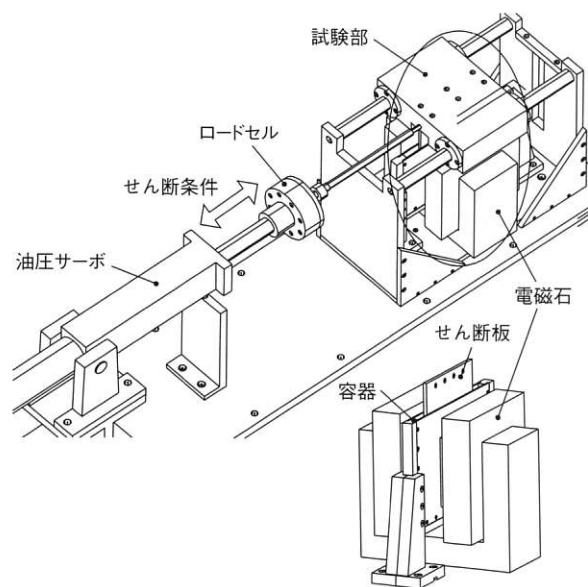


図1 せん断試験機

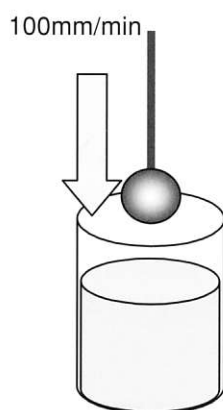


図2 経時安定性測定方法

表2 せん断試験機の試験機仕様

油圧シリンダ	ストローク	± 100mm
	最大荷重	± 10kN
電磁石	磁極間	20mm
	磁極面積	100 × 100mm
	最大磁力	0.25T (15A 印可時)
加振部 (交換可)	容器形状	200 × 150 × 10mm
	加振板形状	150 × 150 × 5mm
	液幅	2.5mm (片側)

3. 結果と考察

図3には、“#230”、及び市販品Aの沈降安定性の結果を示した。図より、“#230”は、市販品Aに比較して高い沈降安定性を有していることが明らかである。その値としては、約1ヶ月後において“#230”で約96%、市販品Aで約89%の安定性を保っていた。

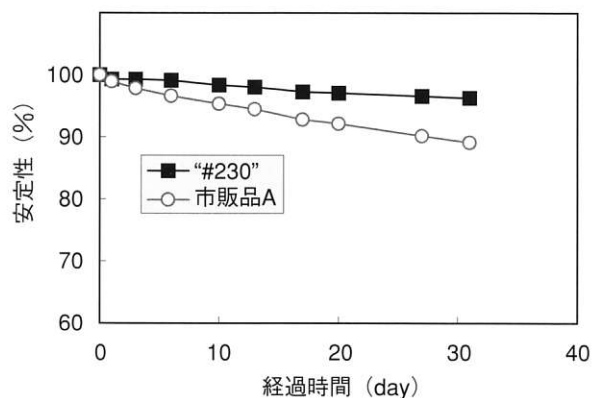


図3 MRFの沈降安定性

図4には、“#230”および市販品Aに対して、振動数1.0Hz、振幅10mmの条件下で印加電流値を0～12Aまで変量させた時の、せん断試験時の履歴ループを重ねて示した。各MRFとも履歴ループの形状はよく似ており、摩擦減衰に若干の粘性減衰を加えたような形をしている。また、印加電流値の増大に伴って、ループ面積、すなわち減衰力は大きくなっており、印加電流値によってせん断応力を可変できることが明らかである。特に印加電流値12Aの場合の減衰力は、0A時の減衰力に比較して“#230”で26倍、市販品Aで25倍であった。さらに、減衰力の絶対値としては、12Aの場合において、市販品Aに比較して“#230”のほうが約20%大きかった。

図5には、“#230”および市販品Aに対して、振幅、振動数、印加電流値を上記の範囲で変量させた際の測定結果を、せん断速度とせん断応力の関係にプロットしたものを示した。図より、各MRFとも無通電時には、

MRFは0を通る直線、すなわちニュートン流体であると考えられる。以降、電流値の上昇に伴って、ニュートン流体では説明が出来なくなり、塑性流体、あるいは近似的にビンガム流体のようにふるまうものと解釈できる。

“#230”は市販品と比較して発生できるせん断応力値が大きかった。このことは、“#230”のほうが広範囲に渡ってせん断応力値を制御できることを示しており、すなわち、“#230”のほうが可変減衰特性に優れているといえる。

図6には、一定時間静置後の“#230”および市販品に対して、一定速度にて球を侵入させたときの侵入深さと荷重の関係を示した。市販品の場合、攪拌直後における荷重は小さく、さらに侵入深さ15mm以降ではほとんど荷重は一定であった。このことは攪拌直後においては、深さ方向に対してMRFの密度、すなわち分

散質濃度が一定であったことを意味する。しかし、1ヶ月静置後、深さ20mm以降において、非線形な荷重の増大がみられた。ここで、侵入深さに伴って荷重の増大が大きくなることは、MRFの下部ほど球が受ける浮力が大きくなっていることを、つまりMRFの分散質濃度が大きくなっていることを意味する。また、図1の沈降安定性の結果を考慮すると、MRFの体積比にして約11%の分散質が沈殿しているものと考えられるが、この沈殿は、分散相に均一に分布しているのではなく、底部ほど濃度高く分布していることが明らかになった。

一方、“#230”においては、1ヶ月静置後においてもほとんど荷重は増大しておらず、深さ40mm付近において若干の増大が認められるのみであった。本評価期間における増大の割合はわずかであるが、長期間にわたる静置後の使用を考慮すれば、さらなる安定性の改良が必要になるものと考えられる。

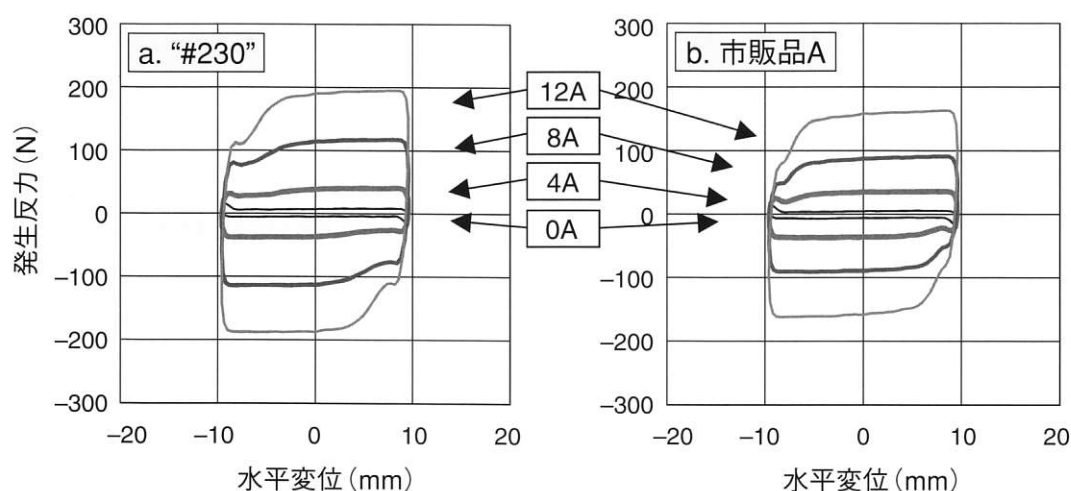


図4 各MRFの履歴ループ(振動数 1.0Hz、振幅 10mm)
(a. “#230”、b. 市販品)

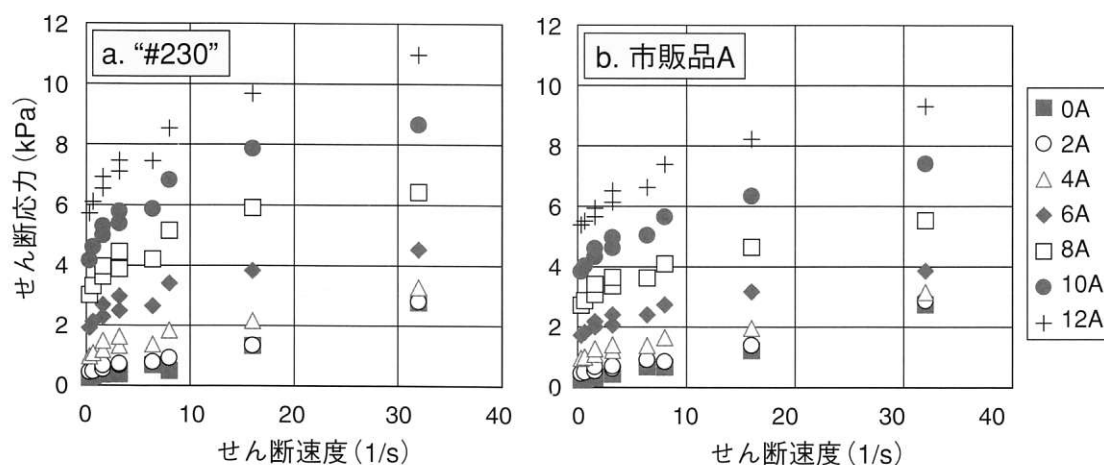


図5 MRFのせん断速度とせん断応力の関係

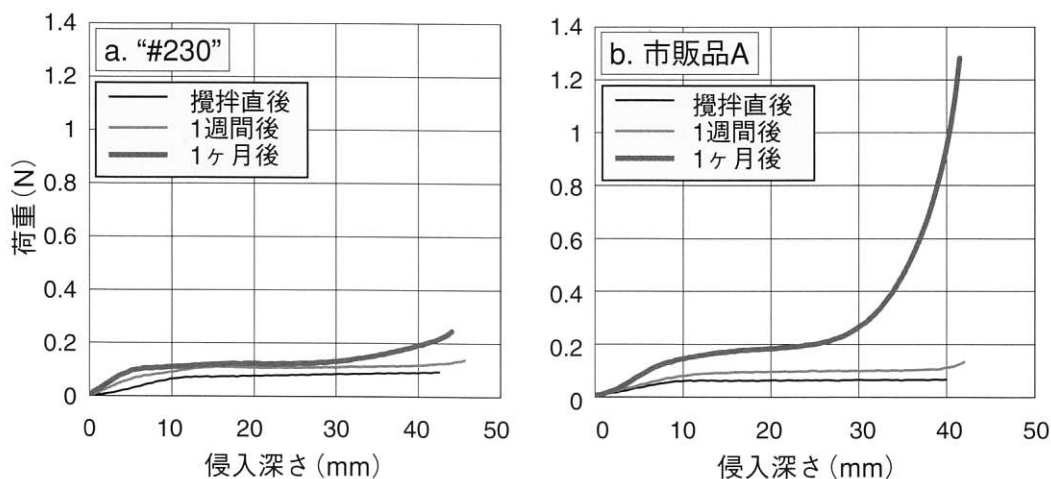


図6 MRFの侵入深さと荷重の関係

4. 耐熱用MRFの開発

これまで、室温下における“#230”の特性を示してきた。図7には、“#230”の磁場無印加時における粘度の温度依存性を示した。高温側における粘度の温度依存性は小さいが、低温側、特に0℃以下において、粘度の増大が確認される。この粘度の増大は、分散媒の特性に起因するものである。

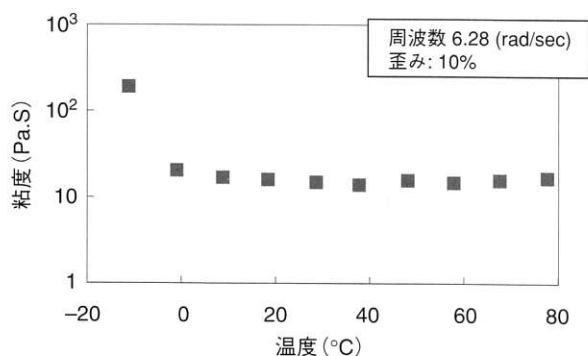


図7 “#230”の粘度の温度依存性

この“#230”の温度依存性を改良すべく、耐熱性に優れた炭化水素系オイルをベースにしたMRFを検討した。その一例として、試作品“#250”の基本特性を示す。図8には、様々な炭化水素系オイルをベースにした媒体に対する粘度の温度依存性を示した。ここで媒体とは、炭化水素系オイルに増粘剤を添加したものである。図より、系Dの媒体が広い温度範囲にわたって優れた温度依存性を示していることがわかる。そこで、系Dをベースに、新たにMRFを設計した。

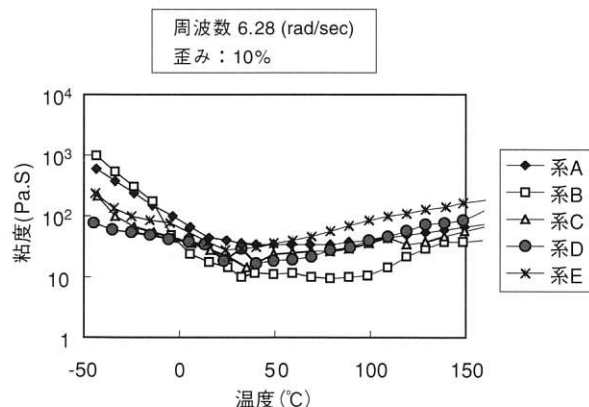


図8 媒体の粘度の温度依存性

図9には、粘度の温度依存性、図10には沈降安定性、図11には経時安定性、図12には可変減衰特性の関係を示した。

評価結果より、“#230”で見られた低温での粘度の大幅な増大は見られず、沈降安定性、経時安定性に関しても優れていることがわかる。さらに、可変減衰特性も“#230”と同等以上の特性を示した。

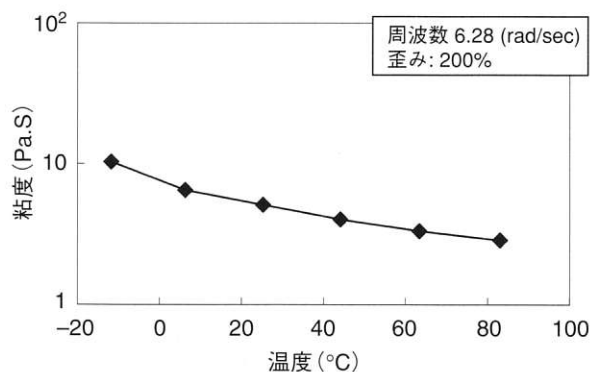


図9 “#250”の粘度の温度依存性

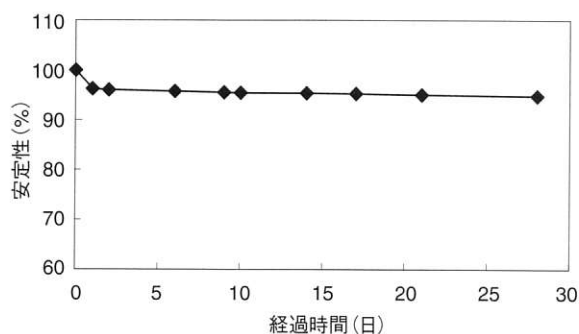


図10 “#250”の沈降安定性

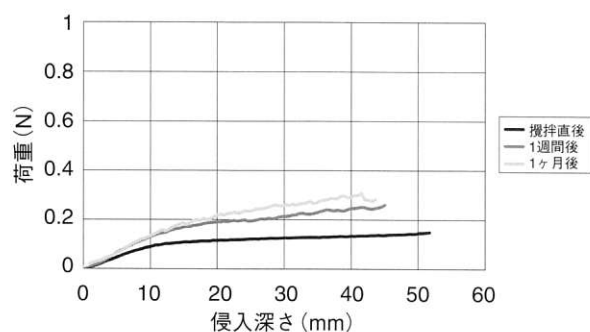


図11 “#250”の侵入深さと荷重の関係

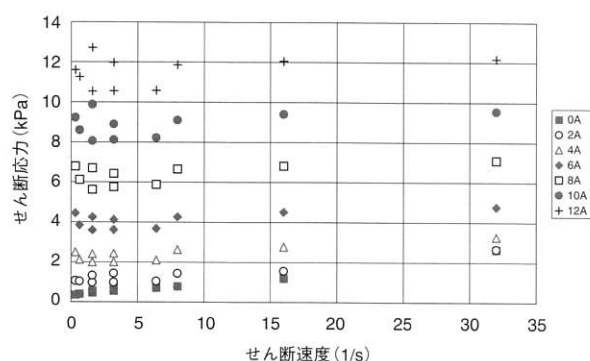


図12 “#250”のせん断速度とせん断応力の関係

今後は、さらに寿命、耐熱特性に関して詳細な検討を行う予定である。

5. 結 論

沈降安定性に優れた“#230”を開発した。

- 1) 沈降安定性は、市販品よりも優れていた。
- 2) 1ヶ月静置後において、約96%の沈降安定性を示した。
- 3) 市販品よりも可変減衰特性、経時安定性に優れていた。

[引用文献]

- 1) Rabinow, J.: AIEE Trans., 67, 1308 (1948)
- 2) 森下：電気粘性流体および磁気粘性流体の基本特性とその応用、第48回理論応用力学講演会講演論文集、日本学術会議, 443 (1999)
- 3) 例えば、小松、袖山、畑、藤谷、砂子田：高知能建築構造システムに関する日米共同構造実験研究(その15) 200kN級MRダンパーの開発、日本建築学会大会 (2000)
- 4) 日米共同構造実験研究「高知能建築構造システムの開発」平成12年度報告書、国土交通省建築研究所 (2001)
- 5) 荒木、高橋、畑、外村：バンドーテクニカルレポート, 6, 23 (2002)

[付記]

本報告は、下記報告内容に補足修正を加えたものである。

口頭発表：2002年度日本建築学会大会学術講演梗概集, 661, 2002年8月

Workshop on Smart Structural Systems organized for U.S.-Japan Cooperative Research Programs on Smart Structural Systems (Auto-adaptive Media) and Urban Earthquake Disaster Mitigation, 2002年10月

発表誌：工業材料, 50(5), 101(2002)



外村 卓也
Takuya TOMURA
1999 年 入社
中央研究所



畑 克彦
Katsuhiko HATA
1985 年 入社
中央研究所

Effect of Dumb-bell Test Pieces on Tensile Data of Vulcanized Rubbers

加硫ゴムの引張試験におけるダンベル試験片形状の影響

Noriaki WADA^{*1}

和田 法明

Masaaki TAKASHIMA^{*2}

高嶋 正昭

Kenhachi MITSUHASHI^{*3}

三橋 健八

Members of Subcommittee 2 in Japan National Committee on ISO/TC45

日本ゴム工業会 I S O / T C 4 5 国内審議委員会物理劣化試験法分科会

ゴム関係の JIS 規格も、ISO 規格との整合性など国際化対応を図らねばならない情勢となっている¹⁾。JIS K 6251「加硫ゴムの引張試験方法」規定の 3 号ダンベルは古くから日本国内でゴムの引張挙動を評価するのに広く用いられているが、この形状は日本固有の形状のため、ISO 37「Rubber, vulcanized — Determination of tensile stress-strain properties」には規定されておらず、このままでは整合性の観点から JIS 規格にも存続できなくなる。そこで、ISO/TC45 (ゴム及びゴム製品) の国内審議委員会物理劣化試験法分科会では、この形状を ISO 37 に規定してもらうための提案を ISO/TC45 国際会議で行い、ISO 37 規定のダンベルとの精度比較、国際的なクロスチェックを行った。その結果、JIS 3 号ダンベルは測定精度に優れ、標線外破断が少なく、破断分布も理論形状に従うことが実証できた。

1. INTRODUCTION

WTO/TBT protocol (Uruguay Round in January 1995) stipulates that the testing methods of vulcanized rubber are to be aligned with the corresponding methods in International Standards (ISO)¹⁾. Subsequently, Subcommittee 2 (Physical and degradation tests) in Japan National Committee on ISO/TC45 (Rubber and rubber products) has studied the differences of tensile data obtained through ISO 37 “Rubber, vulcanized or thermoplastic- Determination of tensile stress-strain properties” and Japanese Industrial Standards (JIS) test methods JIS K6251 (Tensile testing methods for vulcanized rubber) in order to evaluate and judge the future direction for addition to ISO 37 of a dumb-bell shape that has been used for more than 80 years in Asian countries, such as Japan, Korea, Taiwan, Thailand, etc. In this report, the results for the tensile properties of vulcanized rubbers will be shown by using three different types of dumb-bell test pieces.

2. INTER-LABORATORY TEST PROGRAM

An inter-laboratory test program ITP was organized by Japan. Three different compounds of NR, SBR and EPDM were used for a tensile test. Those three compounds have different properties in tensile strength at break and elongation at break.

The 23 laboratories, Participating members (P members) in ISO/TC45/SC2, have participated in the measurement program. Those laboratories are as follows; 12 laboratories from Japan, 2 laboratories each from Sweden, Thailand, Malaysia and Germany, one laboratory each from U.S.A., Netherlands and United Kingdom.

The test items to be measured were tensile strength at break (TSb), elongation at break (Eb), 100% modulus (M100) and 200% modulus (M200). The numbers of test pieces, which were broken outside the test marking length were also checked.

Three types of test pieces, such as ISO type 1, type 2 and JIS type 3 (=proposing type) were tested.

Figure 1 shows the dimensions of dumb-bell test pieces. The ISO Type 1 was tested in two types of test pieces with marking distances of 20mm and 25mm in order to compare with other types.

The repeatability and reproducibility for expressing precision were calculated on the basis of ISO NWIP 9272 “Rubber and rubber products —

^{*1} 中央研究所

^{*2} J S R 株式会社

^{*3} 横浜ゴム株式会社

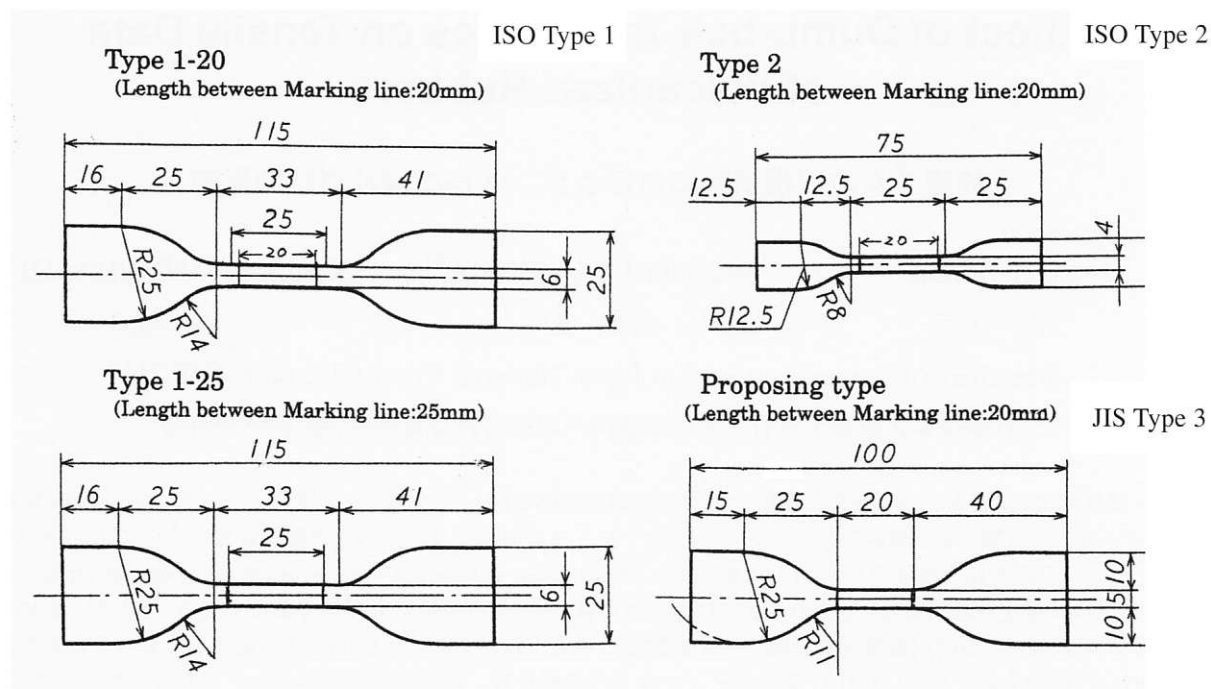


Fig.1 Dimensions of three types of dumb-bell test pieces

Determination of precision for test methods". Original data were treated for outliers at 2% Sig Level in the basis of NWIP9272's procedures. For type of precision, "Type 1" was used.

3. RESULTS AND DISCUSSIONS

3.1 Precision

3.1.1 Repeatability(r) and Reproducibility(R)

The precision results for NR compound are given in Table 1. The symbols used in these tables are defined as follows.

r = repeatability, in measurement units

(r) = repeatability, in percent (relative)

R = reproducibility, in measurement units

(R) = reproducibility, in percent (relative)

Figure 2 shows r and R values of tensile strength at break for NR, SBR and EPDM compounds.

Table 1 Precision — NR compound

Property	Dumb-bell type - Marking length	Mean value	Within-laboratory repeatability		Inter-laboratory reproducibility	
			r	(r)	R	(R)
TSb (MPa)	ISO Type 1- 20mm	34.25	1.10	3.20	3.35	9.79
	ISO Type 1- 25mm	34.17	1.53	4.47	2.49	7.29
	ISO Type 2- 20mm	31.93	1.25	3.93	2.85	8.94
	JIS Type 3- 20mm	34.88	0.67	1.91	2.63	7.54
Eb (%)	ISO Type 1- 20mm	671	42.1	6.28	57.2	8.52
	ISO Type 1- 25mm	670	66.3	9.89	63.1	9.41
	ISO Type 2- 20mm	651	29.9	4.60	60.5	9.29
	JIS Type 3- 20mm	687	29.9	4.35	57.8	8.41
M100 (MPa)	ISO Type 1- 20mm	1.83	0.18	10.00	0.36	19.50
	ISO Type 1- 25mm	1.86	0.12	6.73	0.32	17.24
	ISO Type 2- 20mm	1.84	0.15	8.33	0.40	21.95
	JIS Type 3- 20mm	1.89	0.07	3.90	0.28	14.81
M200 (MPa)	ISO Type 1- 20mm	4.49	0.45	10.08	0.85	18.97
	ISO Type 1- 25mm	4.42	0.52	11.82	0.77	17.36
	ISO Type 2- 20mm	4.39	0.39	8.79	0.87	9.85
	JIS Type 3- 20mm	4.58	0.38	8.25	0.70	15.26

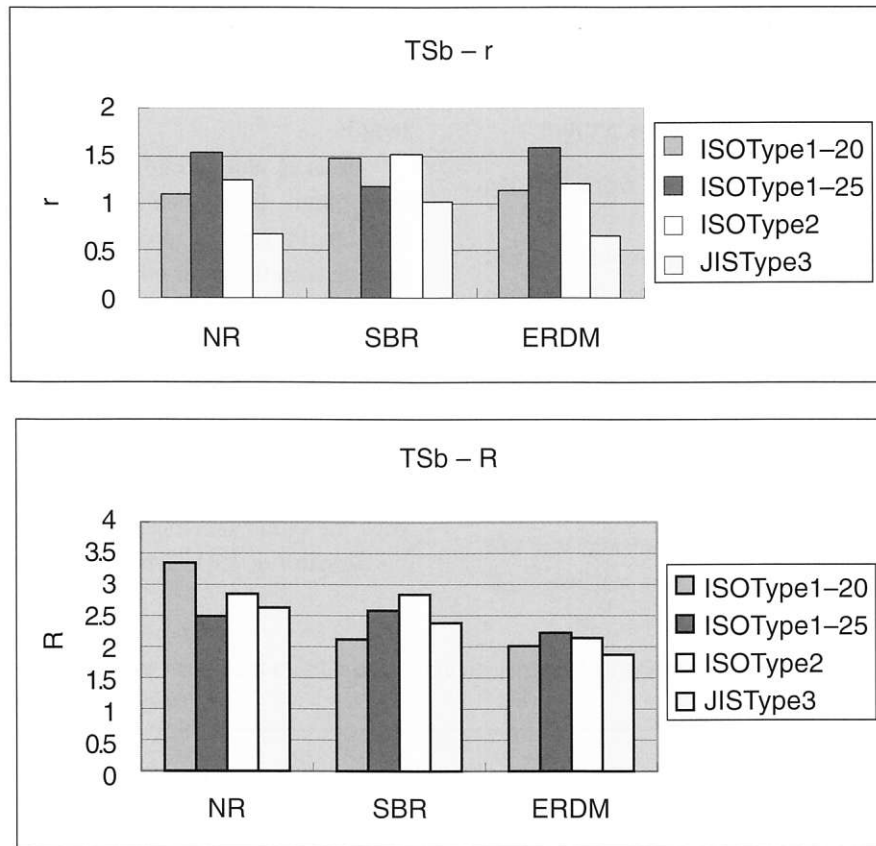


Fig.2 r, R, (r) and (R) values of tensile strength at break

In Table 1, as for the properties of TSb, Eb, M100 and M200, the r and (r) values for JIS Type 3 (proposing type) are smaller than those of other types. In the comparison between Type 1 and Type 2, the r and (r) values for Type 2 are smaller. On the other hand, the R and (R) values show almost the same level in every type, however, the values for JIS Type 3 seem to be slightly smaller.

As for SBR and EPDM compounds in Figure 2, the r values for JIS Type 3 are the smallest.

3.1.2 Precision variance for three-factor fully nested experiments

In comparison of precision, based on NWIP 9272, R is an indicator of the variance between laboratories (σ_L^2), and r is an indicator of the total variance ($\sigma_D^2 + \sigma_M^2$) of the variance between the

days (σ_D^2) and the variance between measurement errors (σ_M^2). In order to analyze σ_D^2 and σ_M^2 separately, it is enough to make an estimation for each component of the variance by the said three-factor fully nested experiments in ISO 5725-3 "Accuracy (trueness and precision) of measurement methods and results -Intermediate measures of the precision of a standard measurement method".

In calculations of σ_L^2 , σ_D^2 and σ_M^2 , it is our opinion that σ_M^2 is the most important variance. If σ_M^2 is small, the dumb-bell has good shape. However other variances (σ_L^2 or σ_M^2) contain many other factors as well as dumb-bell shape.

We made the estimation for each component of the variance on the measurements of the tensile strength test of NR. The results are shown in Table 2.

It is shown that the variance of measurement

Table 2 Component estimation of the variance by means of "three-factor fully nested experiments"

	ISOType1-20	ISOType1-25	ISOType2	JIS Type3
σ_L^2	$(0.61)^2$	$(0.71)^2$	$(0.86)^2$	$(0.76)^2$
σ_D^2	$(0.06)^2$	$(0.45)^2$	$(0.15)^2$	$(0.57)^2$
σ_M^2	$(0.87)^2$	$(0.76)^2$	$(0.80)^2$	$(0.64)^2$

errors (σ_M^2) for JIS Type 3 is the smallest, which means that the precision at measuring is the best.

3.2 Analysis of test pieces that were broken

3.2.1 Numbers of test pieces that were broken outside the test length

Table 3 and Figure 3 show the numbers of test pieces that were broken out of the test length (outside the bench marks). For each dumb-bell type, 230 test pieces were measured, as 23 laboratories measured 5 test pieces in 2 test days.

In case of Type 1 dumb-bells with 20 mm test length of NR compound, the 159 test pieces were broken outside the test length. It means that about 70% of test pieces were broken outside the test length. In case of Type 1 with 25 mm test length, it

was about 60% of test pieces. In case of Type 2, it was 47%. However in the case of the proposed type, only 13% of test pieces were broken outside the test length.

In SBR and EPDM compounds, as well as NR compound, the probability of breaking outside the test length for the proposed type is considerably smaller than those for other types.

3.2.2 Investigation on the broken spot

Taking up 30 pieces of the broken NR samples at random, the distance between the broken spot and the center of each test piece was investigated. Using the longer pieces broken, the distance of the broken spot from the center was measured as shown to in Table 4.

Regarding ISO Type 1, a break at 12.5mm or

Table 3 Numbers of test pieces that broke outside the bench marks

(Total test pieces = 230)

Dumb-bell type Compound	ISO Type 1 - 20mm	ISO Type 1 - 25mm	ISO Type 2 - 20mm	JIS Type 3 - 20mm
NR	159	139	109	30
SBR	95	69	48	11
EPDM	104	88	56	12

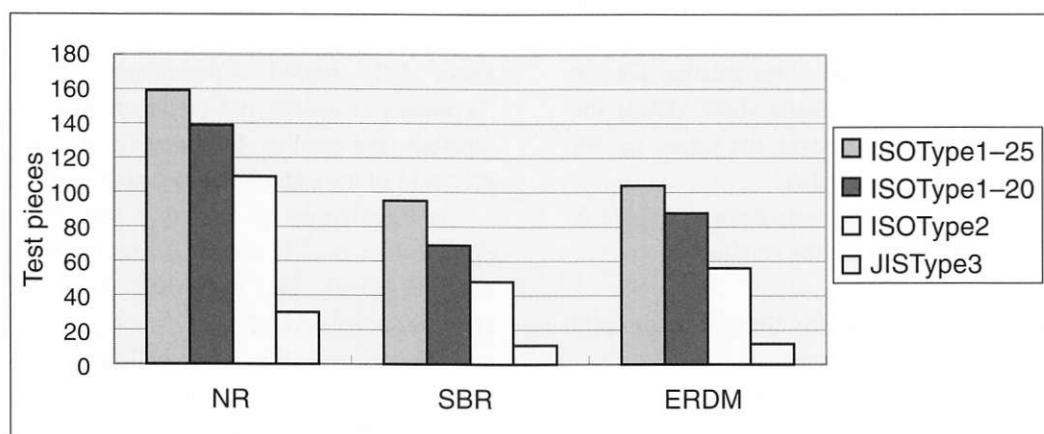


Fig.3 Numbers of test pieces that broke outside the bench marks

Table 4 Comparison of the broken spots for each Dumb-bell type

Distance From Center	7.5mm or less	7.5— 10mm	10— 12.5mm	12.5— 15mm	15mm or more	Total
ISO Type 1	7	2	7	6	8	30
ISO Type 2	1	15	14			30
JIS Type 3	24	5	1			30

more from the center is regarded as outside the marking lines, while, regarding ISO Type 2 and JIS Type 3, the break at 10mm or more is regarded so.

In ISO Type 2, almost all of the samples broke near the edge.

In ISO Type 1 also, the sample's probability of breaking is rather higher near the edge than near the center.

In JIS Type 3, on the contrary, almost all of the samples broke near the center.

3.3 Analysis of tensile strength

3.3.1 Distribution of tensile strength

In the test data of tensile strength, the distribution of density function is unsymmetrical and skewed towards lower strength values. It is well known that

the data are double exponential distribution function²⁾.

Figure 4 is histograms showing the frequency distribution of tensile strength at break for NR compound.

Comparison of the histograms of the 4 types shows that the distribution of JIS Type 3, proposing type, looks mostly like double exponential distribution.

As for the mean value of tensile strength, the value of JIS Type 3 is the largest and ISO Type 2 is the smallest.

3.3.2 Estimation of the difference of means of tensile strength

A statistical test was carried out on a hypothesis

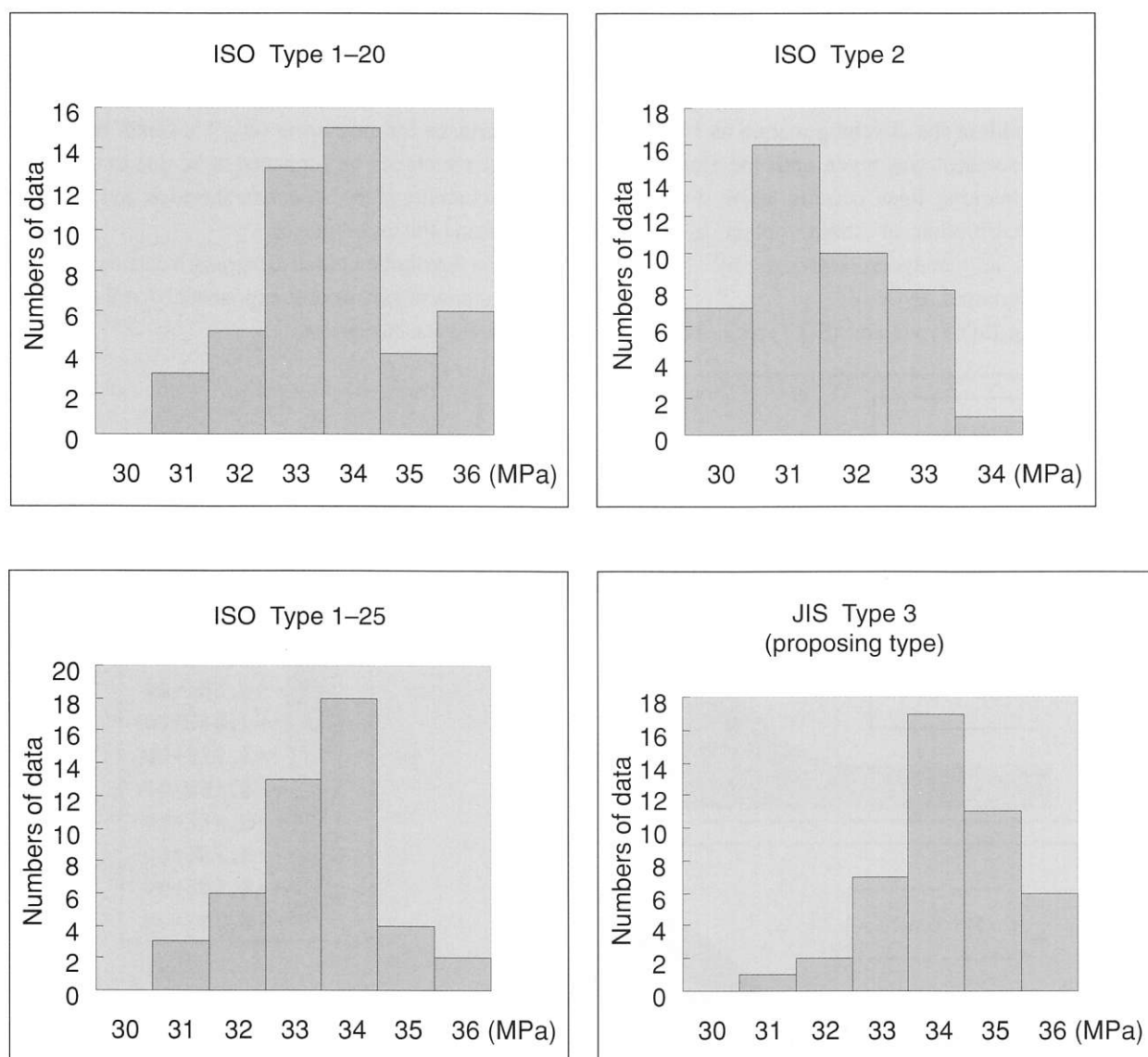


Fig.4 Frequency distribution of tensile strength at break (NR compound)

based on the ISO2854 “Statistical interpretation of data – Technique of estimation and tests relating to means and variances”. Taking the popular mean of tensile strength on JIS Type 3 as μ_A and that on ISO Type2, as μ_B , hypotheses as follows were tested:

Null hypothesis $H_0 : \mu_A = \mu_B$

Alternative hypothesis $H_1 : \mu_A \neq \mu_B$

As a result of the test on data in 3.3.1, the test statistic t_0 was equal to 7.72, then the hypothesis H_0 was rejected at the level of significance, “ $\alpha = 1\%$ ” level, that is, JIS Type 3 can be said to be higher in tensile strength. These results occur because the probability of breaking outside the test length for proposed type is much smaller than those for the other types. Thus it can be said that the proposed type is the test piece having the lower probability of faults.

3.4 Finite element analysis (FEA)

A Finite element analysis (FEA) was conducted on a quarter of the test piece divided into mesh. Taking the width of the clutching margin as 14mm, a specific displacement was given until the elongation between the marking lines became 600%. Figure 5 shows the distribution of strain, obtain by using “ABAQUS”, an analyzer software by Hibbitt, Karlsson & Sorensen, INC.

Regarding ISO Type1 and ISO Type 2, the strain

near the edge is the highest in the sample, which can be said to be coincident with the result from the data of 3.2. On the contrary, the strain of JIS Type 3 is higher in the center, which contributes, in this type of sample, to the more precise test result in the tensile test.

4. CONCLUSION

A comparison of the tensile test pieces of ISO Type1, ISO Type 2 and JIS Type 3 shows the following:

- 1) Compared with JIS Type 3 and ISO Type 1, ISO Type 2 tends to show low values in the measurements of tensile strength in the tensile test. The investigation on the test piece after breaking shows that almost all of the breaks occur near the edge. Thus it can be supposed to have a fault in its shape.
- 2) Compared with ISO Type 1, JIS Type 3 has excellent precision when used in repetition, that is, the variance for measuring (σ_M^2) is small, the reason for which can be supposed to be due to the lower probability of the break near the edge, and the faults among the tested pieces.
- 3) The distribution of tensile strength data on JIS Type 3 seems to have double exponential distribution (i.e. theoretical distribution).

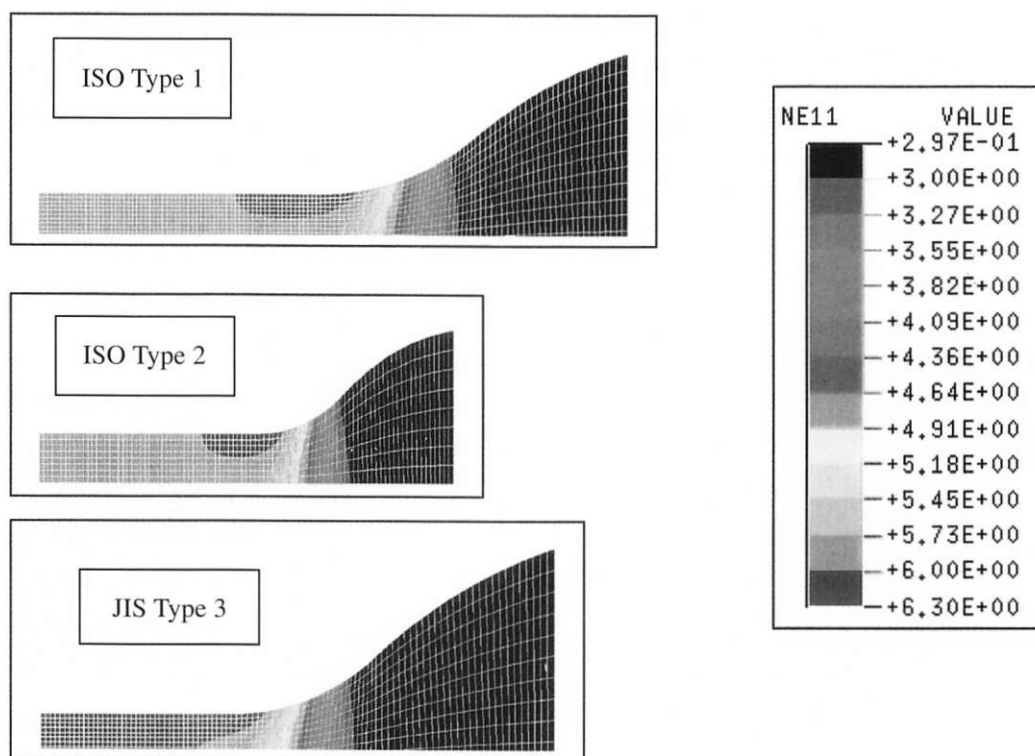


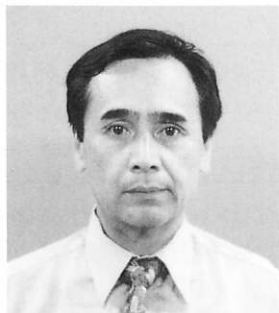
Fig.5 Strain distribution of the sample being pulled

[付記]

口答発表： International Rubber Conference in 2002
Prague
The 50th Meeting of ISO/TC45, 2002 Kyoto

[引用文献]

- 1) 奥山通夫：日ゴム協誌 71 491 (1998)
- 2) 加瀬滋男：日ゴム協誌 30 1030 (1957)



和田 法明

Noriaki WADA
1974年 入社
中央研究所

特 許 ・ 実 用 新 案 登 録 一 覧
(2001.10. ～ 2002. 9.)

(日本特許)

特許番号	発明者	発明の名称・要約
願 H02-24727[H02/02/02] 開 H03-229744[H03/10/11] 登 3289891[2002/03/22]	田中 一雄	〈名称〉ポリ塩化ビニルテープ 〈要約〉平均重合度が1000以下のポリ塩化ビニル100重量部に対してDOP換算で40～55重量部の可塑剤を配合してなるポリ塩化ビニルテープ。
願 H04-60427[H04/03/17] 開 H05-261965[H05/10/12] 登 3276974[2002/02/08]	松井 洋介 山口 勝也	〈名称〉画像形成装置およびその製造方法 〈要約〉記録紙に画像を形成する際、トナーを個々の粒子毎にノズルから電気的作用によって噴射し、画像を形成する。ノズルにはノズルの長手方向に沿って複数の電極が配置されており、この電極に交番電圧を印加することにより、ノズルはトナーに対してリニアモータと等価な作用を及ぼし、移動させる。
願 H04-142302[H04/06/03] 開 H05-338842[H05/12/21] 登 3296592[2002/04/12]	上月 陸三 藤森 誠喜 三 橋 浩	〈名称〉ベルト駆動装置 〈要約〉自動的に偏動を検出、修正することができるベルト駆動装置について円滑な偏動修正動作を行わせて偏動制御幅を縮小させる。
願 H04-155055[H04/06/15] 開 H05-346156[H05/12/27] 登 3267678[2002/01/11]	上 杉 長 木 村 清 三浦 利夫 川本 信彦 西田 健次	〈名称〉可動型プリー用ガイド部材 〈要約〉ベルトの耐久性を向上すると共に変速機の全体コストの低減が可能な制振性を有する可動型プリー用ガイド部材を提供する。
願 H04-157798[H04/06/17] 開 H06-2742[H06/01/11] 登 3278458[2002/02/15]	笠田 満盛 橘 博之	〈名称〉高負荷用伝動ベルト 〈要約〉張力帯のブロック側面からの突出量及び保形ゴム層に混入する短繊維の材質を特定し、耐久性を損なうことなく張力帯とプリーとの間の摩擦係数を低減して異音の発生を少なくする。
願 H04-175645[H04/07/02] 開 H06-15740[H06/01/25] 登 3316230[2002/06/07]	米 田 龍	〈名称〉樹脂ベルトのエンドレス施工方法 〈要約〉樹脂ベルトの両エンドを突き合わせた後、焼境部分相当箇所の樹脂ベルトに微粉末を塗布し、次いでプレス機の上下の熱盤で加熱圧着する。
願 H04-213485[H04/07/17] 開 H06-31754[H06/02/08] 登 3274500[2002/02/01]	藤原 良則 青野 信良 八田 泰典	〈名称〉注型機への液状物供給方法とその装置 〈要約〉補助タンクの底部と主タンクの底部とが、自動開閉を介装した供給管で接続され、主タンクの底部とミキサーとが、送給ポンプを介装した液送管で接続されている。主タンクおよび補助タンクの上端部に、開閉弁を介装した減圧管および加圧管をそれぞれ接続し、主タンクおよび補助タンクに、液状物のレベルセンサーおよび圧力センサーが設置されている。
願 H04-233555[H04/09/01] 開 H06-81921[H06/03/22] 登 3310342[2002/05/24]	犬飼 雅弘	〈名称〉回転駆動装置 〈要約〉回転可能に設けられた従動プリーと、該従動プリーに巻き掛けられた伝動ベルトと、該伝動ベルトをベルト長さ方向において少なくとも往復運動させるベルト駆動手段と、伝動ベルトの従動プリーとベルト駆動手段との間に位置する一方の側のスパンを所定の押圧力で押圧する第一テンシヨナとを備える。

特許番号	発明者	発明の名称・要約
願 H04-309682[H04/10/23] 開 H06-137382[H06/05/17] 登 3243736[2001/10/26]	佐藤 一男 赤松 貞彦 上田 尚秋	〈名称〉ベルトのカバー巻き機 〈要約〉とくに高級なセンサーを必要とせず高い精度でカバー布の継目を検知できるカバー巻き機を提供する。カバー布の供給部分は以下の構成をなす。a) 布 A のカット予定位置の付近を広げて当てる平坦面を配置し、b) 平坦面上の布に押し付けられ得る転がりローラをスイングアームの中ほどに設け、そのアームは、基帯付近をピンにて支持するとともにスプリングを介してブラケット上に取り付け、さらにアームの揺動端付近とブラケットを平坦面に沿って平行移動するエアシリンダなどを配置する。
願 H04-330189[H04/12/10] 開 H06-170836[H06/06/21] 登 3272428[2002/01/25]	田島 義隆 森 田 渉	〈名称〉加圧ニーダーによるゴム混練方法 〈要約〉H-NBR を主体とした配合ゴムを加圧ニーダーによって混練するとき、その混練に用いられるのと同じ配合の混練ゴムからなる種ゴムとして、混練 1 回当たりの混練総重量の 12 重量パーセント以上に相当する重量分だけ投入して混練する。その投入期は、混練開始からゴムがカーボンで濡れるまでのブラック・ウエット・タイムのうち消費電力曲線の初期の最も低下した点である。
願 H05-67730[H05/03/26] 開 H06-282162[H06/10/07] 登 3243324[2001/10/19]	武居 正史 迫 康 浩	〈名称〉ウレタンローラ及びその製造方法 〈要約〉ローラ本体外周面に表面塗膜層がコーティングされたウレタンローラを良好な外径精度でかつ作業よく得ること。
願 H05-93367[H05/04/20] 開 H06-308804[H06/11/04] 登 3354200[2002/09/27]	永瀬 貴行 吉田 裕彦	〈名称〉帯電用部材および帯電装置 〈要約〉被帯電体の表面に傷などの影響を与えず、しかも環境安定性の優れた帯電用部材を提供する。
願 H05-99269[H05/04/26] 開 H06-305046[H06/11/01] 登 3326235[2002/07/05]	関根 輝明 宮西 正樹	〈名称〉歯付ベルトの切断装置 〈要約〉主軸と一体回転する歯付プーリとの噛合により歯付ベルトを順送りして所定歯数毎に切断する場合に、ベルト歯数の計数終了時にベルトの歯底部が切断位置に確実に停止するようにして、歯数計数の信頼性を向上させ、歯数不良や切断位置不良に伴うベルトの不良品の発生を低減する。
願 H05-104534[H05/04/30] 開 H06-312982[H06/11/08] 登 3289989[2002/03/22]	城田 靖彦 稲 田 宏	〈名称〉ヘテロ環基を有するフェニル置換ベンゼン誘導体 〈要約〉常温でアモルファス状態を保持することができ、高いガラス転移点を有し、かくして、それ自体で薄膜化することができ、しかも、そのアモルファス膜が常温で安定であって、光電変換素子、サーモクロミツク素子、光メモリー素子、エレクトロルミネッセンス素子における正孔輸送層のための有機化合物として有用な新規化合物を提供する。
願 H05-110172[H05/05/12] 開 H06-323382[H06/11/25] 登 3354203[2002/09/27]	上月 陸三 西 元 健	〈名称〉ベルト駆動装置 〈要約〉自動的に偏動を検出、修正することができるベルト駆動装置に対し、偏動検出部材を改良して実用性の向上を図る。
願 H05-121316[H05/05/24] 開 H06-328472[H06/11/29] 登 3345095[2002/08/30]	高雄 嘉宏 枝 實	〈名称〉芯体入りベルトの製造方法及び該方法に使用する芯体保護具 〈要約〉芯体入りベルト製造用の内金型に芯体を巻き付けてから、該内金型に外金型を嵌合する際に、該外金型が上記芯体に接触することを防止する。

特許番号	発明者	発明の名称・要約
願 H05-189451[H05/06/30] 開 H07-84443[H07/03/31] 登 3345111[2002/08/30]	迫 康 浩 武居 正史	〈名称〉現像ローラ 〈要約〉現像ローラの表面粗度が長期に渡って好適な状態で維持可能であり、かつ外層厚さが薄いにもかかわらず耐用寿命の長い現像ローラを提供する。
願 H05-190778[H05/07/01] 開 H07-16845[H07/01/20] 登 3326244[2002/07/05]	宝蔵寺昌彦 坂 本 修	〈名称〉金型ハンドリング装置 〈要約〉成形品のサイズ変更時などに段取り替えの手間がかからないなど、加硫の能率を向上させることのできる金型ハンドリング装置を提供する。
願 H05-162630[H05/06/30] 開 H07-20678[H07/01/24] 登 3243337[2001/10/19]	吉田 裕彦 永瀬 貴行	〈名称〉帯電用部材および帯電装置 〈要約〉架橋性ゴムまたは熱可塑性エラストマーなどの弾性ゴム材と、そのゴム材100重量部に対し紺青2から100重量部と、導電性粒子を含有し、ブレード状、ローラ状またはベルト状に形成される帯電用部材である。
願 H05-209582[H05/08/24] 開 H07-62299[H07/03/07] 登 3354224[2002/09/27]	三木 朝博 飯 田 明	〈名称〉表面保護フィルム 〈要約〉ポリプロピレン系樹脂(A)20から85重量パーセントおよびブタジエンに水素が付加されたスチレン-ブタジエンゴム(B)15から80重量パーセントからなるフィルム基材上に、粘着剤層が設けられてなる表面保護フィルム。
願 H05-284873[H05/11/15] 開 H07-138885[H07/05/30] 登 3296641[2002/04/12]	苦 原 史	〈名称〉ゴム補強用繊維コードおよびそれを用いた伝動ベルト 〈要約〉ベルト走行時における力学的疲労による接着剤層の破損、走行環境上起こる熱老化による接着剤層の熱硬化破損、湿潤老化による接着剤層の裂傷を防止してベルト寿命を大幅に改善する。
願 H05-301800[H05/12/01] 開 H07-155683[H07/06/20] 登 3247779[2001/11/02]	松 葉 翼 松井 洋介	〈名称〉塗料の塗装方法 〈要約〉形成されたと膜の表面を全く白化させずに揮発性有機溶剤が配合された塗料を被塗物に塗装することができ、過剰な除湿によるランニングコストの上昇を抑制することができる塗料の塗装方法を提供すること。被塗物に揮発性有機溶剤が配合された塗料を塗装する方法であって、塗装時の塗料の温度における飽和水蒸気圧P_aと、塗料を塗装して塗膜が形成される際の揮発性有機溶剤の蒸発による塗装20秒後における温度低下幅だけ塗装時の塗料の温度よりも低い温度における飽和水蒸気圧P_bとを求め、前記P_aとP_bとの割合$((P_b/P_a) \times 100)$で表される相対湿度よりも低い湿度で塗装を行うことを特徴とする塗料の塗装方法。
願 H05-340539[H05/12/07] 開 H07-157571[H07/06/20] 登 3310435[2002/05/24]	迫 康 浩	〈名称〉ウレタン成形物と金属との接着方法 〈要約〉ウレタン成形物を金属部品に接着する場合、離型剤除去のため従来のようなバフ加工等を完全に省略し、成形したウレタン成形物をそのままの状態が強固に金属部品に接着する方法を得ることを目的とする。架橋済ポリウレタン成形体を、外面にシリコン系離型剤が付着したまま、シロキサンポリオールとポリイソシアネートの反応比率が$1 < \text{NCO}/\text{OH} \leq 2.5$とされた接着剤あるいはシロキサンポリオールとポリイソシアネートの反応比率が$1 < \text{NCO}/\text{OH} \leq 2.5$とされた接着剤と、ポリオールとイソシアネートよりなる組成物との混合比率が重量比で70～80:30～20からなる混合物からなる接着剤を介して研磨金属面に接着させる。

特許番号	発明者	発明の名称・要約
願 H05-309042[H05/12/09] 開 H07-155679[H07/06/20] 登 3316283[2002/06/07]	松井 洋介 永瀬 貴行 野田 武 立花 廣樹	〈名称〉ローラの塗装方法 〈要約〉ローラを乾燥ゾーンに向けて前進させ、該ローラを回転させながら塗工液と接触させたのち、該ローラを乾燥ゾーンに導入させる。
願 H06-21975[H06/01/20] 開 H07-205330[H07/08/08] 登 3296652[2002/04/12]	金田 真明	〈名称〉Vベルト反転装置 〈要約〉作業者によるVベルトを反転する手作業を機械化することにより、工数を大きく減少させるとともに、捌き作業、カバー作業及び反転作業の同期化を図り、時間待ちなどをなくすることができるVベルト反転装置を提供する。一個は上方向に、他方は下方向に力を掛けられ、上下かつ反対方向に移動可能な、Vベルトを展張する2個のベルト掛け具と、そのVベルトに対して左右対称に設けられた、一端に突起体を有する鉤状体を備え、水平方向に旋回可能に旋回軸に支持されその鉤状体の突起体が前記ベルト掛け具。掛け具に展張されたVベルトの側面に当接できる位置に設けられた2機の旋回アームとを備えている。
願 H06-35522[H06/03/07] 開 H07-241926[H07/09/19] 登 3326269[2002/07/05]	柿沼 良弘	〈名称〉ベルト分離装置 〈要約〉固定軸心回りに回転可能に支持された固定軸と、この固定軸の固定軸心と平行でかつ該固定軸心との軸間距離が可変な可動軸心回りに回転可能に支持された可動軸と、この可動軸を両軸間へのベルト集合体の巻掛けを可能とする巻掛装置と、両軸間に巻掛けられたベルト集合体を両軸間で走行可能に保持する保持位置との間で移動させる軸間距離変更機構とを備える。
願 H06-93062[H06/04/05] 開 H07-277960[H07/10/24] 登 3302822[2002/04/26]	飯田 明 山本 徹之 三木 朝博	〈名称〉経皮投与薬支持体 〈要約〉柔軟性を有し、かつ薬剤移行防止性を有する経皮投与薬用支持体を提供する。ポリ塩化ビニル系、ポリ酢酸ビニル系、ポリウレタン系又はポリオレフィン系のプラスチックよりなる厚さ50～180μmのフィルム上に、60/40～40/60のモル比で混合したエチレングリコール/ネオペンチルグリコール混合ジオールと、60/40～40/60のモル比で混合したテレフタル酸/イソフタル酸混合ジカルボン酸とより得られるポリエステル(A)と、前記混合ジオールと、90/10～70/30のモル比で混合したテレフタル酸/セバシン酸混合ジカルボン酸とより得られるポリエステル(B)を重量比で(A)/(B)=50/50～90/10に混合したポリエステルを厚さ3～28μmに積層した経皮投与薬用支持体。
願 H06-131117[H06/05/20] 開 H07-316044[H07/12/05] 登 3345175[2002/08/30]	飯田 明 山本 徹之	〈名称〉経皮投与薬用支持体 〈要約〉柔軟性及び薬物移行防止性に優れた経皮投与薬用支持体を提供する。プラスチックフィルムの片面に、ジカルボン酸成分がイソフタル酸であり、ジオール成分がネオペンチルグリコール及びエチレングリコールのうち少なくとも1種であるポリエステルポリオールをイソシアネートで処理したもの90～50重量部、ジオール成分としてエチレングリコール/ネオペンチルグリコールをモル比70/30～30/70で含有し、酸成分としてテレフタル酸/セバシン酸をモル比95/5～70/30で含有するポリエステル10～50重量部、並びに、イソシアネート架橋剤0～5重量部からなる共重合ポリエステルを厚さ2～20μmに積層してなる経皮投与薬用支持体。

特許番号	発明者	発明の名称・要約
願 H06-109248[H06/05/24] 開 H07-317857[H07/12/08] 登 3302827[2002/04/26]	松川 浩和 三沢 弘 黒精 美考	〈名称〉オートテンショナ 〈要約〉固定部材の軸部にボス部が回転可能に外嵌合された回転部材を、振りコイルばねにより回転付勢方向に回転してベルトに張力を付与する一方、ベルト張力の増大時には回転部材の回転付勢方向と逆の方向の回転をインサートベアリング及びスプリングサポートによりダンピングするオートテンショナにおいてダンピング性能を損なうことなくダンピング部品の点数を削減し、もって、オートテンショナの組立作業の容易化が図れるようにする。インサートベアリングとスプリングサポートとを回転部材のボス部開口端の下方空間を利用する状態で連結部において一体に設けるとともに、上記スプリングサポートを、第1及び第2の2つの壁部が連結部からボス部外周面に沿って回転軸心P方向に延びかつ上記各壁部の回転付勢方向前縁がそれぞれボス部外周面に弾接する形状に形成する。
願 H06-247149[H06/09/13] 開 H08-80596[H08/03/26] 登 3337176[2002/08/09]	佐藤 裕喜	〈名称〉積層シート 〈要約〉クリヤー層紫外線硬化型接着剤層及びエンボス加工を施した着色ベース層からなる積層シートにおいて前記クリヤー層を構成する樹脂100重量部に対して0.1～1.0重量部の紫外線吸収剤を添加してなる積層シート。
願 H06-234730[H06/09/29] 開 H08-91527[H08/04/09] 登 3351914[2002/09/20]	瀬河 良二 伊藤 健一	〈名称〉コンベヤベルトのキャリヤガイド 〈要約〉従来のキャリヤローラ用のスタンドフレームをそのまま利用することができ、しかもベルト幅の変化に容易に適応しうる構造のコンベヤベルトのキャリヤガイドを提供する。衝撃緩衝用ゴムからなる長い角形材の片面を超高分子量ポリエチレンの板材で被覆している。角形材下面を平板を介してパイプ材に個着し且つ隣接するパイプの間にスペーサーを介装している。さらにパイプ材及びスペーサーにワイヤを挿通しワイヤをスタンドフレームの支柱に固定している。
願 H06-332204[H06/12/13] 開 H08-165653[H08/06/25] 登 3328084[2002/07/12]	和木 多克 野々田 充 佐藤 光洋 松崎 勝夫 谷口 彰 伊藤 健一	〈名称〉マット部材の取り付け構造 〈要約〉ケーソンの下面に摩擦増大部材としてのマット部材を、ボルト部材を介して取り付けの際に、ボルト部材が突出した石等により押し上げられる作用を受けた状態でも、ケーソンの本体の内部空間に水が流入しないようにしてケーソンの安定性を確保できるようにする。
願 H07-71011[H07/03/29] 開 H08-269903[H08/10/15] 登 3345210[2002/08/30]	松川 浩和 半坂 征則 阿部 則次 御船 直人	〈名称〉低ばね定数軌道パッド 〈要約〉パッド材が均一に変形するようにして、低ばね定数を得て、これを安定させる。剛性を有する板材に弾性体からなる板状のパッド材を接合して軌道パッドとする。パッドは軌道レールとレールが取付られるタイプレート間に介設する。パッド材には複数の段付き孔を規則的に形成する。段付き孔は、板材との接合面側に一端部が開口し他端部に底部を有する第1開口部と、これより小径で一端部が第1開口部の底部に連通し他端部が接合面とは反対側の自由面に開口する第2開口部とを有する。

特許番号	発明者	発明の名称・要約
願 H07-203849[H07/07/17] 開 H09-30624[H09/02/04] 登 3260598[2001/12/14]	濱野 直樹	〈名称〉耐熱コンベヤベルト 〈要約〉非付着性、耐引き裂き力及び耐摩耗性に優れた耐熱コンベヤベルト。カバーゴムを被覆してなる耐熱コンベヤベルトにおいて、前記カバーゴムがエチレン-プロピレンゴム100重量部、及び、シリコンゴム複合材50～90重量部からなるゴム組成物の加硫物であって、前記シリコンゴム複合材が、エチレン-プロピレン共重合体、エチレン-プロピレン-エチリデンノルボルネンジシクロペンタジエン共重合体、及び、ポリアルキルアルケニルシロキサンからなる耐熱コンベヤベルト。
願 H08-298434[H08/11/11] 開 H10-138631[H10/05/26] 登 3345281[2002/08/30]	佐藤 裕喜	〈名称〉水性インク吸収材及び該吸収材層を有する積層フィルム 〈要約〉水性インクを速やかに吸収して乾燥後の密着性に優れ、色の濃淡やインクのにじみ等がなく鮮やかにプリントすることができる水性インク用インク吸収材を提供する。ポリエチレンオキサイドを含有するポリエーテルポリオールにより変性されたポリウレタン樹脂100重量部に、吸収材として、シリカ、コラーゲン、架橋アクリル酸塩又は炭酸カルシウムを単独で又はこれらを適宜組み合わせで30～500重量部配合することによってインク吸収材を調製する。但し架橋アクリル酸塩の配合量に関しては、樹脂100重量部に対して300重量部を越えないようにする。
願 H08-332184[H08/12/12] 開 H10-131945[H10/05/22] 登 3296734[2002/04/12]	松井 洋介	〈名称〉回転トルク発生装置 〈要約〉往復回転の繰り返しや高温下においてもトルク低下が少なく、しかも軽く組立が容易な回転トルク発生装置を提供する。樹脂製の回転軸の中心部から周縁の環状突条部とのあいだに接続部を残しリング状凹部を形成し、リング状凹部内に、中心部に合する開口部を有する圧肉の内側部から外側に向けて広がるリング状頸部とリング状頸部の外周に沿う突起を形成した樹脂製の摺動板を装着している。リング状頸部は外周部に向けて先細り状のテーパ形状出で、突起の頂部は平面である。 樹脂製の回転軸の中心部から周縁の環状突条部とのあいだに接続部を残しリング状凹部を形成し、リング状凹部内に、中心部に合する開口部を有する圧肉の内側部から外側に向けて広がるリング状頸部とリング状頸部の外周に沿う突起を形成した樹脂製の摺動板を装着している。リング状頸部は外周部に向けて先細り状のテーパ形状出で、突起の頂部は平面である。
願 H09-100219[H09/04/17] 開 H10-286887[H10/10/27] 登 3302901[2002/04/26]	管 和彦 塘 数雄 西 澤 誠	〈名称〉すべり止めシート及びそのすべり止めシート付量 〈要約〉十分なすべり止め効果を有し、スポンジ層等の付加的な部分が不要であり、畳との縫合時に破れにくくて、位置合わせが簡単である滑り止めシート及びそのすべり止めシート付き畳を提供すること。織布層の一方の面に塩化ビニル樹脂層を有しており、塩化ビニル樹脂層の表面最大粗さが2.0 μm 以下であり、塩化ビニル樹脂層の組成は、塩化ビニル樹脂100重量部に対して可塑剤を50～150重量部配合したものである。このようなすべり止めシールを、塩化ビニル樹脂層が床面側になるように畳の床面側に縫合する。
願 H09-128595[H09/05/19] 開 H10-318248[H10/12/02] 登 3326359[2002/07/05]	松井 洋介	〈名称〉回転トルク発生装置 〈要約〉樹脂製の回転軸の中心部から周縁の環状突条部とのあいだに接続部を残しリング状凹部を形成し、リング状凹部内に、中心部に合する開口部を有する厚肉の内側部から外側に向けて広がるリング状頸部とリング状頸部の外周に沿う突起を形成した樹脂製の摺動板を装着している。リング状頸部は外周部に向けて先細り状のテーパ形状出で、突起の頂部は平面である。

特許番号	発明者	発明の名称・要約
願 H09-157366[H09/06/02] 開 H10-329921[H10/12/15] 登 3316419[2002/06/07]	伊藤 健一	〈名称〉コンベア搬送装置の粉塵発生防止装置 〈要約〉中空緩衝体又はバネ体を用いることによって、コンベヤベルト上下側に搬送方向の所定間隔で配置された低摩耗性樹脂板によってコンベヤベルト上のスカート板にコンベヤベルトを弾力的に押し付けるためのコンベヤベルトのキャリアガイド。
願 H09-198091[H09/07/24] 開 H11-37216[H11/02/12] 登 3296756[2002/04/12]	橋 博之 畑 克彦	〈名称〉免震構造体 〈要約〉加硫時間が長時間になることを防止しつつ、予熱段階でのゴム板の加硫の進行を抑えてゴム板と金属板との接着性を高めた免震構造体を提供する。ゴム板と金属板とが積層された積層体を備えた免震構造体のゴム板に、t_cの温度依存性指数が12.0以上であるゴム組成物を用いる。ここでt_cの温度依存性指数とは、JIS K 6300の「振動式加硫試験機による加硫試験」によって求められる加硫曲線におけるt_cの自然対数である$\ln$を縦軸として、かつ$(1/T) \times 10$の3乗（Tは加硫試験における絶対温度）を横軸として、最小二乗法で求められる近似直線の傾きのことである。
願 H09-338906[H09/12/09] 開 H11-170272[H11/06/29] 登 3243741[2001/10/26]	松村 克也 田中 康則 長井 正一 梅宮 正稔	〈名称〉積層体の電磁誘導加熱方法とその装置 〈要約〉積層体の加硫終了までに必要な時間を大幅に短縮して生産効率を向上するとともに、加熱時の積層体の内外の温度差を縮小して品質を均一化し向上することができる積層体の電磁誘導加熱方法を提供する。円形の薄い鋼板と円形の未加硫ゴム層とを交互に積層してなる円柱体状の積層体を加熱する方法において、積層体の上下両端にあらかじめ半径方向外方に張り出す磁性体のフランジを取り付けておき、積層体の周囲に配置した電磁誘導用コイルに交流を流すことにより発生する磁力線を積層体の鋼板を直交する方向に透過させることによって鋼板に渦電流を流し発熱させ、未加硫ゴム層と加硫ゴム層を加熱するものである。
願 H10-22493[H10/02/04] 開 H11-218402[H11/08/10] 登 3292692[2002/03/29]	金田 真明	〈名称〉歯付きベルトの歯部高さ測定方法及びその測定機 〈要約〉歯付きベルトの歯部高さを測定する場合、目視の場合は人の判断基準の差によりバラツキが大きく、また、投影機による場合は測定器の設置場所が必要となり且つ測定に長時間を要するので生産ラインでの活用が困難となる問題がある。歯付きベルトの歯部を基準プーリの凹部に嵌合させた状態におけるその歯付きベルトの背面の高さと、基準プーリの平滑部に載置した歯付きベルトの背面の高さとの差を測定することにより、歯付きベルトの歯部の高さを算定する。
願 H10-292417[H10/10/14] 開 2000-117852[2000/04/25] 登 3296793[2002/04/12]	高橋 光彦 佐藤 弘幸	〈名称〉高負荷伝動用Vベルトに用いられるブロックの製造方法 〈要約〉アルミニウム合金素材を溶体化処理する溶体化処理工程と、溶体化処理後の金属素材を打抜きプレス成形して補強材を形成する打抜きプレス工程と、樹脂層が補強材表面に被覆されたブロックを成形するブロック成形工程と、補強材に対する人工時効処理と樹脂層に対するアニーリング処理とを並行して行う人工時効・アニーリング処理並行工程とを備えている。なお、溶体化処理工程と打抜きプレス成形工程と間に溶体化処理後の板状金属素材に対し人工時効処理を途中まで行う人工時効中途処理工程を入れ、人工時効中途処理工程で不足している人工時効処理を人工・アニーリング処理並行工程で補うようにしてもよい。

特許番号	発明者	発明の名称・要約
願 H11-141636[H11/05/21] 開 2000-326329[2000/11/28] 登 3326406[2002/07/05]	松村 克也 長井 正一 梅宮 正稔 高 嶋 均	〈名称〉円筒状金型の電磁誘導加熱方法と同電磁誘導加熱装置 〈要約〉ベルト製造用の円筒状金型を短時間で加熱し、かつ全体を均一に加熱する電磁誘導加熱方法を提供する。
願 H11-158395[H11/06/04] 開 2000-344380[2000/12/12] 登 3310630[2002/05/24]	村尾 雅之	〈名称〉偏動検知部材、偏動制御装置及びベルト駆動装置 〈要約〉ベルトの偏動制御装置において、トナー等の微細な異物が偏動検知部材の検知部表面に付着しても検知部表面を常に一定の摩擦係数に保持してベルトの偏動防止機構を適正に機能させるとともにベルトの過剰な偏動をベルト端部に損傷を与えることなく防止する。
願 H11-205711[H11/07/21] 開 2001-47352[2001/02/20] 登 3326408[2002/07/05]	坂 本 修	〈名称〉ベルト幅カット装置 〈要約〉ベルト厚さ、カット幅に関係なく、精度よくカットする。
願 H11-228941[H11/08/12] 開 2001-50851[2001/02/23] 登 3236965[2001/10/05]	小嶋 平三 藤井 良文 宮 田 洋 菅沼 優巳 小島 元博 金丸 貞智 幡多 信清 進藤 定雄 西村 健治 田 中 茂	〈名称〉廃棄物処分場における遮水シートの破損箇所検知方法及び検知装置 〈要約〉地盤の凹面部に遮水シートを敷設し、その上に廃棄物を投棄して堆積させる廃棄物処分場の前記遮水シートの破損箇所を検知する方法とその方法を実施する検知装置を提供する。
願 H11-290429[H11/10/13] 開 2001-105434[2001/04/17] 登 3326414[2002/07/05]	畑井 博隆	〈名称〉コグ付きVベルトの製造方法およびその製造装置 〈要約〉V型ベルト成形体を加硫プレス機により順送りにより加硫する際に、加硫済み部分のベルトコグ山部と金型コグ谷部との勘合不良による歪み、傷を生じることを防止する。
願 H11-342469[H11/12/01] 開 2001-158055[2001/06/12] 登 3296805[2002/04/12]	高 嶋 均	〈名称〉高負荷伝動用Vベルト及びその製造装置 〈要約〉張力帯外周面に形成される係合溝を複数の分割金型からなる外金型より形成するものとしながらも、係合溝にバリが設けられていない張力帯を備えた高負荷伝動用Vベルト及びその製造装置を得る。
願 2000-8205[2000/01/17] 開 2001-201981[2001/07/27] 登 3352066[2002/09/20]	見方 康範 泉 央	〈名称〉電荷付与部材 〈要約〉低温低湿から高温多湿までの広い環境条件下で、転写後の感光体上の残留トナーを、現像時の正規の摩擦帯電電極性、たとえば負極性に变化する電荷付与部材を提供する。
願 2000-68094[2000/03/13] 開 2001-253519[2001/09/18] 登 3345389[2002/08/30]	犬飼 雅弘	〈名称〉パイプコンベヤ 〈要約〉保形ローラによって円筒状に押圧されている際には適正な円筒状を保持し、その保形ローラの押圧が解除された際には、元の形状に確実に復元するパイプコンベヤを提供する。

特許番号	発明者	発明の名称・要約
願 2000-112152[H10/08/25] 登 2000-328813[2000/11/28] 登 3326421[2002/07/05]	松川 浩和 松 岡 宏 大田 一平	〈名称〉免震装置 〈要約〉地震に対する上部構造物の揺れを抑えるようにした免震装置として、個人住宅等のように上部構造物が軽量であっても有効に免震機能を発揮させることができ、しかも、小形、軽量化を図りつつ、免震装置に水平方向に対して斜めの力が加わったとしても、確実に作動させて上部構造物の揺れを抑える。上板及び下板間に、上板を下板に対して支持するように複数の樹脂板と金属板とが上下方向に交互に積層されてなる支持体を設け、この支持体の各金属板と該金属板の上側及び下側の少なくとも一方に隣接する樹脂板とを相対的に水平方向に摺動し得るように構成し、樹脂板と金属板とが相対的に水平方向に摺動することで上板が下板に対して相対的に水平移動したときに伸びる円筒状のゴム部材により上板及び下板の外周部同士を弾性的に接続する。
願 H05-205986[H05/08/20] 開 H07-51954[H07/02/28] 登 3274552[2002/02/01]	堤 幹 夫	〈名称〉ロック機能を有するフローティング装置 〈要約〉必要時以外はロック状態としてフローティング状態を解除する。
願 H05-313546[H05/12/14] 開 H07-164256[H07/06/27] 登 3291599[2002/03/29]	堤 幹 夫 土屋 伸介	〈名称〉ロボット芯合わせ装置 〈要約〉上プレートと下プレートとを連結するゴム弾性体のコンプライアンス機能を制御可能とする。

変速システムの高負荷、コンパクト化の ニーズに応える「ダブルコグ変速ベルト」の紹介

(担当:伝動事業部 伝動技術研究所 ベルト開発グループ)

伝動事業部の変速ベルトは、小型スクーター用途（シングルコグ変速ベルト）から小型自動車用 CVT 用途（乾式複合 V ベルト「A V A N C E」）までの全領域をカバーできる製品体系構築（変速ベルトのフルラインナップサプライヤーとなること）を目指しています。

昨年秋、シングルコグ変速ベルトと「A V A N C E」の中間負荷領域に位置付けられるダブルコグ変速ベルトを開発しました。

このダブルコグ変速ベルトは図1に示すように、心線の上下にコグ（凹凸）を有するローエッジ V ベルトです。このような形状とゴムの弾性率を最適化することにより、ダブルコグ変速ベルトは図2に示すように、従来のシングルコグ変速ベルトに比べ、伝動能力（同じプーリー径でどれだけ大きなトルクを伝達出来るかの能力）を大幅に向上できました。

ダブルコグ変速ベルトのシングルコグ変速ベルトと比較した性能を図3～図5に示しました。ダブルコグ変速ベルトは伝動能力が高いにもかかわらず、高効率であることや高速走行時のベルト発熱が低いという特徴があり、また、耐久性も飛躍的に向上しました。

2 輪や A T V（All Terrain Vehicle＝全地形型車両）では、エンジンの大排気量化やイーजीドライブ化が今後ますます盛んになると言われており、高い伝動能力を有し、耐久性に優れたゴム変速ベルトへのニーズが高まっています。またシステムのスペースをよりコンパクトにしたいというニーズも強く、今後これらの分野でダブルコグ変速ベルトの活躍が期待されます。

伝動技術研究所は今後も、「A V A N C E」はもちろん、ゴム変速ベルトの研究開発も精力的に行ない、変速ベルトのフルラインナップサプライヤーとして、新たな変速ベルトをお客様に提案していきたいと考えています。

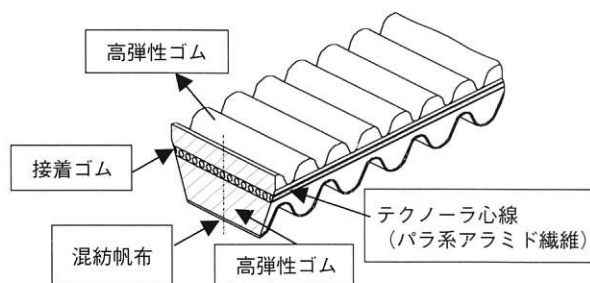


図1 ダブルコグ変速ベルトの構造

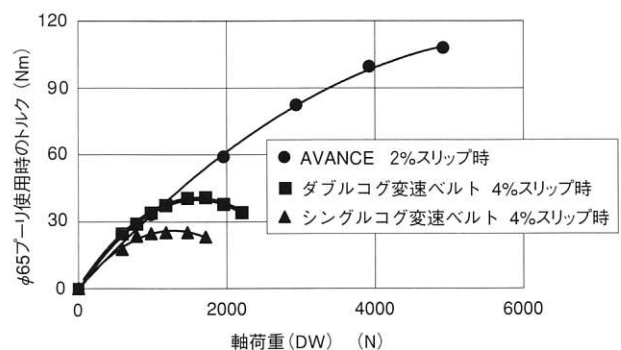


図2 使用限界トルクの比較

・Drプーリー径 $\phi 65\text{mm}$
 ・雰囲気温度 $20\sim 30^{\circ}\text{C}$

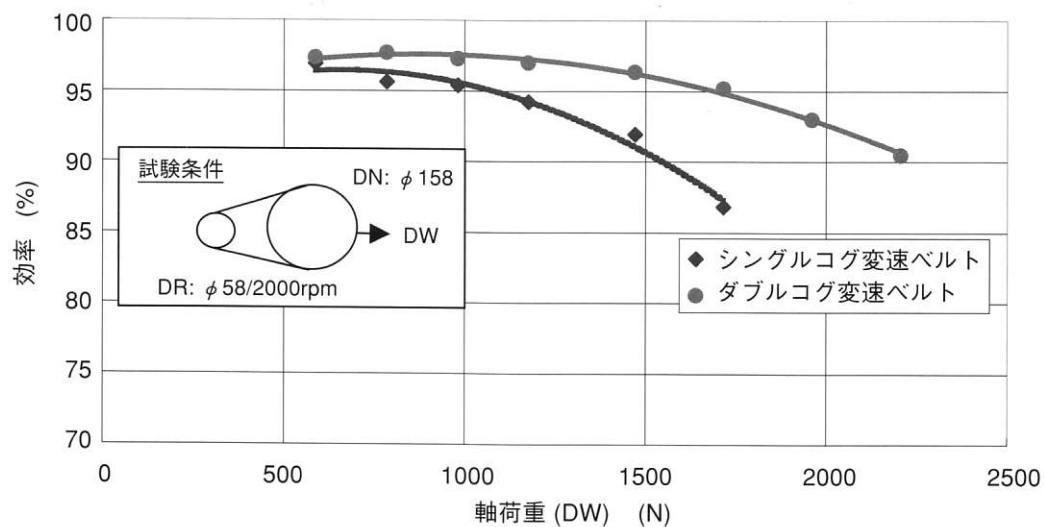


図3 シングルコグ変速ベルトとダブルコグ変速ベルトの効率比較

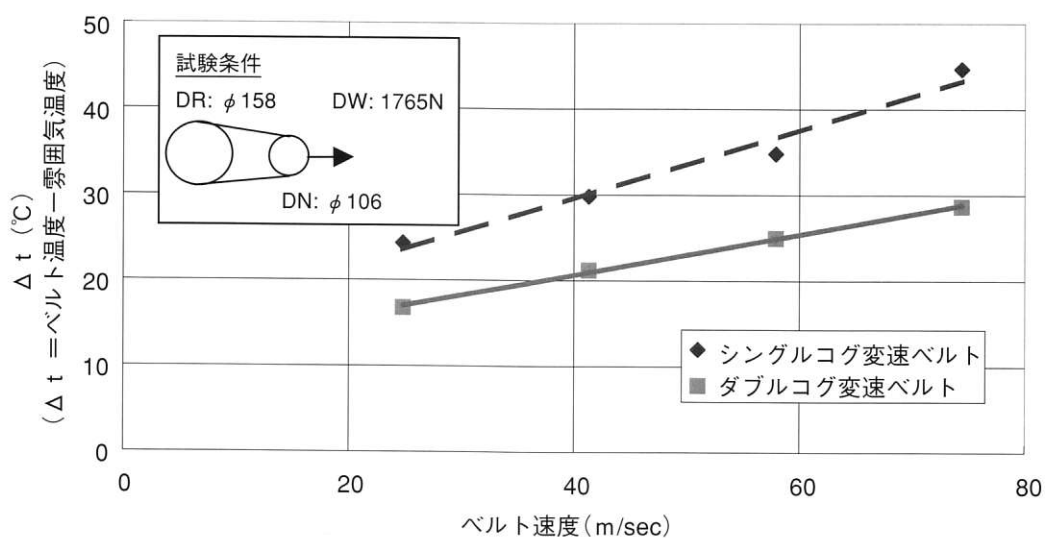


図4 シングルコグ変速ベルトとダブルコグ変速ベルトの高速発熱性比較

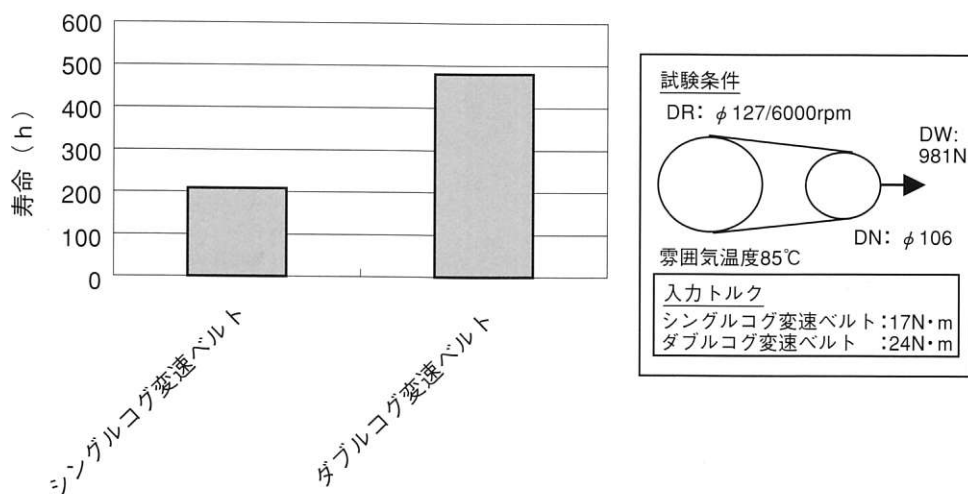


図5 シングル変速ベルトとダブルコグ変速ベルトの寿命比較

高グリップ力を維持する「傾斜・加速搬送用樹脂コンベヤベルト」の紹介

(担当:運搬・建設資材事業部 技術部 サンライン技術グループ)

<はじめに>

近年、産業のグローバル化に伴い、物を運ぶ仕組み（物流システム）がめざましい進歩を遂げています。運送会社の物流センター、空港、メーカーの出荷センター、メディア（新聞・DM等）では、荷物の荷送り先を自動的に選別して搬送するシステムが普及しています。荷物が自動的に右へ左へと運ばれていく姿を、TVのCM等で一度はご覧になったことがおありかと思います。

この物流システムに求められる機能として、荷物をより多く・より早く・しかも正確に搬送することが挙げられます。また、普及に伴いシステムのコンパクト化（敷地面積低減）も課題に挙げられています。これらの要求をコンベヤベルトに置き換えると、特に重要となるのが『ベルト上で荷物が滑らないこと』になります。

物流システムに使われるコンベヤベルトの中で、最も荷滑り対策が必要となるのは傾斜および加速搬送用ベルトです。傾斜搬送用ベルトについては、システムのコンパクト化を行うため荷物を搬送する角度（傾斜角度）を大きくする要求があり、荷滑りを防止するためにベルトに高いグリップ力が要求されます。また、加速搬送用ベルトについては、システムのスピードアップを行なうためにコンベヤの加速度を大きくする要求があり、やはりベルトに高いグリップ力が要求されます。従来使用されているベルトは、初期的には高いグリップ力を持ちますが使用によりグリップ力が低下し、その結果、荷滑りが起っています。

ここでご紹介するコンベヤベルトは高グリップ力を維持し、荷滑りを防止することを目的に開発した新製品です。

<ベルト仕様について>

この新製品開発にあたり、信頼性の手法であるFTA手法を用いて荷滑りの要因解析を行い、また、ベルトのグリップ力発現のメカニズムの仮説を立て実験・検証を行ないました。その結果、高グリップ力を維持するにはベルトカバー材質とベルト表面形状の改良が必要であるとの結論に達し、以下の開発を行ないました。

① ベルトカバー材質の開発

耐候性、耐寒性、反発弾性等にすぐれた特殊ゴムカバー材を開発しました。

これによりグリップ力の高い表面性状を種々の環境で、長期にわたり維持します。

② ベルト表面形状の設計

ベルトに汚れが付着した時の、グリップ力の低下を最小限に抑える表面形状を設計しました。（図1 参照）

また、突起のなかに縦スジを組合わせた形状としたため、高速コンベヤでの使用においても低騒音を実現します。（ベルト速度90m/minにおいて騒音レベル55～60dB：当社試験による）

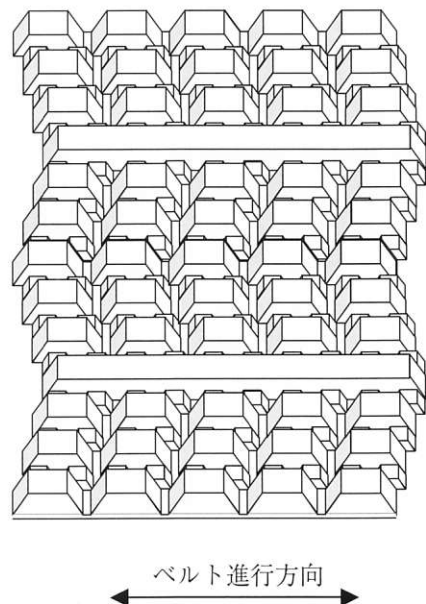
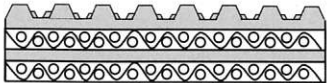
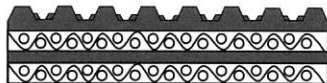


図1 ベルトの表面形状

表1 製品グレードの例

品名		SL-8NIGRE R80	SL-8MIGE R80
ベルト構造	構造図		
	カバー	特殊ゴム	特殊ゴム
	色調	グレー	グリーン
	心体	ポリエステル	ポリエステル
	プライ数	2	2
	帯電防止	有	有
静摩擦係数 (対ミガキ鋼)	表面	0.9	0.9
	裏面	0.2	0.15
ベルト総厚(mm)		3.2	3.0
許容応力(kg/cm)		8	8
最小プーリ径(mm)		φ 60	φ 60
連続使用可能温度(℃)		- 5 ~ 60	- 5 ~ 60

<ベルトの性能について>

新製品の性能を示す一例としてベルト汚し試験をご紹介します。図2はコンベヤに取り付けられたベルトを汚すことにより、コンベヤの搬送力がどう変化するかを実験しています。図3に示すように新製品はベルトが汚れた時にも荷滑りがなく、搬送力が計測される結果となっています。

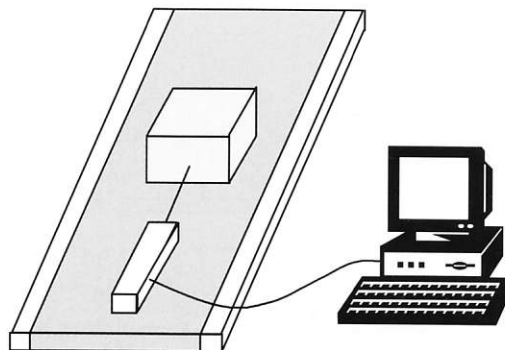


図2 搬送力試験装置

装置の説明

コンベヤ進行方向は上りです。

コンベヤ上の搬送物をベルトが持ち上げる力（搬送力）を図下部のロードセルで検出しパソコンに30回データを転送します。

▲＝従来品
●＝新製品

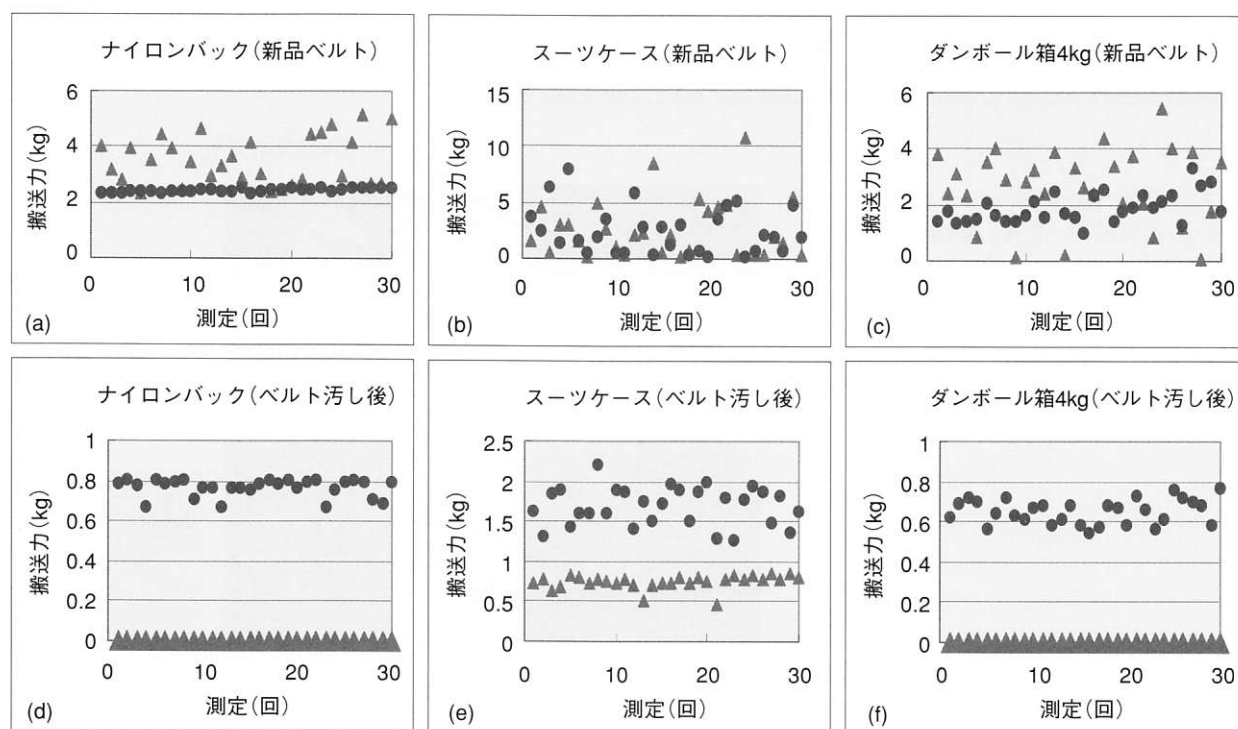


図3 (a)～(f) 搬送力の評価

結果

搬送力が高いベルトは荷滑りが起き難いと言えます。特に、図3(d)～(f)のベルト汚し後のデータで搬送力が得られているベルトは、汚れに対しても荷滑りが起き難いと言えます。

従来品はこの試験条件にて、ナイロンバックとダンボール箱にて荷滑りが発生していましたが、新製品はベルトが汚れた時にも荷滑りは起きておらず、搬送力が計測されています。

<ご使用事例>

この新製品は目的である物流システムに組み込まれ成果が得られています。また、一般用途においても箱物・袋物等の傾斜搬送にご採用が増えてきています。

「2002 国際食品工業展 (FOOMA JAPAN 2002)」に出展

(2002年6月)

食品製造・加工機械を中心に原料処理から衛生・品質管理、包装、搬送、研究開発など食品製造プロセス全体を網羅した総合展示会「2002 国際食品工業展」に、当社の運搬関連製品等（樹脂コンベヤベルト「サンライン」など）を出展し、来場者の高い関心を集めました。

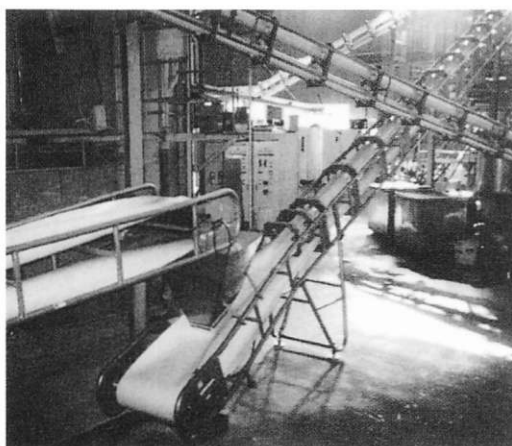


省スペース化に貢献する「急傾斜樹脂パイプコンベヤベルト」の販売を開始

(2002年7月)

「樹脂パイプコンベヤベルト」は搬送中の荷こぼれや飛び散り、異物の混入を抑え、製造工程のクリーン化に貢献しています。このたび、その用途をさらに広げる新製品“急傾斜タイプ”を開発し、販売を開始しました。

＜特長＞傾斜搬送角度は78度まで可能となり、これまでの約半分のスペース(当社比)で密閉搬送が可能です。また、上下左右の曲送搬送も可能なため、製造工程の“省スペース化”に大きく貢献します。



※ 構造を分かりやすくするため、透明色で製作したものです。

タイ国において自動車用伝動製品の生産工場を拡張

(2002年10月)

自動車メーカーの進出が加速するタイ国において、ますます高まる部品現地調達要請に対応することを目指し、当社タイ国子会社「BANDO MANUFACTURING (THAILAND) LTD.」内の「第2生産棟」が完成し、10月31日に竣工式が行われました。

第2生産棟の概要：

<建物面積> 約 10,000m²

(これにより全体の建物面積は約 2.4 倍となります)

<生産品目> 自動車用伝動製品(補機駆動用ベルトおよびシステム製品)



「環境報告 2002」を発行

(2002年11月)

2001年度の環境保全活動への取り組み実績をまとめた「環境報告 2002」を発行しました。昨年に引き続き第2回目となる当報告は、環境会計、生産部門における環境保全と汚染予防への取り組み、および「環境」「省エネ」をキーワードに展開する製品開発活動や製品紹介などから構成されています。詳細は当社ホームページにてご覧いただけます。



● ホームページアドレス <http://www.bando.co.jp/kan/index.html>

国内事業所

本 社 事 務 所	神戸市中央区磯上通2丁目2番21号(三宮グランドビル) 〒651-0086 TEL(078) 232-2923 FAX (078) 232-2847
中 央 研 究 所	神戸市兵庫区芦原通3丁目1番6号 〒652-0882 TEL(078) 681-6681 FAX (078) 651-7997 E-mail : chuken@bando.co.jp
営 業 本 部	東京都港区芝4丁目1番23号(三田NNビル) 〒108-0014 TEL(03) 5484-9111 FAX (03) 5484-9112
企 画 開 発 部	大阪市北区梅田2丁目5番25号(梅田阪神第一ビルディング ハービスOSAKA) 〒530-0001 TEL(06) 6345-2636 FAX (06) 6345-2677 E-mail : eihatu@bando.co.jp
東 京 支 店	東京都港区芝4丁目1番23号(三田NNビル) 〒108-0014 TEL(03) 5484-9111 FAX (03) 5484-9112 E-mail : tokyo@bando.co.jp
直 需 営 業 部	TEL(03) 5484-9100 FAX (03) 5484-9106
A M P 営 業 部	TEL(03) 5484-9114 FAX (03) 5484-9108
M M P 営 業 部	TEL(03) 5484-9104 FAX (03) 5484-9110
流 通 営 業 部	TEL(03) 5484-9102 FAX (03) 5484-9107
名 古 屋 支 店	名古屋市中村区名駅4丁目26番13号(ちとせビル) 〒450-0002 TEL(052) 582-3251 FAX (052) 586-4681 E-mail : nagoya@bando.co.jp
直 需 営 業 部	TEL(052) 582-3256 FAX (052) 586-4681
A M P 営 業 部	TEL(052) 582-3254 FAX (052) 586-4681
流 通 営 業 部	TEL(052) 582-3257 FAX (052) 586-4681
大 阪 支 店	大阪市北区梅田2丁目5番25号(梅田阪神第一ビルディング ハービスOSAKA) 〒530-0001 TEL(06) 6345-2631 FAX (06) 6345-7752 E-mail : osaka@bando.co.jp
直 需 営 業 部	TEL(06) 6345-2638 FAX (06) 6345-7752
A M P 営 業 部	TEL(06) 6345-2639 FAX (06) 6345-8273
M M P 営 業 部	TEL(06) 6345-6121 FAX (06) 6345-7750
流 通 営 業 部	TEL(06) 6345-2633 FAX (06) 6345-8273
化 成 品 事 業 部	大阪市北区梅田2丁目5番25号(梅田阪神第一ビルディング ハービスOSAKA) 〒530-0001 TEL(06) 6345-2671 FAX (06) 6345-2615 TEL(06) 6345-2671 FAX (06) 6345-2615 E-mail : o.kasei@bando.co.jp
販 売 部	
運搬・建設資材事業部	兵庫県加古川市平岡町土山字コモ池の内648(加古川工場内) 〒675-0104 TEL(078) 942-3232 FAX (078) 942-3389
加 古 川 工 場	兵庫県加古川市平岡町土山字コモ池の内648 〒675-0104 TEL(078) 942-3232 FAX (078) 942-3389
伝 動 事 業 部	大阪府泉南市男里5丁目20番1号(南海工場内) 〒590-0526 TEL(0724) 82-7711 FAX (0724) 82-1173
南 海 工 場	大阪府泉南市男里5丁目20番1号 〒590-0526 TEL(0724) 82-7711 FAX (0724) 82-1173
和 歌 山 工 場	和歌山県那賀郡桃山町最上字亀澤 〒649-6111 TEL(0736) 66-0999 FAX (0736) 66-2152
伝動技術研究所	和歌山県那賀郡桃山町最上字亀澤 〒649-6111 TEL(0736) 66-1931 FAX (0736) 66-1934
M M P 事 業 部	栃木県足利市荒金町188番6(足利工場内) 〒326-0832 TEL(0284) 72-4121 FAX (0284) 72-4426
神 戸 工 場	神戸市兵庫区明和通3丁目2番15号 〒652-0883 TEL(078) 651-6691 FAX (078) 651-8979
足 利 工 場	栃木県足利市荒金町188番6 〒326-0832 TEL(0284) 72-4121 FAX (0284) 72-4426

海外関係会社

欧州地域

BANDO EUROPE GmbH Nikolaus Strasse 59, D-41169 Moenchengladbach, FEDERAL REPUBLIC OF GERMANY TEL 49-2161-90104-0 FAX 49-2161-90104-50
BANDO IBERICA, S.A. Apartado Correos 130, Poligono Industrial Can Roca, Carretera Nacional II, Km 578, 08292 Esparraguera, (Barcelona) SPAIN TEL 34-93-777-8740 FAX 34-93-777-8741

アジア地域

PHILIPPINE BELT MFG. CORP. C.P.O.Box 205, 2nd Floor, Siemkang Building, 280-282 Dasmarinas Street, Binondo, Manila 1099, PHILIPPINES TEL 63-2-241-0794 FAX 63-2-241-3279
KEE FATT INDUSTRIES, SDN. BHD. No.2, Jalan Sengkang, Batu 22, Kulai 81000, Kulai, Johor, MALAYSIA TEL 60-7-663-9661 FAX 60-7-663-9664
BANDO (SINGAPORE) PTE. LTD. 64 TOH GUAN ROAD #05-01 SINGAPORE 608832 TEL 65-6475-2233 FAX 65-6479-6261
SANWU BANDO INC. 11Fl-2, No. 51, Sec.1, Min Sheng E. Road, Taipei, TAIWAN TEL 886-2-2567-8255 FAX 886-2-2567-2710
P.T. BANDO INDONESIA Jl. Gajah Tunggal, Kel. Pasir Jaya, Kec. Jati Uwung, Tangerang 15135, INDONESIA TEL 62-21-5903920 FAX 62-21-5901274
BANDO MANUFACTURING (THAILAND) LTD. 47/7 Moo 4, Soi Wattbangla, Tambol Bankao, Amphur Muang, Samutsakorn, 74000, THAILAND TEL 66-34-424410 FAX 66-34-422202

国内関係会社

■販売・加工サービス関係会社

北海道バンドー株式会社	札幌市豊平区月寒中央通2丁目2番22号 〒062-0020 TEL(011) 851-2146 FAX (011) 852-6992
バンドー福島販売株式会社	福島県いわき市平字愛谷町4丁目6番地13 〒970-8691 TEL(0246) 22-2696 FAX (0246) 21-3767
東日本バンドー株式会社	東京都中央区日本橋久松町11番6号(日本橋TSビル) 〒103-0005 TEL(03) 3639-0811 FAX (03) 3639-0885
パン工業用品株式会社	東京都中央区東日本橋2丁目27番1号 〒103-0004 TEL(03) 3861-7411 FAX (03) 3866-4792
浩 洋 産 業 株 式 会 社	東京都台東区柳橋2丁目19番6号(秀和柳橋ビル) 〒111-0052 TEL(03) 3865-3644 FAX (03) 3865-3603
東京バンドーコンベヤ株式会社	東京都足立区東和5丁目3番10号 〒120-0003 TEL(03) 3629-9111 FAX (03) 3628-4506
株 式 会 社 バ ン テ ッ ク	東京都港区芝4丁目1番23号(三田NNビル) 〒108-0014 TEL(03) 5484-9130 FAX (03) 5484-9131
北陸バンドー販売株式会社	富山県富山市問屋町3丁目9番地 〒930-0834 TEL(0764) 51-2525 FAX (0764) 51-8148
大阪バンドーベルト販売株式会社	大阪市淀川区西中島5丁目14番5号(新大阪イトーキ・日生ビル) 〒532-0011 TEL(06) 4806-7101 FAX (06) 4806-2201
株式会社近畿バンドー	大阪市都島区毛馬町2丁目10番1号 〒534-0001 TEL(06) 4253-3160 FAX (06) 4253-3531
バンドーエラストマー株式会社	神戸市兵庫区水木通7丁目1番18号(バンドー大開ビル北館) 〒652-0802 TEL(078) 577-0831 FAX (078) 577-0534
バンドー工材株式会社	神戸市兵庫区水木通7丁目1番18号(バンドー大開ビル北館) 〒652-0802 TEL(078) 577-8541 FAX (078) 577-9925
中国バンドー株式会社	広島県廿日市市平良1丁目6番11号 〒738-0023 TEL(0829) 32-1211 FAX (0829) 32-1541
山口バンドー化工株式会社	山口県徳山市大字久米字弥平1032番地16 〒745-0801 TEL(0834) 25-3773 FAX (0834) 25-3810
九州バンドー株式会社	福岡市東区多の津1丁目4番2号 〒813-0034 TEL(092) 622-2875 FAX (092) 622-2880

■製造関係会社

福井ベルト工業株式会社	福井県福井市下江守町23字山花1番地7 〒918-8037 TEL(0776) 36-3100 FAX (0776) 36-4038
バンドー精機株式会社	神戸市兵庫区明和通2丁目2番15号 〒652-0883 TEL(078) 651-0512 FAX (078) 682-2601
ビー・エル・オートテック株式会社	神戸市兵庫区芦原通4丁目1番16号 〒652-0882 TEL(078) 682-2611 FAX (078) 682-2614
バンドー・ショルツ株式会社	兵庫県加古川市平岡町土山字コモ池の内648番地 〒675-0104 TEL(078) 943-3933 FAX (078) 943-4640

■その他サービス関係会社

バンドートレーディング株式会社	神戸市兵庫区水木通7丁目1番18号(バンドー大開ビル北館) 〒652-0802 TEL(078) 577-6751 FAX (078) 577-9465
バンドー興産株式会社	神戸市兵庫区水木通7丁目1番18号(バンドー大開ビル北館) 〒652-0802 TEL(078) 576-5353 FAX (078) 577-6553
西兵庫開発株式会社 (千草カントリークラブ)	兵庫県六栗郡千種町藤栗24番地2 〒671-3212 TEL(0790) 76-3333 FAX (0790) 76-3310
バンドーコンピュータシステム株式会社	神戸市兵庫区明和通3丁目2番15号 〒652-0883 TEL(078) 652-2497 FAX (078) 652-2897

「含フッ素ポリメタクリレートとの IPN 化によるポリウレタンの表面改質」

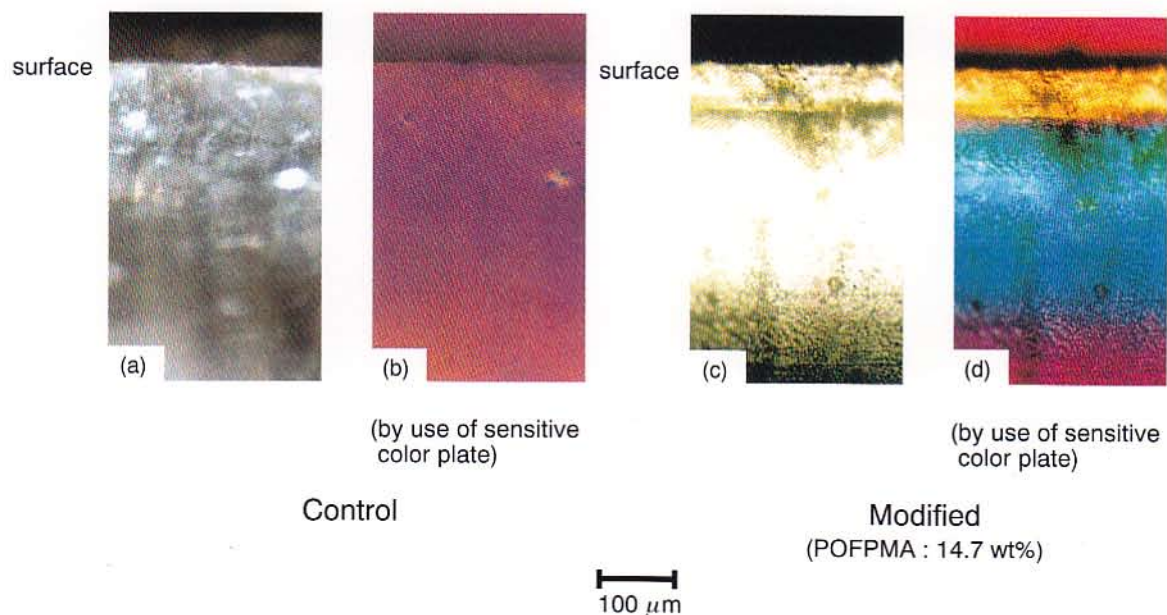


Fig. 3 Polarizing micrographs of the control and modified PTMG-PUEs
(本文中 4 ページ参照)

「加硫ゴムの引張試験におけるダンベル試験片形状の影響」

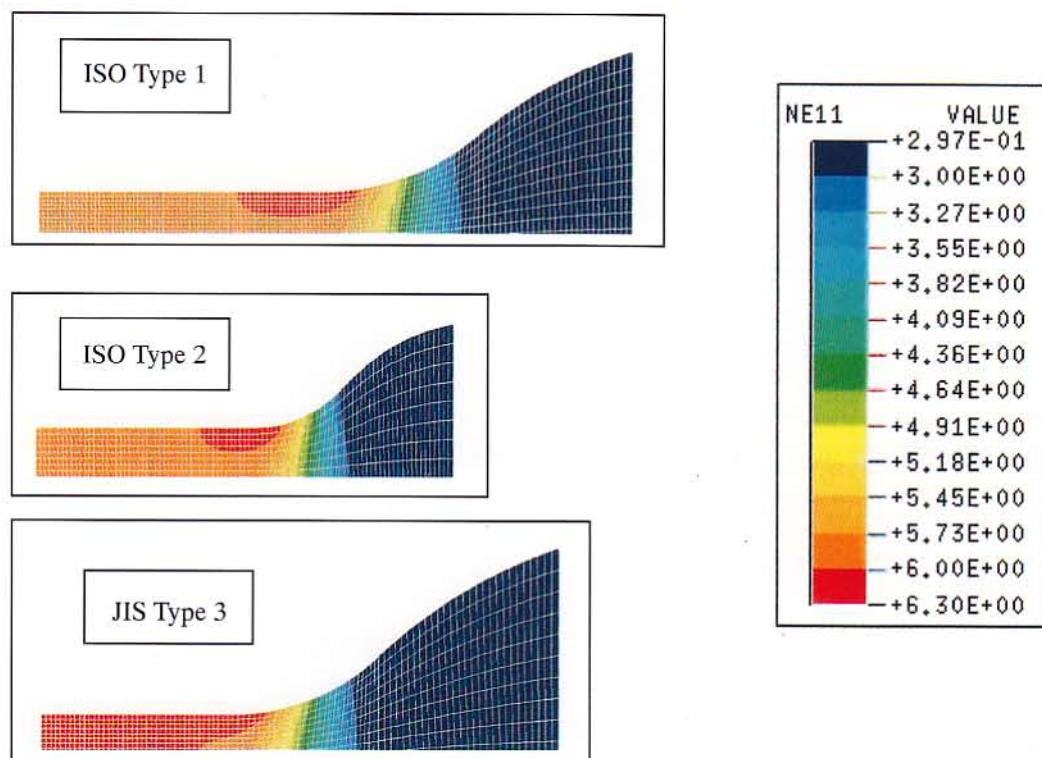


Fig.5 Strain distribution of the sample being pulled
(本文中 39 ページ参照)



BANDO TECHNICAL REPORT No.7

バンドー テクニカルレポート

平成 15 年 2 月 26 日発行

編 集 バンドー化学株式会社 中央研究所・経営企画部
発 行 バンドー化学株式会社 経営企画部
〒651-0086 神戸市中央区磯上通2丁目2番21号(三宮グランドビル)
TEL.078-232-2935 FAX.078-232-2846
keieikikaku@bando.co.jp

無断転載を禁じます