

NO.4
2000年2月

BANDO TECHNICAL REPORT

バンドー テクニカルレポート (BTR)



バンドー化学株式会社

バンドー テクニカルレポート (BTR)
No.4 2000年2月

目 次

巻 頭 言

「バンドー テクニカルレポート」第4号刊行にあたって 1
常務取締役 中央研究所長 池村 征四郎

研究論文

自動車用乾式複合ベルト (BANDO AVANCE)の開発 2
高橋 光彦/城戸 隆一/野中 敬三/高山 光直/藤井 透

建築合板用ポリエチレンフィルムの開発 10
飯田 明

VSD D型変速機の開発 (差動歯車式ベルト無段変速機の開発) 18
宮田 博文

クロロプレンゴムの粘着摩耗の評価と粘弾性的考察 27
奥野 茂樹

短繊維強化ゴムを用いた精密ベルト蛇行防止機構 32
村尾 雅之/三橋 浩

総 説

エレクトロニクス、OA機器に使用されているエラストマー製品について 38
塩山 務/松井 洋介

特 許 ・ 実 用 新 案 登 録 一 覧 (1998年10月～1999年9月) 42

新製品・新技術アレコレ

BLロータリジョイント (ロボット手首用回転継手) 53

新歯形ベルト(STE)のご紹介 54

「軽量住宅用制振デバイス」 59

トピックス

ISO 14001 認証取得 61

加古川工場素材製造棟竣工 62

バンドーテクノフェア'99 開催 63

BANDO TECHNICAL REPORT (BTR)
No.4 (February, 2000)

CONTENTS

Managing Director's Message 1

Seishiro IKEMURA, Managing Director &
General Manager of Central Research and Laboratory

REPORTS

Design and Development of a Dry Hybrid Belt (BANDO AVANCE) for CVT Vehicles 2

Mitsuhiko TAKAHASHI / Ryuichi KIDO / Keizou NONAKA
Mitsunao TAKAYAMA / Toru FUJII

Development of Polyethylene Film for Construction Plywood 10

Akira IIDA

Development of Belt-driven Variable Speed Unit Combined with Differential
Gear Mechanisms 18

Hirofumi MIYATA

Viscoelastic Parameter to Explain Adhesive Abrasion of Chloroprene Rubber 27

Shigeki OKUNO

Mechanism of Adjusting the Creep of Flat Belts Utilized for Short Fiber Reinforced
Rubber Composites (SFRR) 32

Masayuki MURAO / Hiroshi MITSUHASHI

TECHNICAL ESSAY

Elastomer Parts for Electronic and Office Automation Appliances 38

Tsutomu SHIOYAMA / Yousuke MATSUI

PATENTS 42

NEW PRODUCTS 53

TOPICS 61



巻頭言

「バンドー テクニカルレポート」第4号刊行にあたって

常務取締役 中央研究所長 池村 征四郎

平素は当社に対し、格別のご支援、お引立てを賜り、心よりお礼申し上げます。

ここ数年来の厳しい経済環境は一部に明るい兆しが出始めたところもありますが、まだまだ自律的な景気回復軌道に乗ったとは言い切れず、今後も厳しい競争を強いられる状況が続くと思われまます。

当レポートは今回で第4号をかぞえることとなり、これまでに20件の技術レポートをご紹介してまいりました。すでに製品化され、当社の利益に寄与しているものもあれば、未だ製品化に至らないもの、コストダウンの効果が十分に得られていないものもあります。昨今の厳しい市場環境の中にあっては、どれだけ優れた研究であっても、必要とされる時期に、「タイミング」良く完成しなければ、せっかくの成果も半減してしまいます。当社としても今年度は特に「スピードと集中」をモットーとし、特に「タイミング」に留意して研究・開発を進めてまいりました。

第4号では主力製品の改良開発や地球環境保全を目指した研究など、市場の変化を敏感にとらえて取り組んできた6件の技術レポートをご紹介いたします。是非ご高覧いただき、忌憚のないご意見を賜りましたら幸いに存じます。

今後とも新技術・新製品開発に取り組んでまいりますので、ご指導ご鞭撻の程、何卒宜しくお願い申し上げます。

Managing Director's Message

Dear Readers,

First and foremost, I would like to extend my warmest greetings to everyone and thank you for your loyal support. This publication is the fourth edition of the Bando Technical Report.

Recently the Japanese economy has been showing mild signs of recovery after several years of poor performance. Nonetheless, it's not yet clear whether the economy is firmly on the road to recovery. It seems safe to say that the business climate will continue to be characterized by a fiercely competitive environment.

In our previous three editions we have published a total of twenty technical reports. There have been reports on products that are already on the market and contributing to company profits. There have also been reports on products that are not yet ready for the market as well as on products whose production costs must first be reduced in order to be marketable.

Under present economic conditions there is no doubt that timing has become an extremely important factor. No matter how superior a product may be unless that product meets the needs of the times results are bound to be less than satisfactory. Therefore, during our research and development activities throughout this year we have placed a special emphasis on timing. In keeping with that spirit our motto for the year has been "Speed and Concentration." In this fourth edition of the Bando Technical Report six reports are presented. There are reports on improvements to our mainstay products as well as reports dealing with developments targeted at protecting the environment. Our research has been aimed at swiftly responding to the shifting market conditions of today. Your candid opinions or suggestions regarding any of the articles in this issue would be more than welcome. In the future we will continue our dedication to the development of new technologies and new products. In closing I would like to thank you for your continued support.

Sincerely,

Seishiro Ikemura

Managing Director & General Manager of
Central Research and Laboratory

Design and Development of a Dry Hybrid Belt (BANDO AVANCE) for CVT Vehicles

自動車用乾式複合ベルト (BANDO AVANCE) の開発

Mitsuhiko TAKAHASHI*¹
高橋 光彦

Ryuichi KIDO*²
城戸 隆一

Keizou NONAKA*¹
野中 敬三

Mitsunao TAKAYAMA*³
高山 光直

Toru FUJII*⁴
藤井 透

当社は過去15年以上前から、次世代型の高負荷ベルトとして、合成ゴム、合成繊維、合成樹脂、軽金属合金を複合したハイブリッドVベルト“BANDO AVANCE™”を研究開発してきた。1998年10月より、このベルトを駆動ベルトとするオートマチックトランスミッション(CVT)が一部の軽自動車に搭載され、発売されるに至った。このベルトは、1対の張力帯(ゴムベルト)と200個余りのブロックを物理的に結合させた構造を有しており、乾式複合Vベルトと呼ばれている。

本報では、このAVANCEの構造の詳細を解説し、その優れた伝動性能(伝動能力、伝達効率)を示した。さらにAVANCEの優れた伝動性能を発揮するための最適張力設定方法も解説した。そして、このベルトと機械式変速機構を組み合わせた軽自動車用のCVTユニット(愛知機械製)は、マニュアルトランスミッション(MT)と同等以上の省燃費性能であることがわかった。

1. INTRODUCTION

BANDO Chemical Industries, Ltd. has been producing many different types of V-belts using rubber materials for general use and automobiles as one of major suppliers in the world. They are also being exported to USA and Europe as well as Asia and Africa. Some V-belts are also produced and widely used for CVT installed in farm tractors and small motorcycles having very small engines. In 1983, BANDO Chemical Industries Ltd. started a new project to develop an advanced V-belt for a dry CVT which would be replaceable instead of manual or conventional automatic transmissions¹⁾. As the first step, most of efforts were put on improving existing rubber-type V-belts available for big motorcycles and other heavy duty use. However, it did not take a long time to realize that it had no future to improve existing rubber-type V-belts due to

their unacceptable dimensions, low power transmission ability and short life. Therefore, the concept for advanced V-belts was re-established. Namely, we decided to develop a quite new V-belt, “BANDO AVANCE™” having a composite structure. AVANCE was able to be developed by using heat resisting rubber, resin, aluminum alloy and advanced fibers. The objective of the present paper is to show how AVANCE was developed. Their power transmitting characteristics are focused. An overview of a newly developed CVT unit using AVANCE is also given including its performance.

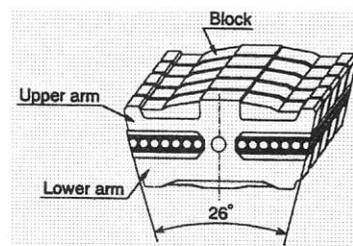


Fig. 1 Dry Hybrid V-Belt “BANDO AVANCE” Assembly.

*¹ 伝動事業部

*² 中央研究所

*³ 愛知機械工業株式会社

*⁴ 同志社大学 工学部

Table 1 Parts and Component of “BANDO AVANCE”

Parts	Feature	Quantity	Components (Materials)
Blocks	Endures lateral pressure	204 pieces	① Reinforcing metal component (aluminum alloy)
			② Friction component (Short fiber reinforced phenol resin)
Tension Members	Transmit tension	A pair	③ Super-strong cords (aramid)
			④ High heat-resistant rubber (Hybride NBR composite)
			⑤ High-reinforced Canvas (Nylon)

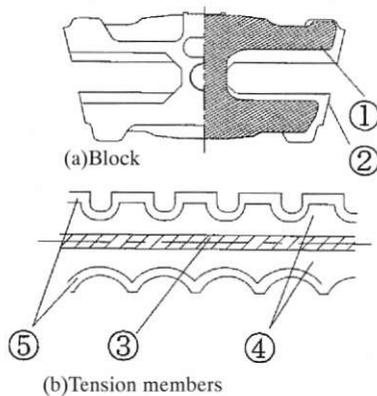


Fig. 2 Structure of “BANDO AVANCE”

2. Structure of “BANDO AVANCE”

The structure of AVANCE is schematically illustrated in Fig. 1. AVANCE consists of a pair of tension members and many H-shaped blocks.

Tension members mechanically connect blocks with each other. Blocks are fabricated by using high strength aluminum alloy and heat resisting resin. An aluminum alloy plate is placed in the center of a block as a core material supporting a high transverse load. It is surrounded with the resin, which gives frictional resistance to the block. Without the resin, both sides of blocks wear rapidly due to direct contact and sliding between aluminum core plate and steel pulley surface.

The tension members have a function to transmit a load (power) from a driving pulley to a driven pulley as well as a function to connect all blocks with each other and form a V-belt. Therefore, tension members must be strong and advanced fibers, aramid fibers are used as the cords of tension members. We were able to develop an advanced V-belt for heavy

duty use by distributing two functions to blocks and tension members. No lubrication is necessary for CVT using this V-belt, and BANDO AVANCE should be classified into a new category of V-belts for CVT, namely, a dry hybrid V-belt. Table 1 shows the components of BANDO AVANCE while Fig.2 shows the cross-sections of the belt.

3. Development and design of a dry hybrid V-belt

Tension members are inserted into the grooves between the two arms of blocks. The clearance between the arm gap and the tension member thickness is negative. Therefore, compression forces are always acting between blocks and tension members. A load is mechanically transferred from blocks to tension members or vice versa by meshing between blocks and tension members at the cog portions. In order to give blocks a degree to rotate, complete cohesion between blocks and tension members must be avoided. If blocks are completely adhered to the tension members, excessive loads occur and the blocks fail in a short period.

During the developing period, the major failure mode of the dry hybrid V-belt was breakage of arms of the block. In order to avoid this type of failure, the stresses occurring in the block must be lower than the allowable stress of the block material²⁾. Fig. 3 shows the maximum principal stress distribution in the block analyzed by the 3D finite element method. In the calculation, distributed compression forces acting insides of the two arms were applied. These forces occur since the tension members are meshing tightly with blocks. As can be seen in the figure, the maximum principal stress occurs at the inner root of the upper arm of the block. In our fatigue tests, an on-set of fatigue failure corresponds to this stress concentration point. When we redesigned the

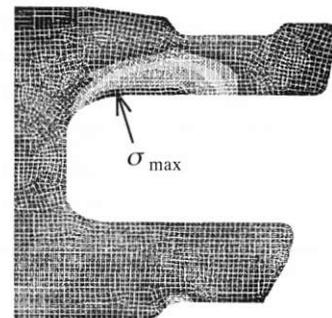


Fig. 3 Distribution of Tensile Stress in the Reinforcing Metal Component of the Block Calculated by 3D FEM.

configuration and dimensions of the block and aluminum plates, we must have struggled to reduce the stress concentration at the inner root of upper arms. The final configuration and dimensions of the block confirm the long-term durability at practical driving conditions.

4. Mechanical testing of BANDO AVANCE

4.1 Transmission ability

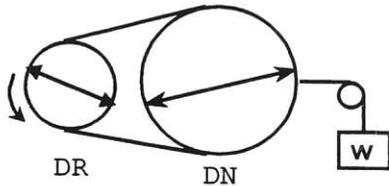


Fig. 4 Test Condition
 LOW condition: Dr diameter < Dn diameter
 DR pulley: ϕ 67.5 mm/2,600 rpm
 DN pulley: ϕ 129 mm
 Belt length: 612 mm
 Shaft load (W): 981N, 1961N, 2942N, 3923N

In order to know the basic performance of the present dry hybrid V-belt in power transmission, some tests were conducted. Fig. 4 illustrate a testing machine assembly. Test conditions are also given in the figure. The relationship between ST factor and slip ratio, α is shown in Fig. 5. Here, ST represents an effective belt tension per unit contact length. It is defined by the following equation.

$$ST = T_e / r\theta = \frac{T_r / r}{r\theta} = \frac{T_r}{r^2\theta} \quad (1)$$

Here, T_e is an effective tension given by a difference between T_1 (tension side belt tension: see Fig. 6) and T_2 (slack side belt tension). T_r is a torque applied to the driving pulley. r and θ are belt pitch radius and contact arc, respectively. $r\theta$ given in the above equation represents a contact length in the pulley groove.

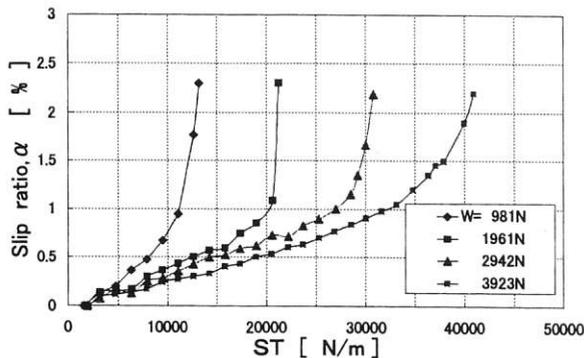


Fig. 5 ST Line Diagram
 (Atmospheric temp.: Room temp.)

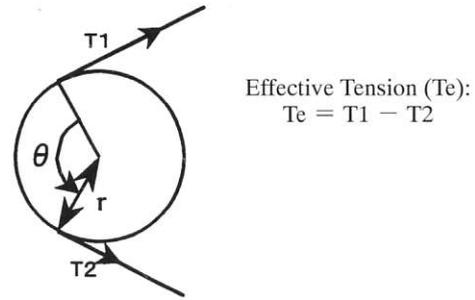


Fig. 6 Transmission Status on DR Pulley

As can be seen in Fig. 5, the slip ratio increases with increasing ST . For small ST (roughly up to $\alpha = 1\%$), the slip ratio increases linearly with respect to ST . However, the slip ratio rapidly increases over a certain value of ST (in other word, $\alpha > 1\%$). Then, sliding slip occurs. There exists a maximum ST , ST_{max} where no additional torque can be transmitted due to sliding slip of the belt. This relationship is affected by the axial contraction force acting between two pulley shafts, W (shortly “shaft load”). With an increase of W , the slip ratio decreases at a given ST value, and ST_{max} increases. For stable and long-term operation of CVT using AVANCE, the slip ratio, α should be kept smaller than 1%. If the belt is running at $\alpha > 1\%$ for a long period, the temperature of the belt increases quickly and would fail in a short time due to heat generation caused by slippage between the belt and pulleys.

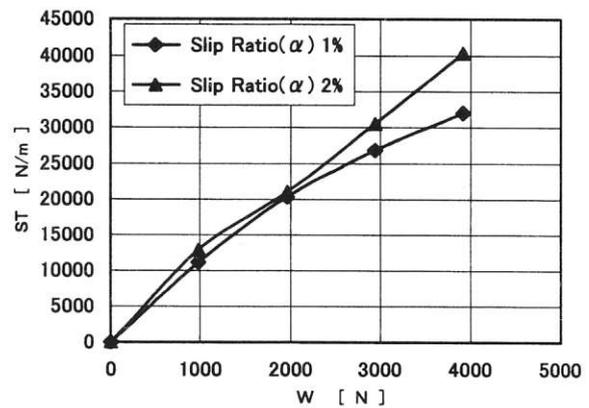


Fig. 7 AVANCE's Transmission Ability

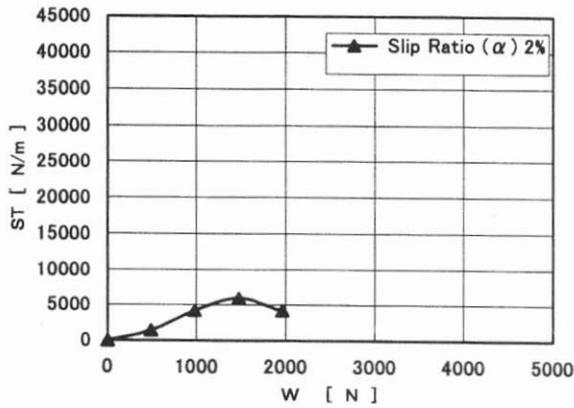


Fig. 8 Rubber Belt's Transmission Ability

The belt performance (power transmission ability) can be evaluated by using the $ST-\alpha$ curves. Power transmission ability curves are represented on a $ST-W$ (shaft load) map. Fig. 7 shows the basic power transmission ability of AVANCE, namely, the relationships between ST and W at $\alpha=1$ and 2% . From this figure, it is found that AVANCE can transmit $ST=32$ KN/m at $\alpha=1\%$ for $W=4$ KN while it can transmit $ST=40$ KN/m at $\alpha=2\%$. In order to show a distinguished performance of the dry hybrid belt in power transmission in comparison with conventional rubber-type V-belts, a typical $ST-W$ curve for a large rubber belt (also produced by BANDO Chemical Industry) is shown in Fig. 8.

This belt has an ability of $ST=6$ KN/m at $\alpha=2\%$ for $W=1.5$ KN. However, yielding in $ST-W$ relation occurs over $W=1.5$ KN due to transverse buckling of the belt shown in Fig. 9. Since the belt is fabricated mainly with rubber and has no reinforcement in the transverse direction, it cannot support high transverse pressure from a pulley due to low rigidity in this direction. Even if the compressive failure of the rubber belt would not occur, buckling occurs at a relatively low transverse pressure.

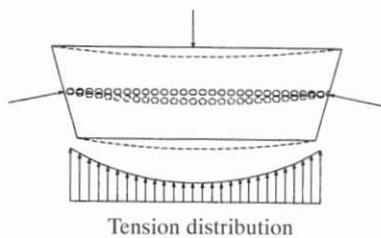


Fig. 9 Rubber Belt's Buckling Deformation due to Lateral Pressure.

On the other hand, AVANCE has a metal core (aluminum plate) in its block. The metal core gives the block high rigidity in the transverse direction as well as high compressive strength. The block can

support a high compressive load applied from the pulley surfaces without buckling. Consequently, a high shaft load may apply to the belt. Then, the belt can transmit much greater power than conventional rubber-type V-belts although the nominal coefficient of friction between blocks and pulleys is lower than that for the conventional V-belts.

4.2 Effect of environmental temperature on power transmission

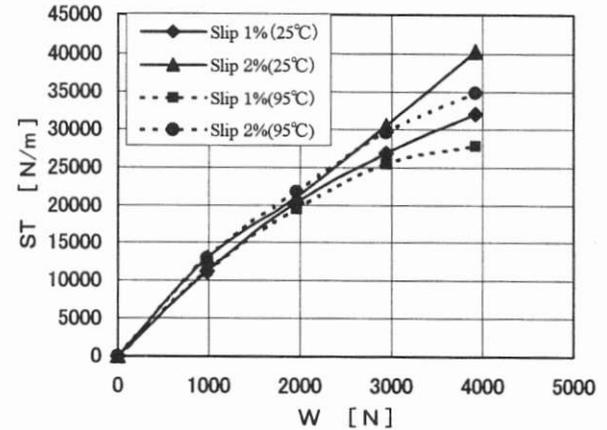


Fig. 10 Temperature Dependency of AVANCE's Transmission Ability

In order to examine the temperature dependence of $ST-W$ relation of the newly developed hybrid belt, some power transmission tests were carried out at 95°C . The test results are shown in Fig. 10. From this figure, it is found that there is no significant effect of temperature on power transmission ability of the present V-belt under $ST \leq 25$ KN although the ability slightly decreases over $W = 3$ KN.

4.3 Power transmission efficiency

The efficiency, η (%) in power transmission at steady states was measured in our laboratory using an AC motor instead of automobile engines. It was computed by the following equation,

$$\eta = \frac{N_2(T_{r,2} - L_2)}{N_1(T_{r,1} - L_1)} \times 100 \quad (2)$$

where,

- N_1 : rotational speed of driving pulley
- $T_{r,1}$: torque applied to driving pulley
- L_1 : loss torque at driving pulley shaft measured when no power is transmitted.
- N_2 : rotational speed of driven pulley
- $T_{r,2}$: torque applied to driven pulley
- L_2 : loss torque at driven pulley shaft measured when no power is transmitted.

Figure 11 shows the efficiency variation with respect to $T_{r,1}$ at a low speed ratio. Here, the shaft load, W was changed from 980 N to 3920 N. W is used as a parameter in the figure. The test results confirm that the power transmission efficiency of the newly developed hybrid belt is higher than 95% at $T_{r,in} \geq 20$ Nm. At other speed ratios, AVANCE also shows a quite high efficiency in power transmission as well as at the low speed ratio as long as the transmitted power is not low.

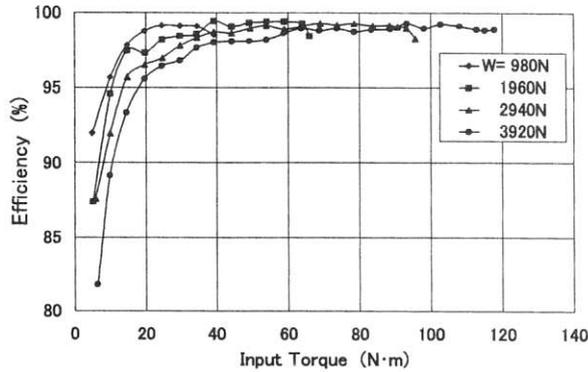


Fig. 11 Transmission Efficiency of AVANCE at Low Ratio

5. Relationship between pulley thrust and shaft load

As above mentioned, the transmitted torque, in other words, ST at a given condition is determined by the shaft load, W and slip ratio, α . Therefore, the shaft load must be controlled according to transmitted torque as the resultant slip ratio does not exceed the specified slip ratio for instance, $\alpha \leq 1\%$. For automobile application, two pulley shafts must be fixed in their CVT units. No special devices are applicable to generate the shaft load directly (as can be seen in Fig. 4) in CVT units. As later discussed, the shaft load applied to two pulleys occurs as a resultant load due to a thrust of the driven pulley. Here, the driven pulley thrust, Q_2 is generated by a spring/torque activated cam system attached to the driven pulley while the groove width of the driving pulley is adjusted directly by an electric motor. Therefore, it is important to know the relationship between Q_2 and shaft load for adjusting the spring/torque activated cam system for CVT units. Since the movable flange of the driving pulley is adjusted by an electric motor through a screw mechanism, the driving pulley can be considered as a fixed pulley at steady state. Under the condition shown in Fig. 12, a

resultant shaft load occurs ($W = T_1 + T_2$ in this case since the speed ratio is 1) when the driven pulley thrust is applied. Here, we introduce a new efficiency, G (a ratio between Q_2 and W) defined by the following equation.

$$G = \frac{Q_2}{(T_1 + T_2)} \quad (3)$$

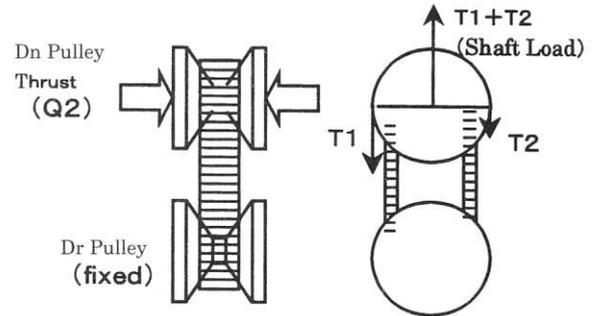


Fig. 12 Schematic Illustrating of Dn Pulley Thrust Force and Shaft Load ($T_1 + T_2$)

G can be estimated experimentally. In our tests, the driven pulley thrust was applied by air pressure. A solid pulley was used for the driving pulley. The driving pulley is fixed while the driven pulley is set on the smoothly movable table on straight rails. The table is fixed via a load cell. G is plotted with respect to effective tension, $T_e (=T_1 - T_2)$ and shown in Fig. 13. Although there is some data scatter in the figure, it may be concluded that G is almost independent on T_e , namely, G is determined independently on transmitted torque. Therefore, for this type of CVT, the driven pulley thrust (or driving pulley thrust, if the pressure controlled pulley is used instead of the driven pulley) can be estimated easily by the following equation after the shaft load has been estimated according to the corresponding $ST-W$ curve.

$$\text{Predicted } Q_2 = W \times G \quad (4)$$

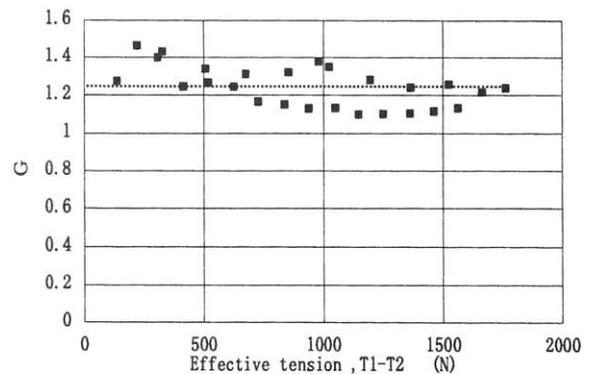


Fig. 13 Relationship of Driven Pulley Thrust and Shaft Load

However, an appropriate G is chosen from 1.2 to 1.5 considering speed ratio, transmitted torque and other factors in conjunction with the fatigue test results for the present CVT.

6. Normalized transmission ability of AVANCE

There is another factor to be considered when the pulley thrust will be estimated. Because the CVT is used at different speed ratios even at steady state. Generally, the maximum ST occurs in the driving pulley when the speed ratio is low and the transmitted torque is maximum.

Therefore, the power transmission ability for conventional V-belts are evaluated at low speed ratios and the ability of the present V-belt is also presented at a low speed ratio in the previous section. However, V-belts used for CVT experience a wide range of speed ratio from 0.4~0.5 to 2.0~2.5. It must be important to examine the power transmission ability at different speed ratios. Therefore, power transmitting tests using the same belt were conducted at low, middle and high speed ratios in order to reveal the effect of speed ratio on the ST - W relationship. The experimental results are given in Figs. 14~16. For the two pulleys system, the ST - W relationships are obtained for each pulley. In this paper, the ST - W relationships only for the pulley having a smaller belt pitch radius are presented.

From these figures (Figs. 14~16), it is found that the ST - W relationship is not uniquely determined even if the slip ratio is the same. It depends on the speed ratio. For instance, ST is about 35 KN/m at a low speed ratio in the case of $\alpha=2\%$ while it changes according to speed ratio as 25 KN/m at a middle speed ratio and 30 KN/m at a high speed ratio. Instead of W in ST - W curves, a normalized shaft load, \overline{WD} is considered. Here, \overline{WD} is given by the following equation.

$$\overline{WD} = \frac{T_1 + T_2}{D} \cong \frac{W}{D} \quad (\text{if } \theta \cong \pi) \quad (5)$$

D is a diameter of pulley. It should be noted that each value of \overline{WD} for driving and driven pulleys is not always same because each diameter of them is usually different. Therefore mean \overline{WD} given by following equation is used in practice.

$$\overline{\overline{WD}} = \frac{1}{2} \left(\frac{T_1+T_2}{D_1} + \frac{T_1+T_2}{D_2} \right) = \frac{(D_1+D_2)(T_1+T_2)}{2D_1D_2} \quad (6)$$

where D_1 and D_2 are diameters of drive and driven pulleys, respectively.

In correspondence with \overline{WD} , \overline{ST} is also reconsidered. A new \overline{ST} is computed using both ST s for driving and driven pulleys. Namely, \overline{ST} is given by a mean value of ST for a driving pulley, ST_{DR} and ST for a driven pulley, ST_{DN} at each speed ratio.

$$\overline{\overline{ST}} = \frac{1}{2} (ST_{DR} + ST_{DN}) \quad (7)$$

Figure 17 shows the relationship between $\overline{\overline{WD}}$ and $\overline{\overline{ST}}$ at all speed ratios. As can be seen in this figure, the $\overline{\overline{WD}}$ - $\overline{\overline{ST}}$ relation is only dependent on slip ratio and independent on speed ratio and pulley diameter. For a given slip ratio, the $\overline{\overline{WD}}$ - $\overline{\overline{ST}}$ relation is uniquely determined. Furthermore, when the slip ratio is lower than 1%, the $\overline{\overline{WD}}$ - $\overline{\overline{ST}}$ relation is independent on speed ratio since there is a linear relationship between slip ratio (α) and shaft load (W).

When \overline{WD} is considered as a mean pressure between the belt and pulleys, we may understand that \overline{ST} represents the magnitude of maximum frictional force under that pressure. Based on Fig. 17, namely, then $\overline{\overline{WD}}$ - $\overline{\overline{ST}}$ relation, important information for CVT design such as pulley thrust and loads applied to pulley bearings using AVANCE can be estimated.

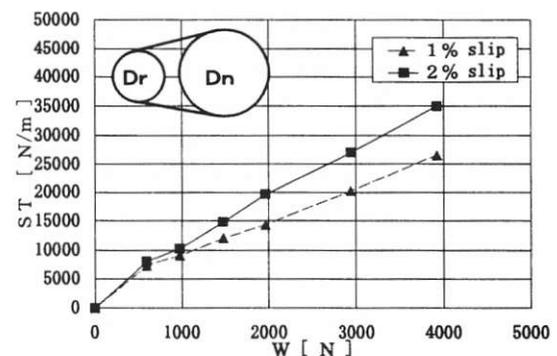


Fig. 14 Transmission Ability at Low Speed Ratio

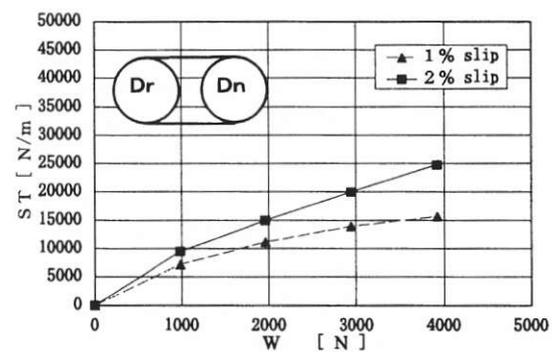


Fig. 15 Transmission Ability at Middle Speed Ratio

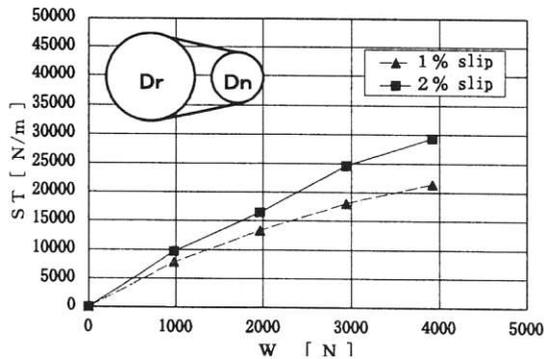


Fig. 16 Transmission Ability at High Speed Ratio

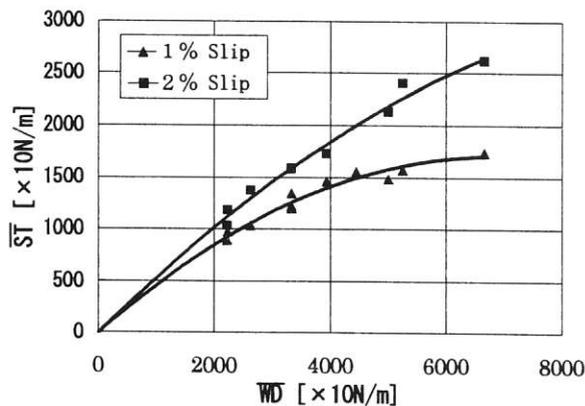


Fig. 17 Normalized Transmission Ability

7. Overview of Dry CVT Unit

Fig. 18 shows the schematic drawing of a dry CVT unit which has been developed for automobiles with 660 cm³ or smaller engines by AICHI Machine Industry, Japan. Recently, it has been equipped into some commercial vehicles in Japan. The mechanism of this unit is as follows³⁾:

- (a) Torque is released from the engine and then transferred to the driving pulley (primary pulley) via a powder clutch.
- (b) The torque is then transmitted to the driven pulley (secondary pulley) via AVANCE.
- (c) Tension required for this belt transmission is provided by a thrust (fore to clamp the belt) generation mechanism via the spring and torque cam attached to the driven pulley.
- (d) The driving pulley is equipped with a screw-type pulley open/close mechanism, and by increasing/decreasing the drive pulley width via the DC motor and actuator gear, non-stage, continuous variable transmission is performed.

Owing to the high efficiency belt, no lubrication and the continuous variable transmission mechanism via

the DC motor, a mileage as high as that of MT has been attained. (see Fig. 19)

8. Concluding remarks

We have been developing an advanced V-belt for CVT based on a new concept for more than 15 years. Finally, a dry hybrid belt (named AVANCE) has come into the market, which allows CVT to transmit high power for driving small passenger cars. The hybrid system of AVANCE composing blocks and tension members has a remarkable power transmission ability 4~10 times greater than conventional rubber-type V-belts. The normalized relationship representing the power transmission ability for this belt is found, which is useful to estimate the pulley thrust and other factors for CVT design. The normalized relationship is independent on speed ratio for two pulleys CVT systems. When AVANCE is used with a dry CVT unit which has been newly developed, a higher fuel consumption efficiency has been attained in comparison with manual transmissions.

[付記]

[口答発表] International Congress on Continuously Variable Power Transmission (The CVT'99 Congress) / 1999 Holland.

[引用文献]

- 1) Yamaoka, T.: "New Technology of New Model ① New Type of CVT", Magazine of Automobile Engineering, Vol.48, No.1, 1999, pp. 118-130 (in Japanese)
- 2) Fujii, T. *et al.*: "Study on Forces Transmitting Between Pulleys and Blocks of Block Type Cvt Belt", SAE Technical Paper No.921746, 1992.
- 3) Takayama, M. *et al.*: "Development of a Continuously Variable Transmission with Dry Hybrid Belt", Proceedings of JSAE, No.944, 1994, pp.217-220 (in Japanese).

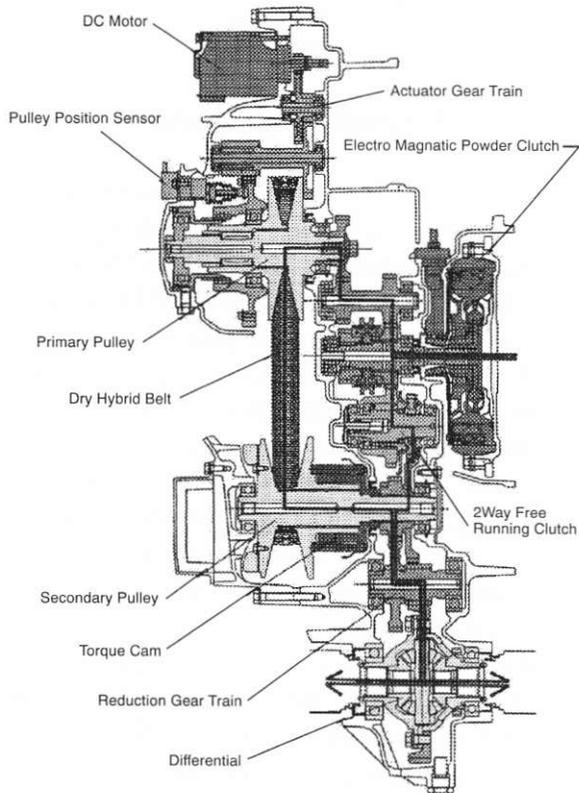


Fig. 18 Dry CVT Unit

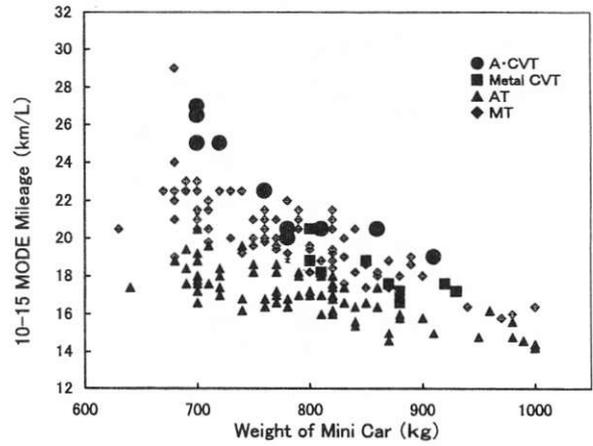


Fig. 19 10-15 Mode 660cc or Less Automobile Mileage Comparison. These Data are filed at Ministry of Transport (Japan).



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



城戸 隆一
Ryuichi KIDO
1974年 入社
中央研究所



野中 敬三
Keizou NONAKA
1973年 入社
伝動技術研究所

建築合板用ポリエチレンフィルムの開発

Development of Polyethylene Film for Construction Plywood

飯田 明*

Akira IIDA

High density polyethylene (HDPE) film which is used as a printing base film for double embossed-type decorative material utilized in building materials was investigated regarding design to ensure quality and possible use in calendar manufacture. The results of the investigation are as follows:

- (1) the compound that can be used to manufacture calendars was discovered.
- (2) the design to ensure quality for construction-use film utilizing HDPE was significantly different from that of PVC. Specifically, the appropriate additives, and their proper quantities, to ensure adhesion and adhesion to plywood were discovered.
- (3) the manufacturing process of HDPE calendars was found to require a new manufacturing index different from that required for PVC. The coefficient of viscosity for expansion of resin and die swell ratio were found to be appropriate for the surface smoothness of the film. Fusion tension was found to be the appropriate index for the easiness of take off.

1. 緒 言

近年、環境問題への関心が高まっており、連日テレビや新聞などでさまざまな報道がなされるようになっている。官公庁も環境問題に対する対応を重視し、住宅内の環境問題としてシックハウス症候群の原因物質の調査、地域環境問題として廃棄物焼却時の灰および空気中のダイオキシン濃度についてのガイドラインの設定、環境ホルモンとして疑わしい物質についての調査などが行われはじめている。このような流れのなかで、ポリ塩化ビニル（PVC）樹脂組成物については、PVC樹脂そのものがダイオキシンの主要な発生源のひとつとして認識されているのみならず、組成物中に含まれる可塑剤や安定剤のなかには環境ホルモンとして疑われている物質が存在することから、PVC樹脂組成物は有害物質であるという認識が一般に広まってしまっている。これらの嫌疑について科学的な根拠がないことを証明しようとする動きがあるが、その一方で、現実的にPVCを排斥しようとする動きもまた、特に日本国内においては顕著になってきている。たとえば、大手のプレハブ住宅や建材のメーカーが1997年に非PVC宣言を行い、これに他のほとんどのメーカーが追随したことから、現在では建築材料分野における脱PVCが急速に進んできている。

当社の化成事業部では、いわゆる軟質～半硬質タイプのPVCのフィルムをカレンダー法にて製造し、化粧材、粘着フィルム／テープ、マーキングフィルム、

粘着絆創膏などの基材として多くのお客様に使用していただいている。PVCのフィルムは他の材料にはない独特の物性を有することから、さまざまな分野で他の材料とは明確に使い分けられながら使用されてきている。しかし、前記の問題に鑑み、当社においても、PVCとの代替を考慮したフィルム材料の開発を進める必要がある。

そこで当社では、まず、安全性が高く、コスト的にも最もPVCに近い素材であるオレフィン材料に着目し、PVCフィルムと代替可能なフィルムを開発を行うこととした。この開発は、現在、当社がPVCで展開しているすべての製品分野に広げて進めているが、ここでは、建材用化粧材に用いる高密度ポリエチレン（HDPE）フィルムに絞り、カレンダー加工可能なHDPE樹脂の材料設計、ならびに建築合板用フィルムとしての製品設計について報告する。

2. 設 計 上 の 制 約

本開発を進めるにあたり、下記の事項を制約とした。

1) オレフィンフィルムの生産方法はカレンダー法とし、生産ラインはPVCフィルムの生産ラインと共用する。これは、オレフィンフィルムの開発がある程度PVCフィルムの代替に結びつくものであるため、オレフィン専用ラインの構築は、一方で従来保有していたPVC生産ラインの稼働率低下につながり、オレフィンもPVCもともに生産コストの増大に結びつくからである。品質上問題となる工程を除いて、オレフィ

* 化成事業部

ンとPVCとを共通のラインで製造することにより、生産ラインを効率的に運用し、生産コストの最小化を狙うことができる。

2) 従来製造してきた当社のPVCフィルムの特長である多品種少量生産をオレフィンフィルムでも踏襲し、品質、コスト面で小ロットサイズに適した生産体制を構築する。これは、PVCの代替材料として考える限りは、デリバリーの面でもPVCに合わせる必要があるからである。加えて、オレフィンフィルムの従来の主要な生産方式である押出キャスト法やインフレーション法では品種の切替えが容易でないという問題があることに対して、カレンダー法の特長を生かせる点も考慮した。

3) 使用材料についてはできる限り共通化、一般化を図ることとした。特に樹脂材料についてはあらかじめ選定したいくつかの特長あるグレードの組み合わせによって多品種化に対応することとした。

3. 製品の概要

建築合板用フィルムとしては、ダブリングエンボスタイプと呼ばれるものが現在最もよく用いられている。図1には、このタイプの化粧材の構成を示した。この化粧材は、印刷ベースフィルムと呼ばれる着色フィルム上に木目などの意匠を印刷し、さらにその上に透明

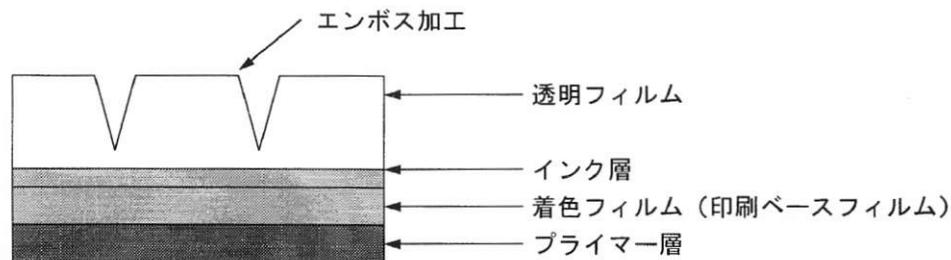
フィルムをラミネート（ダブリング＝積層）することによって製造される。加えて、透明フィルム側には木目の凹凸などを模したエンボス加工が施されてフィルムに立体感を付与するとともに、着色フィルム側には接着剤との接着性を向上させるプライマーが塗布される。こうして得られたダブリングフィルムを接着剤で合板に接着することにより、化粧合板と呼ばれる建築資材となる。このような化粧合板は、おもに住宅のドアや窓などの枠材などに使用される。

今回は、ダブリングフィルムの構成要素のひとつである印刷ベースフィルムについて、HDPEを用いた設計研究を行った。

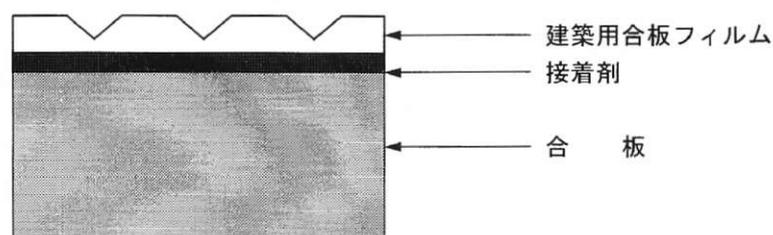
4. 品質の設計

4.1 必要機能

表1には、従来から使用されている素材であるPVCと、今回検討するHDPEとについて比較した品質表を示した。この品質表は、対象製品（ここでは印刷ベースフィルム）に必要な機能を列挙、展開した項目に対する、各々の品種（ここではPVCとHDPE）の満足度を示したものである。表1には、要求機能・品質についてはとくに重要なものを抜粋して示した。



A. 建築用合板フィルム（ダブリングエンボスタイプ）



B. 化粧合板

図1 建築用合板フィルムならびに化粧合板の構造

表1 建材合板用フィルムの品質表 (PVCフィルムとHDPEフィルムとの比較)

品質の機能展開			樹脂	
			PVC	HDPE
1次機能	2次機能	3次機能		
印刷性が良い	インク抜けが無い	異物・フィッシュアイが無い	△	○
		表面が平滑である	○	×
	色が良い	色が一定である	△	○
	インク接着性が良い	濡れ指数が高い	○	×
ブルームが無い		○	×	
合板接着性が良い	プライマーの接着性が良い	濡れ指数が高い	○	×
		ブルームが無い	○	×
フィルムが長持ちする	透明フィルムが剥離しない	ブルームが無い	○	×
	合板から剥離しない	ブルームが無い	○	×
	強度劣化しない	耐候性が良い	○	×
	変退色しない	耐候性が良い	○	○

表に示したとおり、印刷ベースフィルムには、印刷適性、合板接着性、耐久性が要求される。このことから、フィルムの性能として、①表面の平滑性が高いこと（面粗度が細かく均一であること、ならびに異物が少ないこと）、②巾方向の厚さが均一であること、③フィルム表面の濡れ指数が約40 mN/m以上で長期間安定していること、④ブルームやブリードが長期間発生しないこと、⑤使用環境にて色の変退色と力学的強度の劣化がないことが要求される。

これらの要求品質を踏まえたとき、PVCからHDPEへの素材変更において、とくに重要となる品質設計のポイントは以下の2点である。

まず第1として、HDPEは結晶性材料であり、非結晶性のPVCとはカレンダー加工時の溶融特性が異なる点である。このため、平滑性の高いフィルムを得るためには、最適なHDPEグレードの選定とともに、HDPEに適した製造方法と条件とを確立することが重要である。

第2として、HDPEは極性基を持たない樹脂である一方、酸化防止剤、滑剤、紫外線吸収剤などの添加剤がいずれも極性基を有する低分子材料であるため、相溶性が悪く、在庫中または使用時にブルームを起こしやすい点である。この結果、濡れ指数の低下、インキやプライマーとの接着性の低下などが起こる。したがって、添加剤の品種と添加量との選定により、ブルームを生じない配合設計を確立する必要がある。

4.2 表面平滑性の付与

印刷加工に適する平滑な表面のカレンダーフィルム

を得る上で、溶融時の流動挙動、すなわち粘度やダイスウェルの設計が重要と考えられる。HDPEにおいては、これらの物性は樹脂の分子量および分子量分布(Mw/Mn)と密接な関係がある。

表2には、いくつかのHDPEについて、分子量および分子量分布(Mw/Mn)と、フィルム化したときの表面平滑性との関係を示した。フィルムの作製は、テスト用の2本ロールを用い、ロール温度が150℃と180℃との2つの条件で行い、フィルムの厚さは0.1mmとした。また、表3には、これらの樹脂の伸長粘度およびダイスウェルを示した。なお、表中の樹脂R1～R7はいずれも市販の押出成形グレードのHDPEである。

表より明らかなように、これらのうちで樹脂R2のみが良好な表面平滑性を有していた。樹脂R2は、表2、3に示した樹脂の中では最も溶融粘度が低い樹脂である。したがって、表面平滑性の良いフィルムを得るためには、樹脂の粘度は低い方が好ましいことがわかった。しかしその一方で、カレンダー加工において樹脂の粘度が低すぎると、カレンダーロールからフィルムを引き剥がすことができないという問題が生じた。実際に、樹脂R1はロール温度が150℃のときにはフィルムを得ることができたが、ロール温度が180℃のときにはロールからフィルムを引き剥がすことができなかった。この点を解決するため、樹脂R2と比較してフィルムの平滑性は劣るものの、ロールから引取りやすい樹脂と樹脂R2とのブレンドを試みた。その結果、表面平滑性が良好で、180℃でもロールから容易に引取ることができるフィルムが得られた。こ

表2 各種HDPEから得られたフィルムの表面平滑性

HDPEのグレード	分子量	分子量分布	ロール温度 (二本ロール)	
			150℃	180℃
R1	小 ↑ ↓ 大	~10	×	×
R2		20~	○	引取れない
R3		~10	×	×
R4		20~	△	△
R5		10~20	△	△
R6		20~	×	×
R7		10~20	×	×
R2+α	—	—	○	○

○：平滑性良 △：平滑性やや良 ×：平滑性悪い

表3 フィルムの表面平滑性と伸長粘度およびダイスウェルとの関係

		温度 (℃)	伸長粘度 (Pa·s)	ダイスウェル (D/D ₀)	フィルムの平滑性
PVC (可塑剤20PHR)		160	28820	1.40	×
		180	19650	1.35	○
PVC (可塑剤30PHR)		160	16920	1.45	○
		180	8960	1.30	○
HDPE	R1	160	23077	1.10	×
		180	18046	0.95	×
	R2	160	7920	1.87	○
		180	5708	1.60	○
	R3	160	8975	1.16	×
		180	6331	1.15	×
	R4	160	24770	2.30	△
	R5	160	12811	1.88	△
		180	10525	1.80	△
	R6	160	30572	2.60	×
		180	27224	1.82	×
	R7	160	53934	2.04	×
		180	29364	1.90	×
	R2+α	160	12894	1.97	○

の樹脂の粘度特性とカレンダー加工性との関係については、5項にて述べる。

4.3 インク接着および合板接着に対する設計

カレンダー加工時に必要な配合剤として、少なくとも耐熱性を付与する酸化防止剤とロールからの離型性を持たせる滑剤とが必要である。

酸素存在下で加熱される加工では、加工中にHDPE分子中に発生したアルキルラジカルがパーオキシドラジカルに容易に変化して分解反応を促進するので、これらのラジカルの発生を抑えたり、発生したラジカルを捕捉するための酸化防止剤が添加される。ところが、HDPEはメチレン基だけからなる非極性ポリ

マーであるので、極性基を有するこれらの配合剤とは相容性が悪く、ブルームを起こしやすい。これを防止するために、分子内に高級脂肪族を含む置換基を持ち、HDPEと相溶性が良いと考えられる品種を選定したうえで、その添加量を最小にすることとした。

他に配合する各種添加剤についてもブルームを起こさない構造と配合量について検討した。

HDPE樹脂に配合した添加剤はいずれもHDPEに無い特有の官能基を持つので、実際のブルームの有無については、フィルム表面のIR吸収スペクトル(反射法)の経時変化を観察することにより評価できることがわかった。フィルム作製直後と促進条件として60℃×168時間後の結果の一例を図2に示した。

高級脂肪族置換基のない各種添加剤を配合した配合1の促進前後のIRスペクトルの変化の様子から、これらの添加剤が特にブルームしやすいことが明らかになり、このことを配合設計に反映させた。

つぎに、ブルームと接着性の関係を評価した。表4には、インクとの接着性についてセロテープ剥離により評価した結果を示した。また、表5には、プライマーとの接着性について、プライマーを塗工したフィルムを合板に接着して作製した試料の剥離試験の結果を示

した。ブルームの有無にかかわらず、セロテープ剥離ではインクはフィルムから剥離しなかった。しかし、プライマーについては、IRスペクトルの観察結果から明らかにブルームが起こっている、60℃×2週間の促進劣化後の配合1のフィルムで、プライマーとフィルムとの間で界面剥離が発生した。一方、ブルームを起ささない配合2のフィルムでは、促進劣化後においても合板の材料破壊を起こしており、接着性が良いことが認められた。

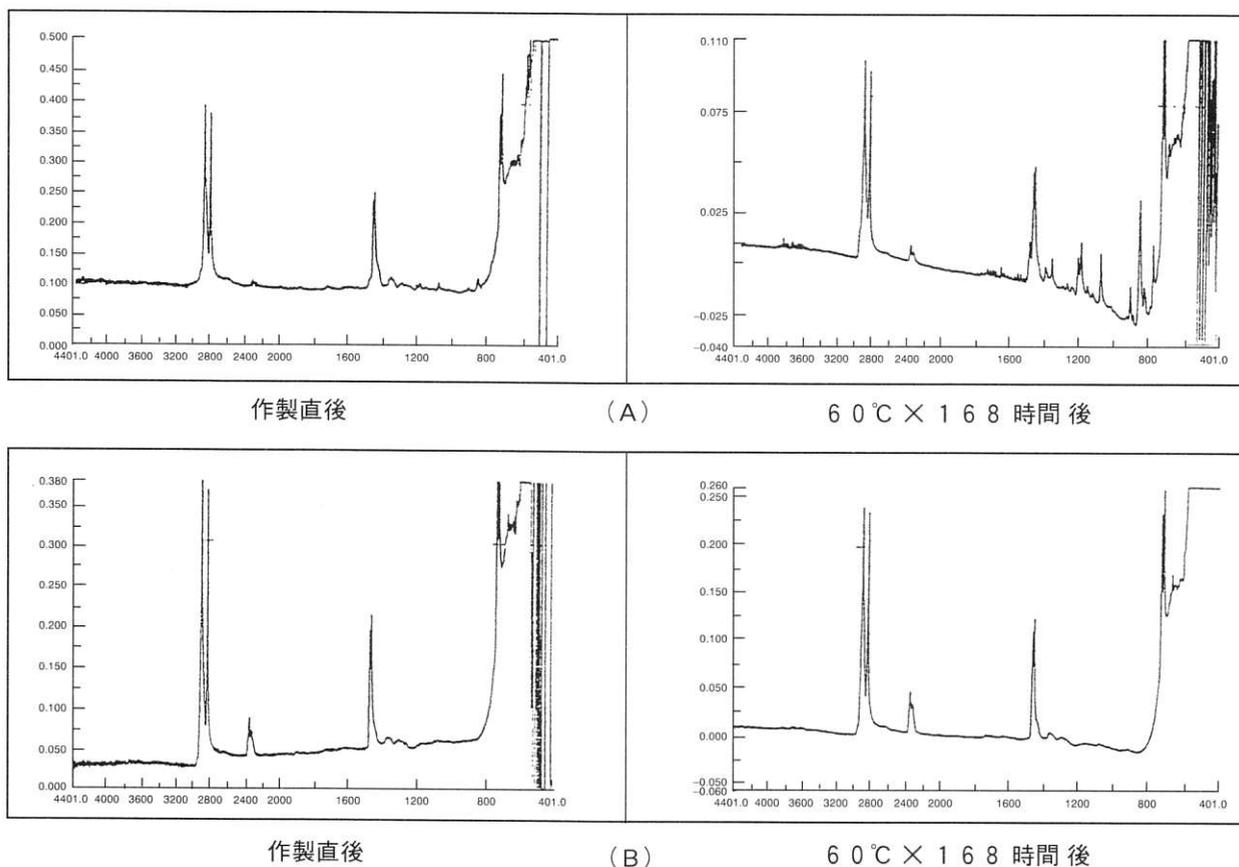


図2 反射IRスペクトルの変化

- (A) 配合1：高級脂肪族置換基のない各種添加剤を配合
- (B) 配合2：高級脂肪族置換基を有する各種添加剤を配合

表4 インキ密着性の評価

配合番号	常温×2週間後	60℃×2週間後
1	剥離しなかった	剥離しなかった
2	剥離しなかった	剥離しなかった

インク：ウレタン系二液硬化タイプ（赤色）

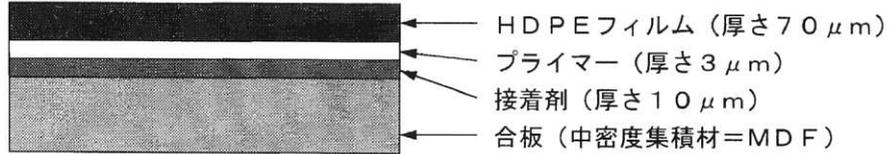
フィルム：HDPE，厚さ70μm，インク塗布面にコロナ処理済み

評価方法：セロテープ剥離法，試験温度23±3℃

表5 合板との接着性の評価

配合番号	常温×2週間後	60℃×2週間後
1	合板材料破壊 25.5 N / 25 mm	フィルム/プライマー界面破壊 22.5 N / 25 mm
2	合板材料破壊 28.4 N / 25 mm	合板材料破壊 26.5 N / 25 mm

サンプルの構造



評価方法：180°剥離試験（剥離速度：200mm/min，試験温度：23±3℃）
 判定基準：合板が材料破壊し、かつ接着力が24.5N/25mm以上であること

5. カレンダー加工技術の確立

5.1 カレンダーライン

カレンダーラインは、一般的に、①材料を混合、混練するプロセス、②混練された材料を取りまとめ、保温しつつ、カレンダーロールへ材料を定量供給するプロセス、③カレンダーロールによる、圧延、製膜プロセス、④表面意匠を付与するプロセス、⑤冷却し、巻き取るプロセス、⑥製品から切り取られた耳を再溶融し、原料として再利用するプロセス、からなる。弊社のオレフィン用カレンダーラインにおいては、①は密閉式混練機、②はドロップロールおよびストレーナ、③は逆L型4本カレンダーロール、④はエンボスロール、⑥はウォーマーロールで対応している。表6にはこれらの各プロセスの機能とそこで重要となる材料特性を示した。なお、⑤についてはクーリングドラムおよびワインダーで対応しているが、ここでは省略する。

5.2 引取り性と溶融張力

PVCは分子が極性を有する非晶性樹脂であるので、カレンダー加工温度でもゴム弾性を有しており、カレンダーロールからフィルムを引き剥がして次プロセスへ送る際に、フィルムに適度な強度があるため引取りやすい。

しかし、HDPEは結晶性樹脂であるため、加工温度では結晶部分が溶解して分子間力が小さくなるので、カレンダーロールからフィルムを引取る時に強度が不足する。このため、ロールにフィルムが粘着して引き剥がせなかったり、引き剥がしたフィルムが自重や引取り力に耐えられずに塑性変形を起こすなどの問題を生じる。したがって、HDPEのカレンダー加工においてはPVCの場合以上に樹脂の溶融特性の設計に注意を払う必要がある。

そこで、引取り性の指標として溶融張力を取り上げた。溶融張力の測定は、キャピラリーレオメーターを用い、シリンダー温度180℃、ピストン速度30mm/min、

表6 カレンダー加工工程のプロセスとその機能および関連する樹脂材料特性

工程	機能	材料特性
密閉式混練機	溶融	融点
ドロップロール	混練物のまとめ	粘度
	保温（結晶化防止）	結晶化温度
ウォーマーロール	耳の再溶融と保温（結晶化防止）	融点，結晶化温度
	混練物のまとめ	粘度
ストレーナー	異物除去	異物，不純物
	適正温度への昇温	粘度
カレンダーロール	平滑なフィルムの圧延	粘度，ダイスウェル
	保温（結晶化による面荒れ防止）	結晶化温度
	引き取り	溶融張力
エンボス	表面意匠をつける	結晶エンタルピー，融点での比熱
	冷却	結晶化温度

ダイ入口角度180度で、口径1mm、L/D=10のダイから押し出される溶融樹脂を一定速度で引取った時に発生する抗張力をロードセルを用いて測定することにより行った。

図3に溶融張力の測定結果を示した。参考のため、可塑剤量が20重量部ならびに30重量部のPVCについて同様の測定を行った。図より、HDPEはPVCと比較して溶融張力が低い値を示した。これは前述の通り、PVCの分子は極性を有しており、溶融状態でもある程度大きな分子間相互作用が現れるのに対し、HDPEは非極性分子であるため、融点以上では分子間相互作用がきわめて小さくなるためである。

一方、種々のHDPEについては分子量ならびにその分布に応じて溶融張力は値が異なっていた。図3にはこれらのうち、高温では引取ることができないR2、引取りは容易であるが表面平滑性に問題あるHDPEの例としてR4、引取り性も表面平滑性も問題のないR2+α(表2参照)を例示した。図より、安定して

引取るためには、溶融張力は0.01N以上必要であると考えられる。このことは量産機において確認しており、実際、R4およびR2+αは量産機にてフィルムを採取することができた。以上のことから、HDPEのカレンダー加工において、ロールからの引取り性の指標として溶融張力が適していることが明らかになった。

5.3 圧延における粘度と表面平滑性

フィルムの表面平滑性に対してはHDPEの分子量およびその分布の影響が強いことを先に示したが、このことは、カレンダーの温度条件、せん断条件と材料の溶融流動挙動との兼ね合いによってフィルムの表面平滑性が決まることを示唆している。

図4には、各樹脂の伸長粘度とダイスウェルとの関係について、フィルムの表面平滑性に着目したプロットを示した。図より、ダイスウェルが約1~2、伸長粘度が約20,000Pa・s以下の範囲で表面平滑性

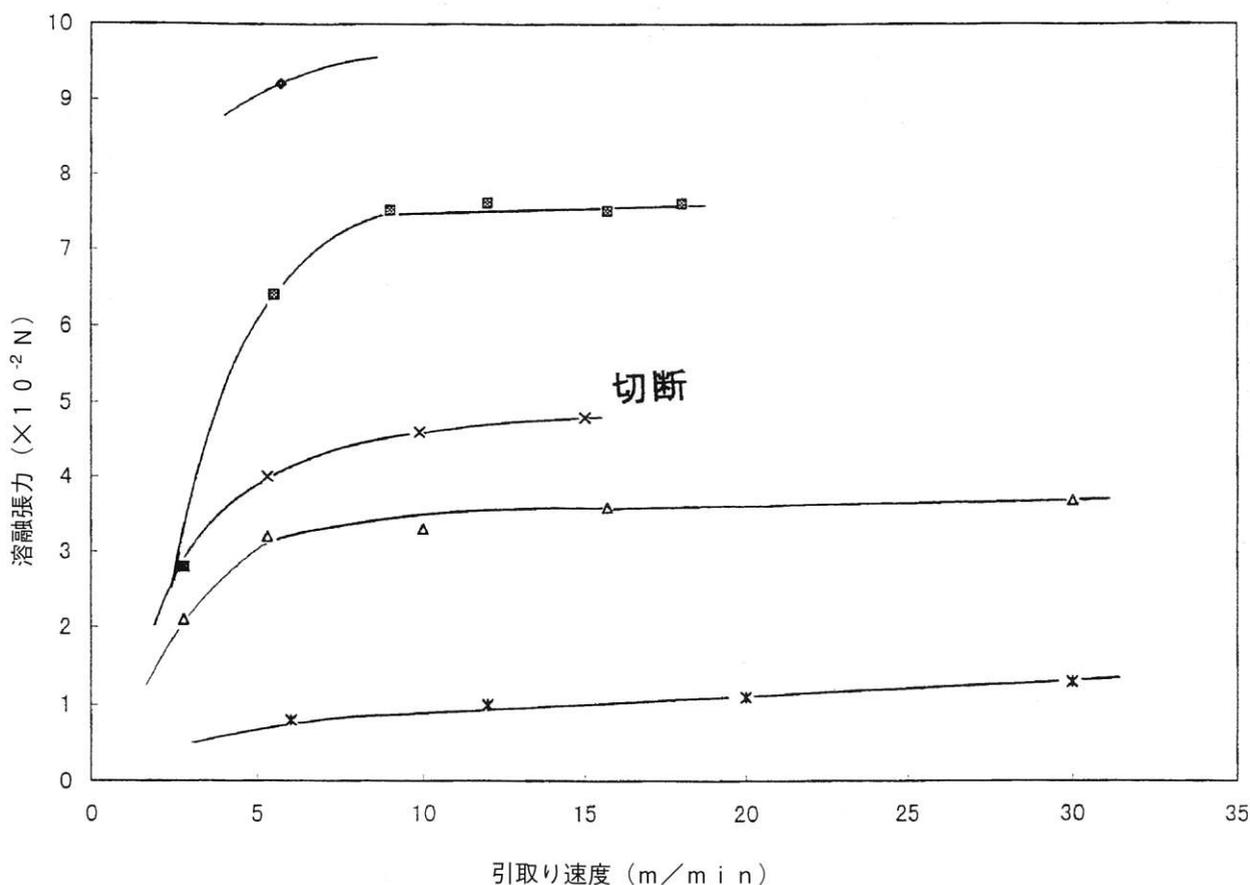


図3 各樹脂の引取り速度と溶融張力との関係

- ◆ : PVC (20 PHR)
- : PVC (30 PHR)
- △ : R2 + α
- * : R4
- × : R2

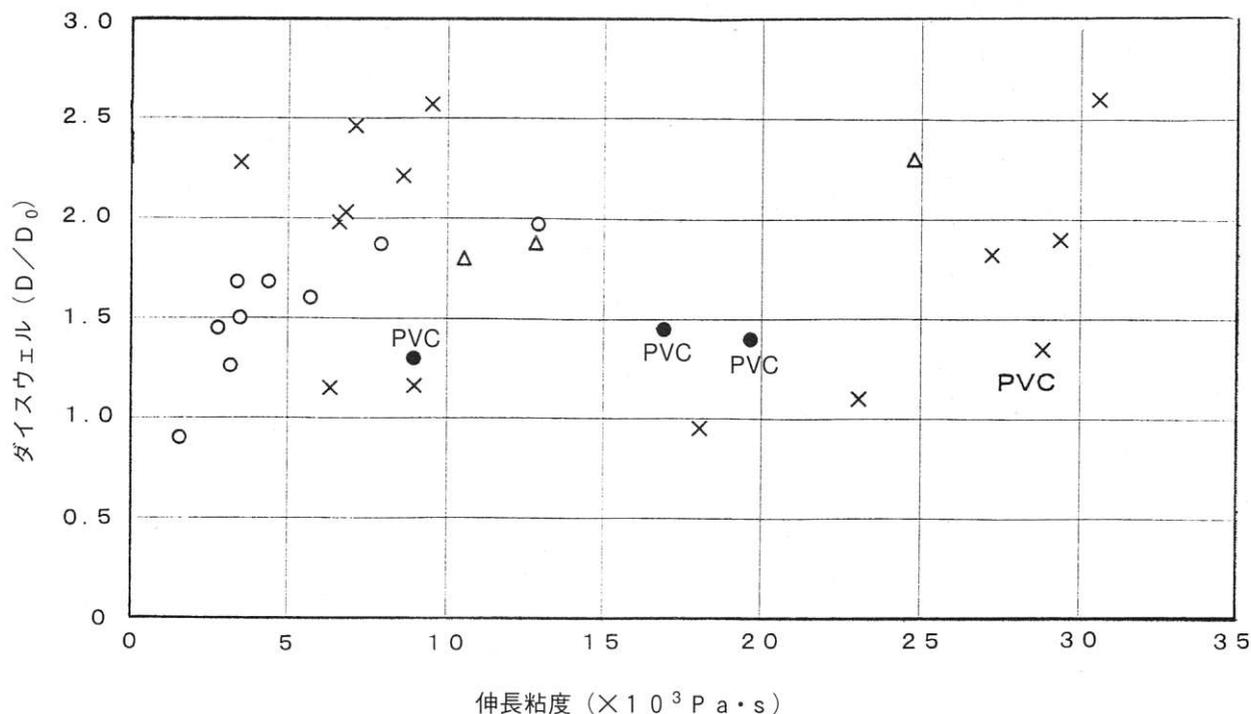


図4 フィルムの表面平滑性と伸長粘度、ダイスウェルとの関係

○：表面平滑性は高い（●はPVC）

△：表面平滑性はやや高い

×：表面平滑性は低い

せん断速度：10⁴ s⁻¹

の良いフィルムが得られており、粘度だけでなく粘度と弾性の関係のバランスが良いときに表面平滑性の高いフィルムの作製が可能となることがわかった。したがって、ダイスウェルと伸長粘度とがこの範囲に入るように、樹脂および加工条件を選定すればよいことが明らかになった。

6. 結論

(1) カレンダー加工の可能なHDPEの配合を見

出すことができた。

(2) HDPEを用いた建築資材フィルムの品質設計は、PVCとは大きく異なっていた。とくにインク接着性ならびに合板接着性を確保するため、ブルームの起きにくい添加剤、添加量を明らかにすることができた。

(3) HDPEのカレンダー加工にはPVCにはない新しい加工性指標が必要であった。フィルムの平滑性については樹脂の伸長粘度とダイスウェル、引取り性については熔融張力が指標として適していた。



飯田 明

Akira IIDA

1983年 入社
化成品事業部

V S D D型変速機の開発 (差動歯車式ベルト無段変速機の開発)

Development of Belt-driven Variable Speed Unit Combined with Differential Gear Mechanism

宮田 博文*

Hirofumi MIYATA

Studies of variable speed transmission that utilize combination of differential gear mechanism and belt-driven CVT has been conducted for sometime in hopes of realizing clutch-less CVT that can shift freely between forward, backward and idle positions.

But practical use of this CVT has not been realized due to negative aspect of system itself (requires heavy operation force to change speed, etc) and difficulty in putting theoretical analysis of power transmission in order.

In devising mechanical CVT (VSDD type) that combine differential gear mechanism and belt-driven variable speed unit, analysis of power transmission was done using analysis technique for planetary gear drive. The result of this analysis matched the test result of actual machine to prove the theoretical analysis to be accurate.

1. 緒 言

クラッチ機構を持たず前進、後進およびニュートラルの操作を自在に実現できる差動歯車機構とベルト式無段変速機構 (CVT) を組合わせた無段変速機構の実用化研究は過去に数多くなされてきた。

しかしながら、変速操作における操作荷重の過大化や変速機構の複雑さがあり、特に理論上 (理論式) の動力循環解析の複雑さなどによって実用化されたベルト無段変速機はなかった。

本研究では、当社にて考案された差動歯車機構とベルト式無段変速機構 (CVT) を組合わせ実用化されたベルト式無段変速機 (当社製品名: バンドードライマチック VSDD タイプ) について、その機構に用いた遊星歯車装置の複雑な動力循環の流れに対する理論的な解析手法について詳述した。

また、実際のベルト式無段変速機を製作し、その動力の流れに対する解析の精度について検証した結果についても述べた。

2. VSDDの理論解析

VSDD型の基本構造を図1に示す。また、図1を簡略化したものを図2に示した。本文で使用する主な記号を表1および表2に示す。

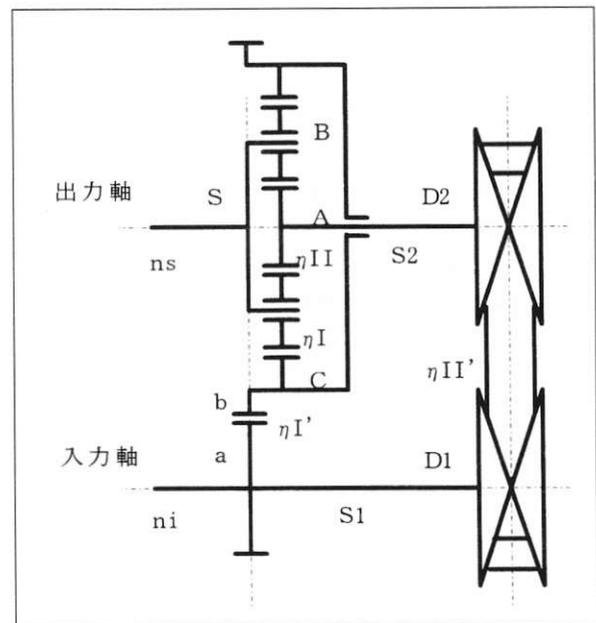


図1 VSDDレイアウト

表1. 使用する記号 (1)

	効率	速比
ユニット	η	u
遊星側要素	$\eta_0 = \eta I \cdot \eta II$	i_0
ベルト変速側要素	$\eta_0 = \eta I' \cdot \eta II'$	i_A

* 伝動事業部

表2. 使用する記号(2)

	軸				キャリアヤ
	入力	出力	S ₁	S ₂	
回転数	n _i	n _s	n _i	n _A	n _S
トルク	M _i	M _s	M ₁	M ₂	M _S
	歯車				
	入力	リング	サン	プラネタリ	リング
	a	b	A	B	C
歯数	z _a	z _b	z _A	z _B	z _C
回転数	n _i	n _c	n _A	—	n _C
トルク	M _a	M _c	M _A	—	M _C

図1からわかるようにV S D Dは2 K-H型遊星歯車装置に無段変速機(V S W型)を結合した、動力循環型の閉路式差動歯車装置である。図1で使用した記号を以下に示す。

- A : 太陽外歯車(サンギヤ)
- B : 遊星歯車(プラネタリーギヤ)
- C : 太陽内歯車(リングギヤ, インターナルギヤ)
- D₁ : 入力軸側プーリ径
- D₂ : 遊星軸側プーリ径
- S : キャリヤ
- a : 入力歯車
- b : 外歯車(リングギヤ外歯車)

いま、入力回転数を n_i とすると、

$$n_C = -n_i \frac{z_a}{z_b} \quad (1)$$

$$n_A = n_i \frac{D_1}{D_2} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} n_s &= \frac{n_A z_A + n_C z_C}{z_A + z_C} \\ &= \frac{n_i}{z_A + z_C} \left(\frac{D_1}{D_2} z_A - \frac{z_a}{z_b} z_C \right) \end{aligned} \quad (3)$$

この場合、歯車Aと歯車Cは回転方向は反対になるから、図1の装置を図2に示す複合遊星歯車装置に置き換えて考えることができる。要素Iと要素IIはいずれも2 K-H型遊星歯車である。この場合、要素IIのキャリアヤS'が固定されているから、

$$n_{A'} = -n_{C'} \frac{z_C'}{z_A'} \quad (4)$$

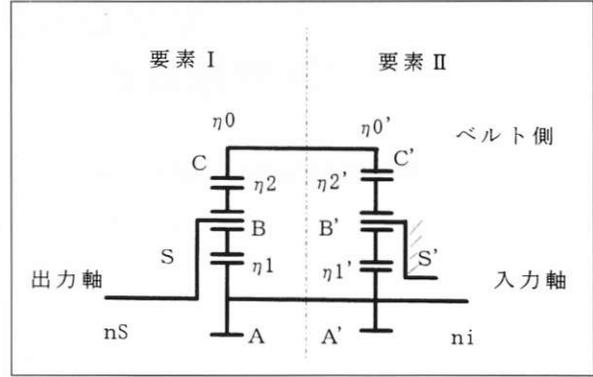


図2 動力循環型複合遊星歯車装置

但し、図2中 $\eta_0 = \eta_1 + \eta_2$ 、 $\eta_0' = \eta_1' + \eta_2'$ である。

また、 $n_{A'} = n_A$ および $n_{C'} = n_C$ であるから、式(4)に式(1)、式(2)を代入して、

$$\begin{aligned} n_i \frac{D_1}{D_2} &= n_i \frac{z_a}{z_b} \frac{z_C'}{z_A'} \\ \therefore z_C' &= \left(\frac{D_1}{D_2} \frac{z_a}{z_b} \right) z_A' \end{aligned} \quad (5)$$

式(5)が成立するとき図1と図2は等価となる。式(5)において

$$\frac{D_1}{D_2} \cdot \frac{z_a}{z_b} = i_A \quad (6)$$

とすると

$$z_C' = i_A z_A' \quad i_A = z_C' / z_A' \quad (7)$$

要素Iにおいて

$$z_C = i_0 z_A \quad i_0 = z_C / z_A \quad (8)$$

とおく。よって、ユニットの速比uは式(3)より

$$u = \frac{n_i}{n_s} = \frac{z_a}{z_b} \cdot \frac{1 + i_0}{i_A - i_0} \quad (9)$$

となる。

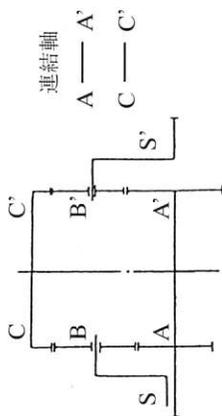
この複合遊星歯車装置の効率と軸トルクの計算式は、表3⁽¹⁾と表4⁽¹⁾から求めることができる。但し、 $i_A > i_0$ と $i_A < i_0$ の場合についてそれぞれ場合分けをする必要がある。(図2と表3⁽¹⁾および表4⁽¹⁾では、要素が入れ替わっているのを表を見る場合、例えば、 z_A' と z_A といったように全てについて符号を入れ換えて考える必要がある。)

(1) $i_A < i_0$ ($z_A z_C' < z_A' z_C$) の場合

$$\frac{n_s}{n_A} = \frac{\omega_s}{\omega_{A'}} = \frac{z_A' z_C - z_A z_C'}{z_C' (z_A + z_C)} = \frac{i_A - i_0}{i_A (1 + i_0)} \quad (10)$$

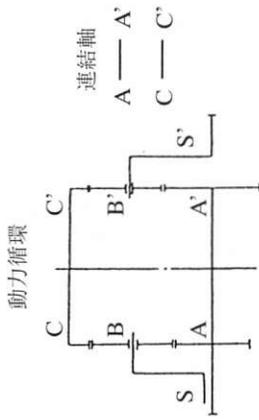
表3 動力循環を生ずる閉路式差動歯車装置の軸トルク計算式

動力循環



		軸トルク					
駆動	従動	固定	入力軸	$M_{AA'}$	$M_{CC'}$	固定軸	出力軸
$z_A z_{C'} > z_{A'} z_C$	A	S' 逆方向減速	M_A	$\frac{\eta_0^2 z_A z_C}{z_A z_{C'} - \eta_0^2 z_{A'} z_C} M_A$	$\frac{\eta_0 z_C z_{C'}}{z_A z_{C'} - \eta_0^2 z_{A'} z_C} M_A$	$M_S = \frac{z_C (z_A + \eta_0 z_C)}{z_A z_{C'} - \eta_0^2 z_{A'} z_C} M_A$	$M_{S'} = \frac{\eta_0^2 z_C (\eta_0 z_{A'} + z_{C'})}{z_A z_{C'} - \eta_0^2 z_{A'} z_C} M_A$
	S	A' 同方向減速	M_S	$\frac{\eta_0 z_A}{\eta_0 z_A + z_C} M_S$	$\frac{\eta_0 z_A}{\eta_0 z_A + z_C} M_S$	$M_{A'} = \frac{\eta_0^2 z_A z_{C'} - z_{A'} z_C}{\eta_0 z_{C'} (\eta_0 z_A - z_C)} M_S$	$M_{S'} = \frac{\eta_0^2 z_A z_{C'} - z_{A'} z_C}{\eta_0 z_{C'} (\eta_0 z_A - z_C)} M_S$
	A	S 同方向減速	M_A	$\frac{z_{A'} z_C}{z_{A'} z_C - \eta_0^2 z_A z_{C'}} M_A$	$\frac{\eta_0 z_C z_{C'}}{z_{A'} z_C - \eta_0^2 z_A z_{C'}} M_A$	$M_S = \frac{\eta_0 z_{C'} (z_A + \eta_0 z_C)}{z_{A'} z_C - \eta_0^2 z_A z_{C'}} M_A$	$M_{S'} = \frac{z_C (z_{A'} + \eta_0 z_{C'})}{z_{A'} z_C - \eta_0^2 z_A z_{C'}} M_A$
S	A' 逆方向減速	M_S	$\frac{z_A}{z_A + \eta_0 z_C} M_S$	$\frac{\eta_0 z_C}{z_A + \eta_0 z_C} M_S$	$M_{A'} = \frac{z_A z_{C'} - \eta_0^2 z_A z_C}{\eta_0 z_{C'} (z_A + \eta_0 z_C)} M_S$	$M_{S'} = \frac{z_A z_{C'} - \eta_0^2 z_A z_C}{\eta_0 z_{C'} (z_A + \eta_0 z_C)} M_S$	
							S
$z_A z_{C'} < z_{A'} z_C$	A	S 同方向減速	M_A	$\frac{\eta_0^2 z_A z_C}{z_{A'} z_C - \eta_0^2 z_A z_{C'}} M_A$	$\frac{\eta_0 z_C z_{C'}}{z_{A'} z_C - \eta_0^2 z_A z_{C'}} M_A$	$M_S = \frac{\eta_0 z_{C'} (z_A + \eta_0 z_C)}{z_{A'} z_C - \eta_0^2 z_A z_{C'}} M_A$	
							C
	S	A' 逆方向減速	M_S	$\frac{z_A}{z_A + \eta_0 z_C} M_S$	$\frac{\eta_0 z_C}{z_A + \eta_0 z_C} M_S$	$M_{A'} = \frac{z_A z_{C'} - \eta_0^2 z_A z_C}{\eta_0 z_{C'} (z_A + \eta_0 z_C)} M_S$	
							S

表4 複合遊星齒車機構の速比と理論効率の計算式



		駆動	従動	固定	速比 u	理論効率 η
	A	S'	S	S	$\frac{\omega_{S'}}{\omega_A} = -\frac{z_A z_C' - z_A' z_C}{z_C (z_A' + z_C')}$	$\frac{\eta_0 (\eta_0 z_A' + z_C') (z_A' z_C' - z_A' z_C)}{(z_A' + z_C') (z_A z_C' - \eta_0^2 z_A' z_C)}$
		逆方向減速				
	C	S'	S	S	$\frac{\omega_{S'}}{\omega_C} = \frac{z_A z_C' - z_A' z_C}{z_A (z_A' + z_C')}$	$\frac{(\eta_0 z_A' + z_C') (z_A z_C' - z_A' z_C)}{(z_A' + z_C') (z_A z_C' - \eta_0^2 z_A' z_C)}$
		同方向減速				
	S	A'	S'	S'	$\frac{\omega_{A'}}{\omega_S} = \frac{z_C' (z_A + z_C)}{z_A z_C' - z_A' z_C}$	$\frac{(z_A + z_C) (\eta_0^2 z_A z_C' - z_A' z_C)}{\eta_0 (z_A \eta_0 + z_C) (z_A z_C' - z_A' z_C)}$
		同方向減速				
S	C'	S'	S'	$\frac{\omega_{C'}}{\omega_S} = -\frac{z_A' (z_A + z_C)}{z_A z_C' - z_A' z_C}$	$\frac{(z_A + z_C) (\eta_0^2 z_A z_C' - z_A' z_C)}{(z_A \eta_0 + z_C) (z_A z_C' - z_A' z_C)}$	
	逆方向減速					
	A	S'	S	S	$\frac{\omega_{S'}}{\omega_A} = \frac{z_A' z_C' - z_A z_C'}{z_C (z_A' + z_C')}$	$\frac{(z_A' + \eta_0 z_C') (z_A' z_C' - z_A z_C')}{(z_A' + z_C') (z_A' z_C' - \eta_0^2 z_A z_C')}$
		同方向減速				
	C	S'	S	S	$\frac{\omega_{S'}}{\omega_C} = -\frac{z_A' z_C' - z_A z_C'}{z_A (z_A' + z_C')}$	$\frac{\eta_0 (z_A' + \eta_0 z_C') (z_A' z_C' - z_A z_C')}{(z_A' + z_C') (z_A' z_C' - \eta_0^2 z_A z_C')}$
		逆方向減速				
	S	A'	S'	S'	$\frac{\omega_{A'}}{\omega_S} = -\frac{z_C' (z_A + z_C)}{z_A' z_C' - z_A z_C'}$	$\frac{(z_A + z_C) (z_A z_C' - \eta_0^2 z_A z_C')}{\eta_0 (z_A + \eta_0 z_C) (z_A z_C' - z_A' z_C)}$
		逆方向減速				
S	C'	S'	S'	$\frac{\omega_{C'}}{\omega_S} = \frac{z_A' (z_A + z_C)}{z_A' z_C' - z_A z_C'}$	$\frac{(z_A + z_C) (z_A z_C' - \eta_0^2 z_A z_C')}{\eta_0 (z_A + \eta_0 z_C) (z_A z_C' - z_A' z_C)}$	
	同方向減速					

効率

$$\begin{aligned}\eta &= \frac{\eta_0 (\eta_0 z_A + z_C) (z_A' z_C - z_A z_C')}{(z_A + z_C) (z_A' z_C - \eta_0 \eta_0' z_A z_C')} \\ &= \frac{\eta_0 (\eta_0 + i_0) (i_0 - i_A)}{(1 + i_0) (i_0 - \eta_0 \eta_0' i_A)}\end{aligned}\quad (11)$$

入力軸トルク

$$\begin{aligned}M_A' &= \frac{z_A' z_C - \eta_0^2 z_A z_C'}{\eta_0' z_C (\eta_0 z_A + z_C)} \cdot M_S \\ &= \frac{i_0 - \eta_0' i_A}{\eta_0 i_A (\eta_0 + i_0)} \cdot M_S\end{aligned}\quad (12)$$

軸トルク

$$\begin{aligned}M_{AA}' &= \frac{\eta_0 \eta_0' z_A z_C'}{z_A' z_C - \eta_0 \eta_0' z_A z_C'} \cdot M_A' \\ &= \frac{\eta_0'}{\eta_0 + i_0} \cdot M_S\end{aligned}\quad (13)$$

$$\begin{aligned}M_{CC}' &= \frac{\eta_0 z_C z_C'}{z_A' z_C - \eta_0 \eta_0' z_A z_C'} \cdot M_A' \\ &= \frac{i_0}{\eta_0 + i_0} \cdot M_S\end{aligned}\quad (14)$$

$$\begin{aligned}M_S' &= \frac{z_C (z_A' + \eta_0 z_C')}{z_A' z_C - \eta_0 \eta_0' z_A z_C'} \cdot M_A' \\ &= \frac{i_0 (1 + \eta_0 i_A)}{\eta_0 i_A (\eta_0 + i_0)} \cdot M_S\end{aligned}\quad (15)$$

また、出力軸 S のトルク M_S の出動力を $N_0 = (2\pi/60) M_S n_S$ とすれば、連結軸 AA' および CC' に流れる動力 N_{AA} および N_{CC} は次のようになる。式(2)、式(3)、式(6)、式(13)より

$$\begin{aligned}N_{AA} &= \frac{\pi}{30} M_{AA}' n_A \\ &= \frac{\eta_0' i_A (1 + i_0)}{(\eta_0 + i_0) (i_A - i_0)} \cdot N_0\end{aligned}\quad (16)$$

式(1)、式(3)、式(6)、式(14)より

$$\begin{aligned}N_{CC} &= \frac{\pi}{30} M_{CC}' n_C \\ &= -\frac{i_0 (1 + i_0)}{(\eta_0 + i_0) (i_A - i_0)} \cdot N_0\end{aligned}\quad (17)$$

ここで、式(16)、式(17)より $N_{AA} < 0$ 、 $N_{CC} > 0$ であることがわかる。

このことから、図1において動力は $a \rightarrow b \rightarrow C \rightarrow B \rightarrow A \rightarrow D_2 \rightarrow D_1 \rightarrow a$ の順に動力循環をする。

これを図1の場合に当てはめて考えると、入力軸の軸トルク M_i は $N_i \eta = N_0$ の関係および式(9)、式(11)より

$$M_i = -\frac{z_a}{z_b} \cdot \frac{i_0 - \eta_0 \eta_0' i_A}{\eta_0 (\eta_0 + i_0)} \cdot M_S \quad (18)$$

となる。但し、 $i_A < i_0$ において入力回転方向に対し出力回転方向は逆であるから、 M_S を $-M_S$ に書き直して、

$$M_i = -\frac{z_a}{z_b} \cdot \frac{i_0 - \eta_0 \eta_0' i_A}{\eta_0 (\eta_0 + i_0)} \cdot (-M_S) \quad (19)$$

となる。以下同様な考慮をし式を表した。そして、 N_{AA} に相当する動力がベルト変速機構部を流れ、また N_{CC} に相当する動力が歯車 a, b, C 間を流れる。

つぎに図1における、歯車 a と D_1 プーリの間に作用するトルク M_1 と歯車 A と D_2 プーリの間に作用するトルク M_2 を求める。ベルト変速機部に流れる動力は N_{AA} であるから、歯車 a と D_1 プーリの間では、

$$N_{AA} = \frac{\pi}{30} M_1 n_i$$

なる関係がある。よって、上式を書き直して M_1 は、

$$M_1 = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{N_{AA}}{n_i} \quad (20)$$

となり、式(20)と式(16)および式(9)から

$$M_1 = \frac{z_a}{z_b} \cdot \frac{\eta_0' i_A}{\eta_0 + i_0} \cdot (-M_S) \quad (21)$$

となる。

次に、歯車 A と D_2 プーリの間に作用するトルク M_2 については、

$$M_2 = M_{AA} = \frac{\eta_0'}{\eta_0 + i_0} \cdot (-M_S) \quad (22)$$

となる。

太陽内歯車 (リングギヤ) に作用するトルク M_C は、図1と図2を比べて、 M_{CC} に対応することがわかる。動力循環の方向を考慮して、

$$M_C = -\frac{i_0}{\eta_0 + i_0} \cdot (-M_S) \quad (23)$$

となる。

入力ギヤに作用するトルクは動力循環の方向を考慮し次式で示される。

$$M_a = |M_i| + |M_1| \quad (24)$$

(2) $i_A > i_0$ ($z_A z_C' > z_A' z_C$) の場合

$$\frac{n_S}{n_A} = \frac{\omega_S}{\omega_A'} = \frac{z_A z_C' - z_A' z_C}{z_C' (z_A + z_C)} = \frac{i_A - i_0}{i_A (1 + i_0)} \quad (25)$$

効率

$$\begin{aligned}\eta &= \frac{(z_A + \eta_0 z_C)(z_A z_C' - z_A' z_C)}{(z_A + z_C)(z_A z_C' - \eta_0 \eta_0' z_A' z_C)} \\ &= \frac{(1 + \eta_0 i_0)(i_A - i_0)}{(1 + i_0)(i_A - \eta_0 \eta_0' i_0)}\end{aligned}\quad (26)$$

入力軸トルク

$$\begin{aligned}M_A' &= \frac{z_A z_C' - \eta_0 \eta_0' z_A' z_C}{z_C'(z_A + \eta_0 z_C)} \cdot M_S \\ &= \frac{i_A - \eta_0 \eta_0' i_0}{i_A(1 + \eta_0 i_0)} \cdot M_S\end{aligned}\quad (27)$$

軸トルク

$$\begin{aligned}M_{AA}' &= \frac{z_A z_C'}{z_A z_C' - \eta_0 \eta_0' z_A' z_C} \cdot M_A' \\ &= \frac{1}{1 + \eta_0 i_0} \cdot M_S\end{aligned}\quad (28)$$

$$\begin{aligned}M_{CC}' &= \frac{\eta_0 z_C z_C'}{z_A z_C' - \eta_0 \eta_0' z_A' z_C} \cdot M_A' \\ &= \frac{\eta_0 i_0}{1 + \eta_0 i_0} \cdot M_S\end{aligned}\quad (29)$$

$$\begin{aligned}M_S' &= \frac{\eta_0 z_C(z_C' + \eta_0 z_A')}{z_A z_C' - \eta_0 \eta_0' z_A' z_C} \cdot M_A' \\ &= \frac{\eta_0 i_0(i_A + \eta_0)}{i_A(1 + \eta_0 i_0)} \cdot M_S\end{aligned}\quad (30)$$

また前述同様に、出力軸Sのトルク M_S の出動力を $N_0 = (\pi/30)M_S n_S$ とすれば、連結軸AA'およびCC'に流れる動力 N_{AA} および N_{CC} は次のようになる。式(2)、式(3)、式(6)、式(28)より

$$\begin{aligned}N_{AA} &= \frac{\pi}{30} M_{AA}' n_A \\ &= \frac{i_A(1 + i_0)}{(1 + \eta_0 i_0)(i_A - i_0)} \cdot N_0\end{aligned}\quad (31)$$

式(1)、式(3)、式(6)、式(29)より

$$\begin{aligned}N_{CC} &= \frac{\pi}{30} M_{CC}' n_C \\ &= -\frac{\eta_0 i_0(1 + i_0)}{(1 + \eta_0 i_0)(i_A - i_0)} \cdot N_0\end{aligned}\quad (32)$$

ここで、式(31)、式(32)より $N_{AA} > 0$ 、 $N_{CC} < 0$ であることがわかる。このことから、図1において動力は $a \rightarrow D_2 \rightarrow D_1 \rightarrow A \rightarrow B \rightarrow C \rightarrow b \rightarrow a$ の順に動力循環をする。これを図1の場合に当てはめて考えると、入力軸の軸トルク M_i は $N_i \eta = N_0$ の関係および式(9)、式(26)より

$$M_i = \frac{z_a}{z_b} \cdot \frac{i_A - \eta_0 \eta_0' i_0}{(1 + \eta_0 i_0)} \cdot M_S\quad (33)$$

となる。そして、 N_{AA} に相当する動力がベルト変速機構部を流れ、また N_{CC} に相当する動力が歯車a, b, C間を流れる。

つぎに図1における、歯車aと D_1 プーリの間に作用するトルク M_1 と歯車Aと D_2 プーリの間に作用するトルク M_2 を求める。

ベルト変速機部に流れる動力は N_{AA} であるから、歯車aと D_1 プーリのトルクは式(20)で示され、式(31)を代入することにより、

$$M_1 = \frac{z_a}{z_b} \cdot \frac{i_A}{1 + \eta_0 i_0} \cdot M_S\quad (34)$$

となる。また、歯車Aと D_2 プーリの間に作用するトルク M_2 については、

$$M_2 = M_{AA} = \frac{1}{1 + \eta_0 i_0} \cdot M_S\quad (35)$$

となる。

太陽内歯車(リングギヤ)に作用するトルク M_C は、図1と図2を比べて、 M_{CC} に対応することがわかる。動力循環の方向を考慮して、

$$M_C = -\frac{\eta_0 i_0}{1 + \eta_0 i_0} \cdot M_S\quad (36)$$

となる。

入力ギヤに作用するトルクは動力循環の方向を考慮し次式で示される。

$$M_a = -(|M_1| + |M_i|)\quad (37)$$

3. 理論式の実験検証方法について

無段変速機を2つの遊星歯車に置き換え理論展開を行ったため、理論式が正しいかを検証するために検証実験を行った。

3.1 実験装置の説明

理論式の検証実験装置を図3に示す。実験装置は実際に理論式をもとにコンバイン用に設計されたベルト式変速機と差動歯車を台上試験機に取り付け、各部にトルク検出器と回転計を装着した。

駆動動力は15kWのモータで駆動し、負荷機は11kW電磁ブレーキにより負荷トルクを与えた。

差動歯車のギヤボックスには潤滑油(ギヤオイル90#800cc)を投入している。

3.2 実験方法

実験方法については効率測定の場合は、実際に変速機の使われ方に近い状況を試験機にて再現するために、試験機の負荷機に予め負荷トルクを発生させて、ベル

ト変速装置の変速比を変化させ、出力回転数を0回転から前後進を繰り返し、効率データを計測している。

トルク分担率の計測は予め出力軸回転数を設定し、負荷機の負荷トルクを変量させ、ベルトに加わるトルク値の変化を計測した。

4. 実験結果について

4.1 トルク分担率

トルク分担率は実験装置ブロック図（図3）のトルク検出器Aのトルクを実測している。この部分に表示されるトルクは実際に変速ベルトに加わるトルク値であり、設計に重要なトルク値である。

トルク分担計測データは図4に示す。グラフの横軸は差動歯車の出力トルク数値（図3のトルク検出器B）、変速機に置き換えると出力軸に相当する部分のトルクである。

グラフ縦軸は（太陽軸）変速ベルトに加わるトルクの値であり、理論値と計測値が一致している事が証明されている。よって、今回の理論値の計算結果は正しいことが証明されたことになる。

4.2 伝動効率測定

伝動効率測定は変速機構の入力軸に相当する部分のトルク検出器C（図3）の入力される動力と出力に相当するトルク検出器Bの数値を計測し、動力損失を計算

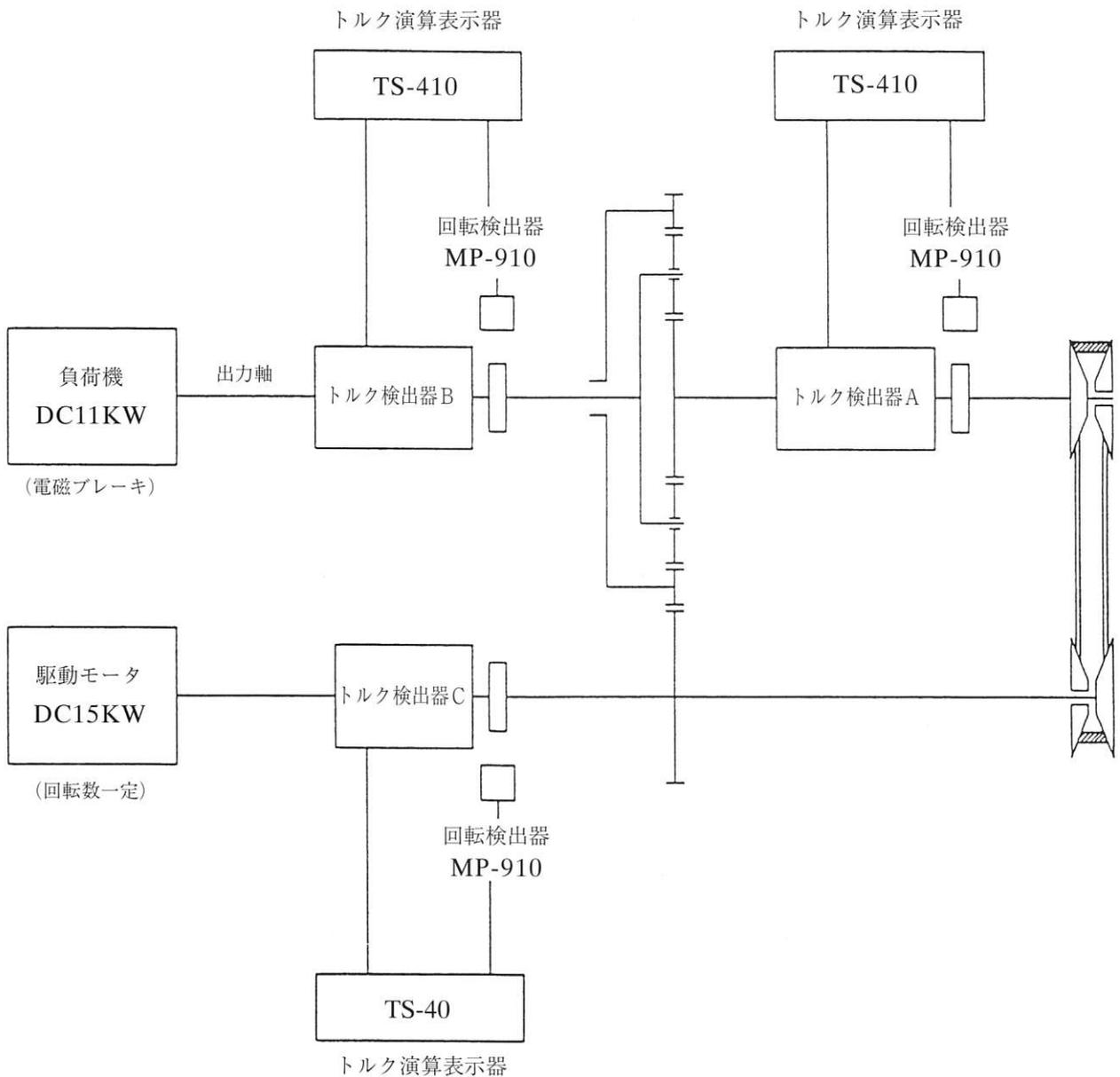


図3 実験装置計測ブロック図

して伝動効率を算出した。

伝動効率計測結果は図5に示す。グラフの縦軸は伝動効率を示し、横軸は変速機の出力回転数（ベルト変速比）を示す。又、グラフの効率が0を示す部分が出力0回転状態を示す。

実験値と理論値とを比較すると、約2～3%の誤差があるが線図の形状は非常に類似していることから、

この誤差は理論式には考慮されていない潤滑用オイル粘性抵抗とベアリングなどの回転抵抗から起因する効率低下が発生したものと考えられる。

以上の結果より理論値から約3%低下させた効率を実際的设计計算には実力値として考慮するように決め、運用している。

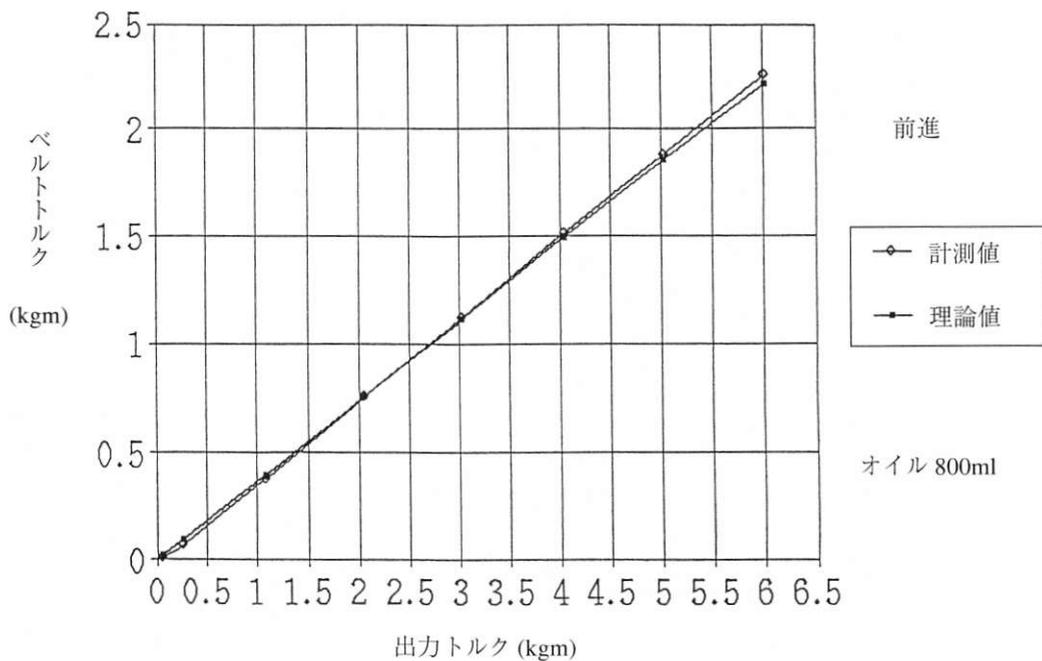


図4 トルク分担比較

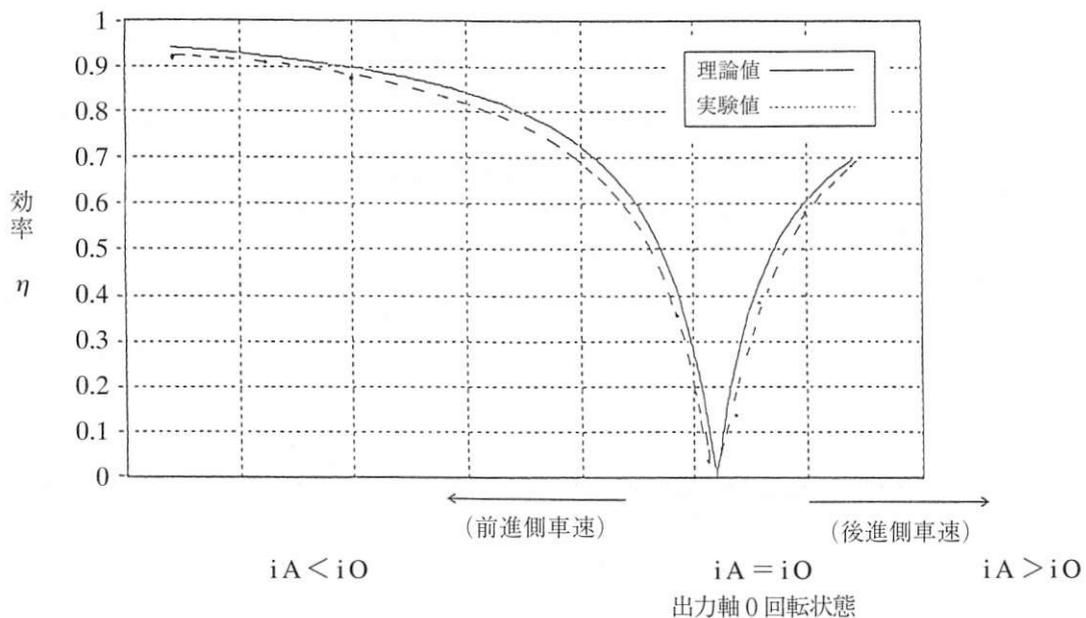


図5 VSDD型伝動効率線図
(理論値と実験値の比較)

5. 結 言

差動歯車機構とベルト変速機構を結合した機械式無段変速機（V S D D型）を考案し、複合遊星歯車装置の解析手法を用いてその伝動理論解析を実施した。解析結果と実機の性能テスト結果が一致することから理論解析が正しいことが検証された。以上より差動歯車の理論解析が可能になり、V S D D型の製品開発につなげることができた。

[引用文献]

- 1) 両角宗晴：遊星歯車と差動歯車の理論と設計、日刊工業新聞社、p.33 (1989).
- 2) 両角宗晴：差動歯車式無断変速機の力学的考察と試作、日本機械学会学術講演会前刷集No.892 (1989).



宮田 博文

Hirofumi MIYATA

1985年 入社

伝動事業部

クロロプレングムの粘着摩耗の評価と粘弾性的考察

Viscoelastic Parameter to Explain Adhesive Abrasion of Chloroprene Rubber

奥野 茂樹*

Shigeki OKUNO

This paper concerns adhesive (sticky) abrasion of chloroprene rubber vulcanizates.

One application of chloroprene rubber is the automotive power transmission belts. In this application, adhesive abrasion sometimes causes uncomfortable noise. In order to solve this problem, adhesive abrasion was related with polymer structure through molecular weight distribution and viscoelastic properties.

Adhesive abrasion was evaluated in Taber abrasion tests, in which the rubber specimen was abraded with sandpaper having different surface roughness. The maximum surface roughness for the onset of adhesive abrasion was chosen as the sticky index of the vulcanizate. Adhesive abrasion was observed with sandpaper with rougher surface for the specimen with more sticky abrasives.

Chloroprene rubber with higher low-molecular-weight content had higher sticky index. The product of number averaged molecular weight, M_n and 3rd power of tangent delta at 120°C, 0.1rad/s of the gum rubber correlated with the sticky index of the vulcanizate very well. The rubber with the higher value of $M_n \times (\tan \delta)^3$ had higher sticky index. Both low-molecular weight content and $M_n \times (\tan \delta)^3$ represent viscous nature of the gum rubber. Therefore, more viscous gum chloroprene rubber causes more sticky adhesives even after the compound was vulcanized. Long-chain branching of the gum rubber was considered as the most effective polymer structure to attain more elastic nature (lower value of $M_n \times (\tan \delta)^3$), resulting in higher resistance for the onset of adhesive abrasion of the chloroprene vulcanizates.

1. 緒言

タイヤ、ベルト、ゴムロール、ブレード、靴底等のゴム製品は使用中に何らかの相手材と摩擦を繰り返して摩耗していく。エラストマーの摩耗は破壊、疲労、劣化等の複合した現象であるのに加えて、摩耗時の相手材の状態や摩耗条件等たくさんの因子に依存するため、大変複雑な現象である。エラストマーの摩耗現象はその粘弾性的特性と密接な関係があることが報告されている¹⁾²⁾。GroschとSchallamach¹⁾はゴムのAbradability(単位荷重、単位滑り距離あたりの摩耗量を摩擦係数で割った値)に対して、滑り速度と雰囲気温度が等価であることを時間温度換算則の適応で示し、シフトファクターは粘弾性特性と同じWLF式を満足した。彼らは更に、Abradabilityをゴムの破壊エネルギーと関連させ、摩耗速度は破壊エネルギーの逆数に比例すると提案した。その他、ゴムの摩耗量を破壊力学的な立場で数々の報告がなされている³⁾⁴⁾。

上記の様な、摩耗量、摩耗速度の理論的な取り扱い他、摩耗形態についての研究も行われ、中でもエラストマーの摩耗痕(アブレーションパターン)の発生

メカニズムについて数多く報告されている^{5)~11)}。又、GentとPulford¹²⁾¹³⁾は摩耗粉について、ドライ、ロール状、油状の3形態があることを報告しており、同一ゴムでも摩耗条件のより、これらの3つの全ての形態を取りうることを示した。つまり、摩耗速度が遅いマイルドな条件では油状になり、摩耗速度が速い過酷な条件ではドライになり、それらの中間的な条件でロール状に形態をとると報告している。

本報では上記の摩耗の3形態の中で、油状及びロール状の摩耗粉に着目し、摩耗粉がゴム表面に付着する現象(粘着摩耗)を取り上げる。粘着摩耗はゴムロールやベルトといった用途では好ましくない現象であり、塩素や紫外線等によりゴム表面層を硬化させると粘着摩耗しにくくなることが報告されている¹⁴⁾。本報では、ポリマーグレード間の分子構造の変化が粘着摩耗にどのように影響するか粘弾性的な考察により検討する。

2. 実験方法

2.1 原料ゴムの評価

2.1.1 サンプル

Du Pont Dow Elastomers Japanより入手した重合条件を変化させた13種の硫黄変性クロロプレングム(試

* 中央研究所

料番号A)~M)をサンプルとして用いた。

2.1.2 分子量分布測定

サンプルをTHFに溶解させ、約3mg/ml濃度の溶液を作製し、0.5μmのフィルターで濾過した。上記試料を用いて下記の測定条件で分子量分布を測定した。

装置：GPC（東ソー製HLC-8020）
 カラム：東ソー製GMXHR(7.8mm * ID300mm)
 2本、40℃
 移動相：THF（流速1ml/min）
 検出器：屈折率測定
 標準サンプル：ポリスチレン
 注入量：100μl

2.1.3 動的粘弾性の測定

Rheometrics製Dynamic Analyzer RDA-700を用いて剪断モードでの周波数分散(0.1~100rad/s)による測定を30、60、90、120℃の各温度で行った。測定は全て歪振幅1.7~4.0%の線形領域で行った。各温度での周波数分散カーブより貯蔵弾性率(G')、損失弾性率(G'')、及び損失正接(tanδ)のマスターカーブを120℃を基準温度として作成した。

2.2 粘着摩耗の評価

2.2.1 サンプルの作製

ポリマー100重量部に対して、カーボンブラック40重量部、可塑剤8重量部、加硫剤（酸化亜鉛5重量部、酸化マグネシウム4重量部）をバンバリーミキサーで混練し160℃で20分間プレス加硫し2mm厚のシートを作製した。

2.2.1 粘着摩耗試験

上記で作製した2mm厚ゴムシートをJIS K 6264に規定するテーバー摩耗試験機を用いて粘着摩耗の評価を行った。測定条件としては表1に示す様々な粒度をもつ研磨紙をゴム輪の表面に両面テープで貼りつけたものを用い、荷重500g、ざり回数500回で重量変化及び粘着摩耗の有無を評価した。その際、各々のサンプルに対して、まず、粒度の一番大きなCC280を相手材として評価し、順次、粒度の小さい研磨紙で

表1 テーバー摩耗試験の測定条件

研磨紙	研磨紙粒度(μm)	荷重(g)	ざり回数(回)	温度(℃)
CC280	67	500	500	22~23
CC400	40	500	500	22~23
CC600	28	500	500	22~23
CC800	20	500	500	22~23
CC1000	16	500	500	22~23
CC1200	13	500	500	22~23
CC1500	10	500	500	22~23
CC2000	8	500	500	22~23

粘着摩耗が発生するまで評価を繰り返した。なお、摩耗粉の吸引装置は使用しなかった。

3. 実験結果

3.1 原料ゴムの分子量分布

図1に例としてポリマーAのGPCチャートを示す。全てのサンプルに対して図1の様な2山型の分布が観測された。高分子量側のピークに対して求めた数平均分子量(Mn)、重量平均分子量(Mw)及び分子量分布(Mw/Mn)の結果を表2に示す。

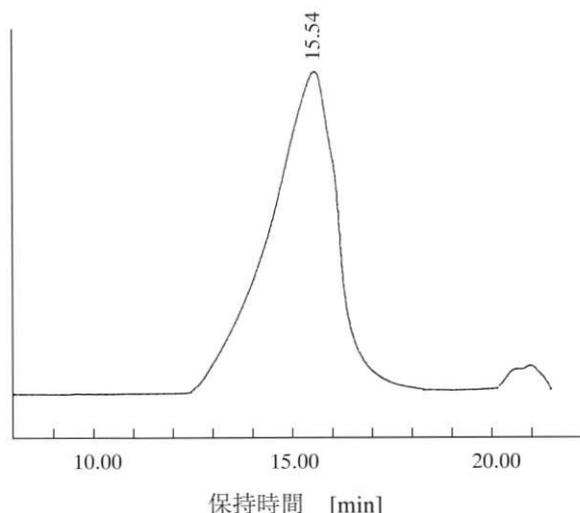


図1 ポリマーAのGPCチャート

表2 使用した硫黄変性クロロプレンゴムの特性

Polymer	Mn (10 ⁴)	Mw (10 ⁴)	Mw/Mn	Low MW content (%)	G' (10 ² Pa)	G'' (10 ² Pa)	tan δ	tan δ × Mn ^{1/2}	Sticky Index
A	7.95	28.10	3.54	6.6	7.37	6.99	0.948	4.77	26.6
B	8.19	27.50	3.36	7.0	6.18	6.50	1.052	5.78	30.5
C	5.99	22.80	3.81	7.0	7.21	9.03	1.253	2.69	15.1
D	6.30	29.60	4.71	7.0	8.83	9.03	1.022	2.56	14.7
E	6.24	25.30	4.05	3.2	7.65	9.48	1.239	3.01	14.3
F	4.48	15.10	3.37	2.4	11.20	11.41	1.019	0.92	9.0
G	4.75	16.00	3.36	3.0	7.24	7.06	0.975	1.04	11.6
H	4.87	15.50	3.19	4.0	0.97	2.33	2.403	2.78	16.8
I	7.17	28.90	4.03	6.8	6.45	7.86	1.218	4.49	17.4
J	7.53	39.80	5.29	3.3	21.27	15.63	0.735	3.14	16.1
K	7.40	38.90	5.26	3.3	15.73	11.98	0.761	3.09	19.6
L	6.56	26.50	4.04	4.0	6.97	9.45	1.356	3.83	18.8
M	6.51	25.30	3.89	4.9	6.49	8.85	1.365	3.76	29.4

3.2. 原料ゴムの動的粘弾性

図2に例としてポリマーF、G、HのG'のマスターカーブを示す。ポリマーの分子構造の違いは低周波数領域での粘弾性特性に敏感に現れることがわかる。表2にはマスターカーブ上で温度120℃、周波数0.1rad/sでの原料ポリマーのG'、G''及びtanδもあわせて示した。

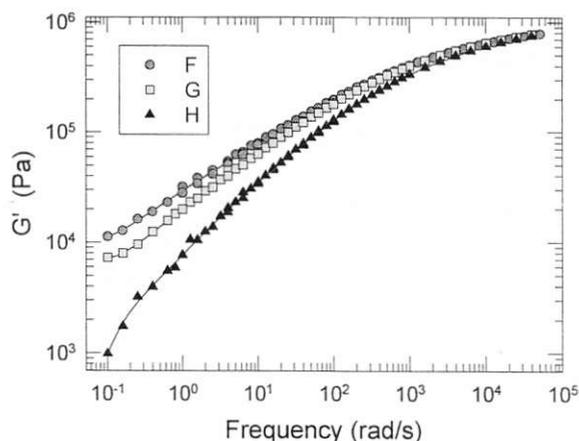


図2 ポリマーF、G、Hの貯蔵弾性率のマスターカーブ（基準温度120℃）

3.3 粘着摩耗

図3に代表的なクロロプレンゴム（A～H）につき相手材の研磨紙の粒度と摩耗試験前後の重量変化の関係を示す。相手材粗さ（粒度）を小さくしていくと明らかに重量変化は小さくなる。図中、各サンプルにおいて、相手材粒度を細かくしていくと、ある粒度で急激に重量変化が小さくなっている。これは粘着摩耗の発生によるもので、摩耗粉がゴムシート上に付着して残るため、見かけ上、重量変化が小さくなったものである。図3より重量変化が0.040gに対応する相手材粒度を粘着摩耗が起こる最大相手材粒度とみなし、粘着摩耗性指標とした。表2には各サンプルの粘着摩耗性指標（Sticky Index）をあわせて示した。粘着摩耗しにくいサンプル程、粘着摩耗性指標の値が小さくなっていることがわかる。

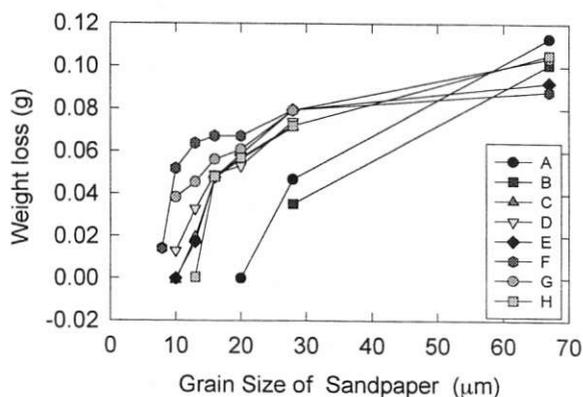


図3 テーパー摩耗試験機による相手材研磨紙の粒度と重量変化の関係

4. 考察

4.1 粘着摩耗性と相関するパラメータの探索

4.1.1 原料ゴムの分子量分布と粘着摩耗の関係

まず、表2に示した数平均分子量（ M_n ）、重量平均分子量（ M_w ）及び分子量分布（ M_w/M_n ）と粘着摩耗性指標との関係を確認したが、明確な相関性は得られなかった。

次に図1に示したGPCチャートの低分子量側のピークに着目した。この低分子量側の分布は標準ポリスチレン換算で分子量2500以下に相当するものであり、全ピーク面積に対する、低分子量成分のピーク面積の割合をもって分子量2500以下の低分子量成分量と定義した。表2にその値を示した。図4にこの低分子量成分量と粘着摩耗性指標の関係を示す。明らかに粘着摩耗性指標が15以下のサンプルはいずれも低分子量成分量が4%以下と少ないことがわかる。図中、ポリマーC、D、Iは低分子量成分量は約7%と大きいにもかかわらず比較的粘着摩耗性指標が小さいことから、低分子量成分以外にも粘着摩耗性に影響する因子があることは考えられるが、原料ポリマーの低分子量成分が少ない方が粘着摩耗を起こしにくいことは十分認められる。

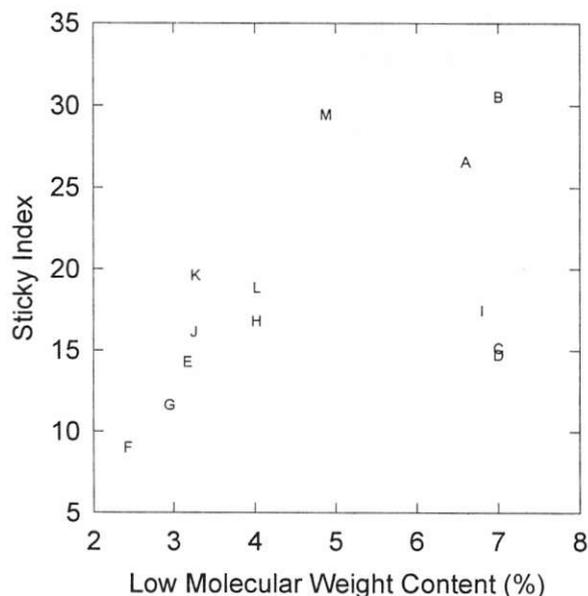


図4 分子量2500以下の低分子量成分量と粘着摩耗性指標の関係

4.1.2 原料ゴムの動的粘弾性と粘着摩耗の関係

各ポリマーの分子構造の違いは低周波数領域での粘弾性特性に敏感に現れることから、表2に示した温度120℃、周波数0.1rad/sでの G' 、 G'' 、及び $\tan \delta$ と粘着摩耗性指標の関係を調べた。一例として図5に G' と粘着摩耗性指標の関係を示す。図5より低周

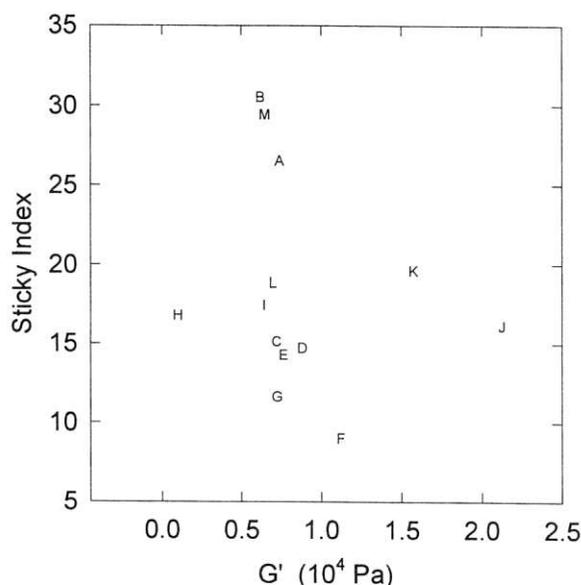


図5 120℃、0.1rad/sでのG'と粘着摩耗性指標の関係

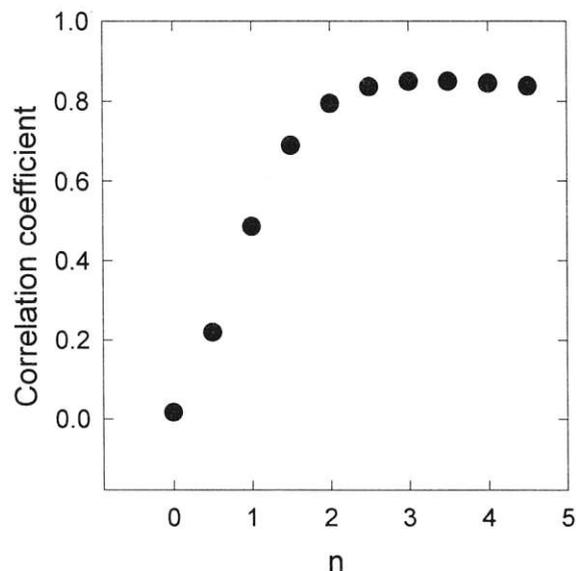


図6 $\tan \delta \times M n^n$ の指数nを変化させた時の $\tan \delta \times M n^n$ と粘着摩耗性指標の相関係数の変化

波数領域でのG'単独では粘着摩耗性を説明できないことがわかる。同様にG'', $\tan \delta$ についても粘着摩耗性とよい相関が得られなかった。これらの粘弾性特性はポリマーの分岐度に依存するばかりでなく、ポリマーの分子量にも大きく依存する。分子量は重合後の低分子化反応を止めるタイミングや加工時の剪断力や熱により大きく変動する。そこで、どのような係数をかければ粘着摩耗と相関のあるパラメータとなりうるかを検討することにした。まず、特定の周波数でのG', G''及び $\tan \delta$ の分子量依存性を以下のような指数関数で仮定する。

$$G' \propto M^p \quad (1)$$

$$G'' \propto M^q \quad (2)$$

$$\tan \delta \propto M^{-n} \quad (3)$$

上式において単分散の線形高分子の流動領域では、 $p = 6.4$ 、 $q = 3.4$ 、 $n = p - q = 3.4$ となることが期待できるが、今回検討のクロロプレングムは広い分子量分布を持ち、主鎖に分岐を含むポリマーであるため、必ずしも上記の関係を満たすとは限らない。しかし、指数関数的な分子量依存性を仮定した上で以下の議論を進める。G', G'', $\tan \delta$ のうち比較的絶対値の実験誤差が小さい $\tan \delta$ について検討する。(3)式の両片に M^n を掛けることにより、 $\tan \delta$ と M^n の積は定数項になる。そこで、分子量Mに表2の各サンプルの数平均分子量 $M n$ 、 $\tan \delta$ に120℃、0.1rad/sでの値を用い、 $\tan \delta \times M n^n$ の指数nを変量し、粘着摩耗指標との相関係数が最大になるn値を決定することにした。図6にnと相関係数の関係を示す。図よりn=3付近で相関係数が最大となり、この値は単分散線形高分子に対する指数n=3.4に非常に近い値であり、 $\tan \delta \times M n^3$ は粘着指標と相関の高い粘弾性パラメータであると考え

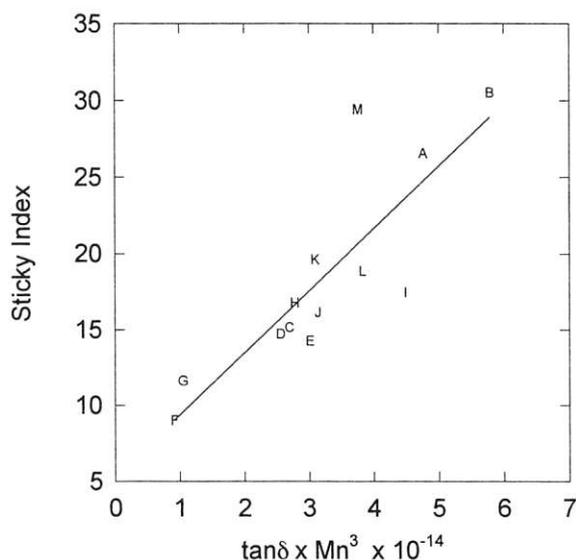


図7 $\tan \delta \times M n^3$ と粘着摩耗性指標の関係

られる。図7に13種のポリマーに対して $\tan \delta \times M n^3$ と粘着摩耗性指標の関係を示す。粘弾性パラメータが小さい程、粘着摩耗しにくいことがわかる。

4.2 原料ゴムの分子構造と粘着摩耗の関係

粘着摩耗は摩耗粉が本来架橋エラストマーが持つゴム弾性を失い、粘性が増大する現象であると理解できる。従って、原料ゴムにもとから存在する低分子量成分はエンタングルメントができず、架橋ポリマーの粘性を増大させる原因となり、粘着摩耗の発生を促進させると考えられる。

次に、今回、粘着摩耗性と相関を示した粘弾性パラ

メータを分子構造を介して以下に考察する。分子量が同一のポリマーの流動域での粘性を左右する分子構造はポリマーの分岐構造である。 $\tan \delta \times M_n^3$ の値が小さい程、ポリマーの分岐度が高く、ポリマーはより弾性体として振る舞い、その弾性が架橋により分子量が同一（無限大）になった状態でも受け継がれ、粘着摩擦を起こしにくくするものと考え。このポリマーの弾性を高める分岐構造はくし状の短い分岐でもなく、又、タイトに架橋されたハードゲルの状態でもない。すなわち最も弾性に寄与する分岐構造は長鎖分岐構造である。

上記の考えが正しければ、クロロプレングムの様なエマルジョン重合ゴムでは重合温度を上げ、重合転化率をあげることによる連鎖移動反応から生じる長鎖分岐構造が、ポリマーの弾性を高めて粘着摩擦を起こしにくくする可能性がある。

5. ま と め

硫黄変性クロロプレングムの粘着摩耗性をテーパー摩耗試験機で評価し、粘着摩耗性指標という形で数値化することができた。又、粘着摩耗性を説明できる粘弾性パラメータとして原料ゴムの120℃、0.1rad/sでの $\tan \delta$ と数平均分子量の3乗の積が有用であることがわかった。更に、GPCにより測定した原料ゴムの分子量分布より求めた、分子量2500以下の低分子量成分量が少ない程、粘着摩擦を起こしにくいことがわかった。いずれのパラメータもエラストマーの粘性の大きさに関係しており、未加硫状態での原料ポリマーの粘性が大きい程、架橋後の粘着摩擦を促進させると考えられる。

6. 謝 辞

ポリマーを提供していただいた Du Pont Dow Elastomers Japan に感謝の意を表します。

[引用文献]

- 1) Grosch, K. A. and Schallamach, A.: Trans. IRI, **41**, T80 (1965).
- 2) Kienle, R. N., et. al.: Rubber Chem. Tech., **44**, 996 (1971).
- 3) Muhr, A. H. and Roberts, A. D.: "Friction and Wear" in "Natural Rubber Science and Technology," Roberts, A. D. Ed., Oxford University Press, Oxford (1988).
- 4) Southern, E. and Thomal, A. G.: Plast. Rubber: Mater. Appl., **3**, 133 (1978).
- 5) Schallamach, A.: Wear, **1**, 384 (1957/58).
- 6) Reznikovskii, M. N. and Brodskii, G. I.: "Features of the Mechanism of Abrasion of Highly Elastic Materials" in "Abrasion of Rubber," James, D. I. Ed., Maclaren, London (1967).
- 7) Fukahori, Y. and Yamazaki, H.: Wear, **171**, 195 (1994).
- 8) Fukahori, Y. and Yamazaki, H.: Wear, **178**, 109 (1994).
- 9) Fukahori, Y. and Yamazaki, H.: Wear, **181**, 183 (1995).
- 10) 深堀美英: 日ゴム協誌, **68**, 156 (1995).
- 11) 深堀美英: 日ゴム協誌, **68**, 605 (1995).
- 12) Gent, A. N. and Pulford, C. T. R.: J. Appl. Polym. Sci., **28**, 943 (1983).
- 13) Pulford, C. T. R.: J. Appl. Polym. Sci., **28**, 709 (1983).
- 14) 奥津修一: 日ゴム協誌, **68**, 648 (1995).



奥野 茂樹

Shigeki OKUNO

1989年 入社

中央研究所

短繊維強化ゴムを用いた精密ベルト蛇行防止機構

Mechanism of Adjusting the Creep of Flat Belts Utilized for Short Fiber Reinforced Rubber Composites (SFRR)

村尾 雅之*

Masayuki MURAO

三橋 浩*

Hiroshi MITSUHASHI

Recently, flat belts are being widely used in the belt driving systems of electrophotographic machines such as printers and copy machines. A number of devices have been proposed to prevent lateral creep in these flat belts. Now Bando has developed its own detection-type creep adjustment device for flat belts called the TSR System.

This device has a plurality of rollers having at least one roller for adjusting the creep, a creep detection device supported by one end of the roller for adjusting the creep and rotating independently from the roller, a biasing mechanism for biasing the flat belt toward the creep detection device, and a roller-end displacing device. The roller-end displacing device is connected to the creep detection device and converts the torque of the creep detection device. The torque is received when the flat belt is in contact with the creep detection device leading to a displacement of the roller end to a predetermined direction so that the flat belt creeps back in the direction contrary to the direction of the original creep caused by the biasing device.

As a result of the above described structure the friction created between the contact surfaces of the creep detection device and the flat belt is stabilized and, therefore, the amount of creep of the flat belt is reduced. This report focused on the outer surface of the creep detection device where it comes into contact with the flat belt.

Short Fiber Reinforced Rubber Composites (SFRR) that was oriented in the normal direction was used in the outer surface of the creep detection device. The relation between the changed frictional characteristics when external stimuli (toner, ink, paper particles etc.) are added and the amount of belt creep was investigated. Experiments were conducted on the SFRR changing the amount of fiber included, the length of the fiber extruding from the surface and changes in contact pressure. The results were as follows:

Friction was stabilized and the amount of flat belt creep was reduced when the SFRR was oriented in the normal direction. It was found that the length of the extruding fiber had a greater effect in stabilizing friction than did the amount of fiber included. 140 μm or more was found to be necessary. Within these parameters the amount of change in friction produced by external stimuli was small and the amount of belt creep was well within usable limits.

1. 緒 言

近年、マルチメディア市場は「小型化、高速化、高画質化、低価格化、省資源化」をキーワードにめざましい発展を遂げている市場である。プリンター、複写機といった電子写真装置においても例外ではなく上記キーワード達成が課題である。

その達成手段のひとつとして、中間転写（静電画像上に各色のトナーを順次形成し、フルカラーのトナー像を得るプロセス）ユニットあるいは転写兼用紙搬送（トナー像を用紙に転写するとともに、転写位置まで用紙を搬送するプロセス）ユニットへの平ベルトの採用が盛んに進められている。これらに使用されるベルトは、画像を歪み無く転写させる必要があるため、弾性

率の高い、張力に対して変形の小さい材質のものが使用される。このため、ベルト自身の寸法精度やユニットのアライメント精度がほんの少し劣るだけでも、ベルトに蛇行や片寄りが発生し、画像品質に著しい悪影響を及ぼすことがある。そこで、蛇行防止対策として現在、種々の方式が提案されている。その中でも主流となるのは、ベルト基材の裏面に合成ゴム等のリブをレール状に貼り、複数のローラーに設けた溝と嵌め合わせることによって強制的にベルトの蛇行を止める規制方式である。しかし、この方式によると「ベルト基材にリブを精度よく貼り付けるためのコストが高い」、「ユニット組立時に発生したミスアライメントによって、ベルトに過大な負荷が発生し、ベルトやユニットの破損につながる場合がある」といった問題がある。

本報では弊社で独自に開発した検知式のベルト蛇行防止機構（TSRシステム）の構造・動作原理を説明

* 中央研究所

し、電子写真装置の転写兼用紙搬送ユニットへの適用例を取り上げ、検知力の指標である摩擦特性とベルト蛇行量の関係について報告する。また、添付資料として搭載レイアウト別 T S Rシステム組み込み選定表を示した。

2. T S Rシステムについて

2.1 ベルトの寄り発生とその方向について

図1にユニットミスアライメント等により発生するローラーのひねりとベルト蛇行の関係について示す。この図は、一例として、駆動ローラーの回転軸を座標系の基準軸としたときに、ひとつの従動ローラーの回転軸と基準軸との関係を示したものである。ミスアライメントがなければ (a) のように回転軸は基準軸と平行移動の関係にあり、ベルトの入り側の接点 P 1 と出側の接点 P 2 でベルトに位置変位は生じない。しかし、(b)、(c) のように回転軸が基準軸に対して傾いている状態では、ひねり角 θ によって位置変位 R を生

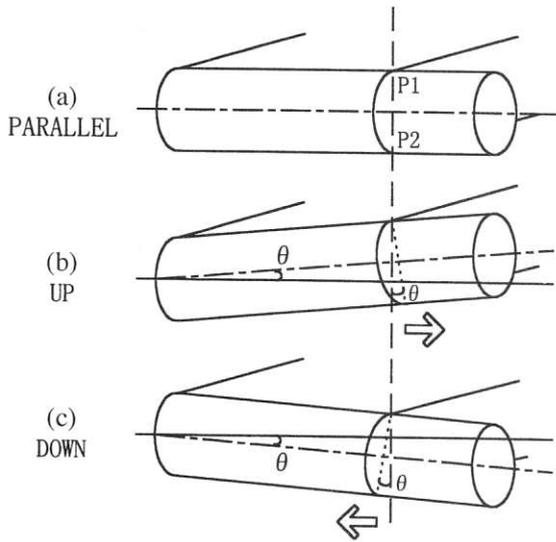


図1 ローラーのひねりとベルト寄りの関係

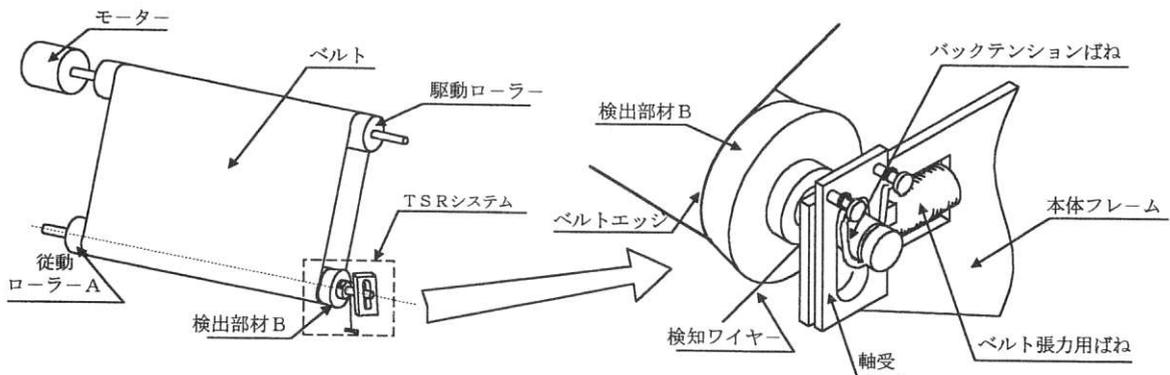


図2 T S Rシステム 構成図

じる。その変位量は以下の式で求めることができる。

$$R = D \times \sin \theta \quad (1)$$

ただし、D：ローラー直径

θ ：ローラーひねり角

また、ローラーのひねり方向とベルト蛇行方向との関係は図に示すとおり、(b) の状態では図に向かって右側、(c) の状態では左側である。

2.2 T S Rシステム動作原理

図2にT S Rシステムの構成、図3にその動作原理を示す。図に示すように、T S Rシステムは一般に転写・搬送ユニットのいずれかの従動ローラーAの軸端に装着されている。図1の性質を利用して、ローラーAにあらかじめひねりを与えておき、検出部材を装着した側へベルトを寄せる。そして、ローラーAの軸端に装着した同径の回転自在な検出部材Bとベルトとの摺動により発生する摩擦力を利用して、ローラー軸を所定方向に変位させ、ベルトの寄り力を打ち消すことで蛇行防止を実現している。なお、T S Rシステムは駆動ローラーに組み込んだり、一本のローラーの両端あるいは2本以上のローラーに組み込んだりすることも可能であるが、ここではその詳細は割愛する。

2.3 T S Rシステムの特徴

図2の検出部材Bはローラーと接する内側はローラー径と同径であるが、摺動面にテーパがついているため、外側は内側より径が徐々に大きくなっている。これにより、ベルトが摺動面上を乗り上げていけば、そこで発生する力も徐々に強いものとなり、それに比例してローラー軸は所定方向に大きく変位することになる。

つまり、T S Rシステムはベルト寄り力をローラー軸の変位量に変換するため、ユニットミスアライメント等によって発生するベルトの蛇行をベルトに負荷をかけることなく、広い範囲に渡って制御することができる。

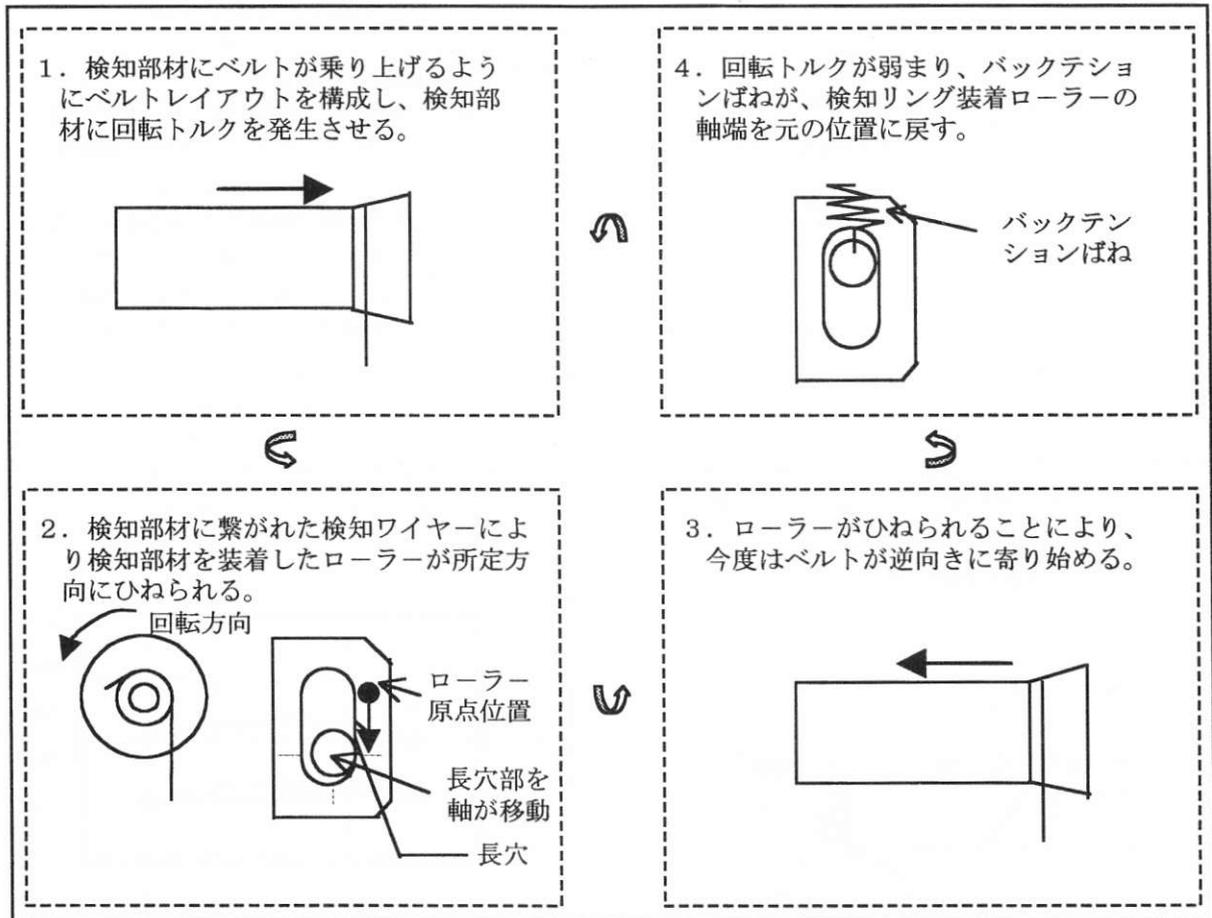


図3 TSRシステム動作原理

2.4 TSRシステムに必要な特性

TSRシステムは、ベルトと検出部材の摩擦により発生する回転トルクを軸の移動力に変換してベルトの蛇行防止を実現している。よって、常に一定の摩擦係数を保持できるということが検出部材の外層部には求められ、これが達成されれば逆に安定したベルトの走行を実現することが可能となる。

しかし、電子写真装置内ではトナー、インク、紙粉等が飛散しており、検出部材の表面に付着すると、これらがベルトと検出部材との間でコロの役割を果たしたり、逆に粘着作用を示したりするため、摩擦係数の安定化は難しい。そこで、これらの外的な刺激条件に対して摩擦係数の変化が小さい材料選択が課題となる。

ところで、弊社では短繊維補強ゴム（SFRR）を、伝動ベルトをはじめとするさまざまな製品に応用してきており、短繊維入りゴムの押出成形において、短繊維の配向方向を、押出の流れ方向（X方向）、流れ方向に直交し材料表面に平行な方向（Y方向）、流れ方向と材料表面とに直交する方向（Z方向）、あるいはこれらを組み合わせた方向の、いずれの方向にも制御する技

術を保有している。ここで、SFRRの繊維配向方向と摩擦特性の関係については既にいくつかの報告があり、ポリアミド短繊維等をZ方向に配向させることにより、相手面との間に水分や付着物が介在しても摩擦係数の変化が小さいことが明らかになっている^{1,2)}。

そこで、ここではTSRシステムの検出部材として、Z配向SFRRの適用を試みた。

3. 実験方法

3.1 実験試料

表1に検出部材の外層部に用いたSFRR試料について示す。試料はEPDMマトリックスゴムにナイロン短繊維（直径 $37\mu\text{m}$ 、長さ 3mm ）を10、20、30vol%で充てんし、試料表面に垂直方向（Z方向）に一軸配向させた。さらに、試料表面をダイヤモンド砥石で研削し繊維を起毛（繊維長 $140\mu\text{m}$ ）させた。またE-10のみ研削条件を変量して、繊維長の異なる水準を作製した。

表1 短繊維強化ゴム (SFRR) 試料

試料名	内容
E-10	EPDM+ナイロン短繊維 10 vol%
E-20	EPDM+ナイロン短繊維 20 vol%
E-30	EPDM+ナイロン短繊維 30 vol%

3.2 測定方法

摩擦係数の測定は図4に示す方法で実施し、下記のアイテルワインの式(2)より算出した。

$$e^{\mu \theta} = (T_t / T_s) \quad (2)$$

ただし、 T_t ：張り側張力 (ロードセル表示値)

T_s ：緩み側張力 (分銅荷重)

図5にベルト蛇行量を測定した2軸走行試験機を示す。レーザー判別センサーを用いて、ベルト1回転毎のベルトエッジの位置を観察し蛇行量を算出した。

なお、両測定に共通してSFRRとベルトの摺動部に付着物としてトナーを約20mg飛散させ、オリジナルとの比較を行った。

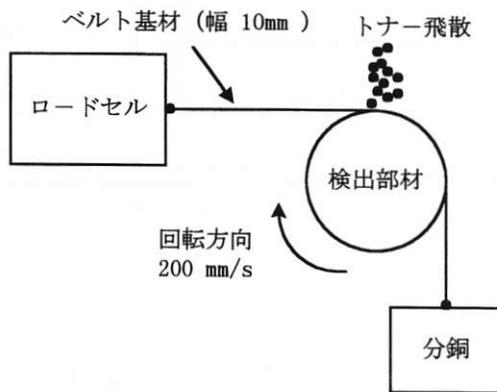


図4 摩擦係数測定方法

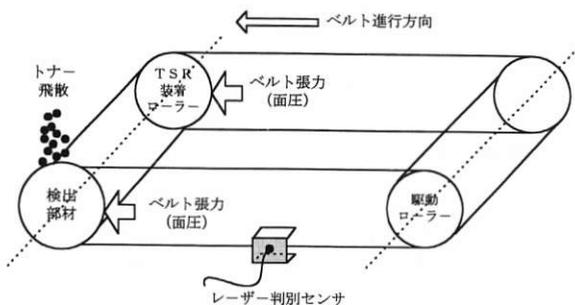


図5 2軸ベルト走行試験機

4. 実験結果および考察

4.1 充てん繊維量の影響

図6に充てん繊維量と摩擦係数、ベルト蛇行量の関係について示す。なお、このときの露出繊維長は約140 μ mである。図6より、摩擦係数は、充てん繊維量、トナー付着の有無に関係なく、0.2前後となることがわかる。すなわち、充てん繊維量が10%と少量であるE-10においても繊維支持効果が機能しており、摺動面は主に短繊維とベルトとの間であると推測できる。したがって、マトリックスゴム上に点在するトナー粒子の影響を受けにくく、摩擦力によりローラー変位量を制御するTSRシステムにおいて、ベルト蛇行量へ与える影響が小さくなり、結果のグラフにもそれが反映され蛇行量は25 μ m程度となっている。図7に繊維支持効果についてイメージ図を示した。

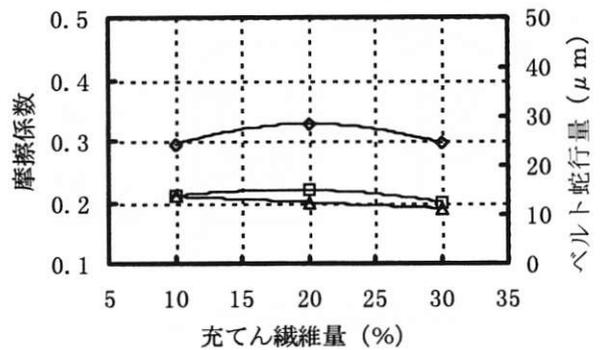


図6 充てん繊維量 (%)

- 摩擦係数オリジナル
- △ 摩擦係数トナー付着後
- ◇ ベルト蛇行量

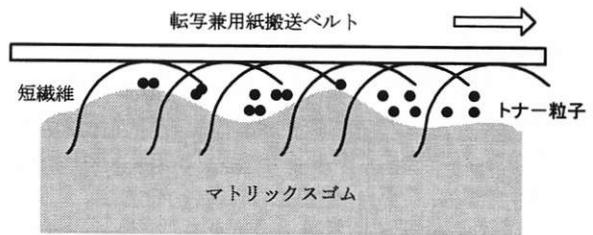


図7 繊維支持効果のイメージ図

4.2 繊維長の影響

図8にE-10の繊維長と摩擦係数、ベルト蛇行量の関係について示す。通常の研削条件では、露出繊維長は140 μ m程度あり、図6にも示したようにオリジナルとトナー付着後で摩擦係数に変化はほとんどない。しかし、図8によると露出繊維長が短くなるにしたがって両者の差は大きくなっている。これは、オリジナルの試料で走行試験中に、トナーを飛散させると急激に摩擦係数が変化し、それに同調してローラーが急

激に変位するため蛇行量が大きくなることを示している。そして、その差の大きさに比例してベルト蛇行量も大きくなっていることがわかる。これは、60 μ m という露出繊維長では繊維支持効果が機能しない状態にあることを示している。

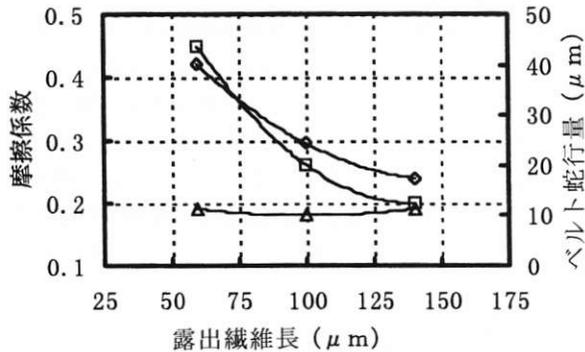


図8 E-10の露出繊維長の影響

- 摩擦係数オリジナル
- △ 摩擦係数トナー付着後
- ◇ ベルト蛇行量

4.3 面圧の影響

図9にE-10の面圧(ベルト張力)と摩擦係数、ベルト蛇行量の関係について示す。実際はローラーの両端に張力が付与されるが、ここではローラーに均一に荷重が加わっていると仮定した。実験した範囲内では、

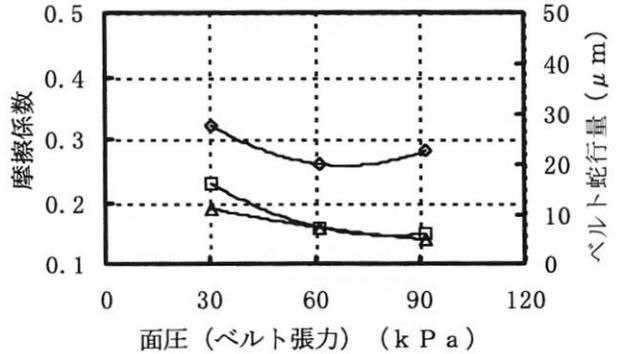


図9 E-10の面圧の影響

- 摩擦係数オリジナル
- △ 摩擦係数トナー付着後
- ◇ ベルト蛇行量

表2 搭載レイアウト別 T S Rシステム組み込み選定表

ベルト1回転あたりの予想蛇行量 (μ m)



金属ローラー (摩擦係数 0.3 相当)									
搭載レイアウト	巻き付け T S R 角度 ローラー径	65~70	70~75	75~80	80~85	85~90	90~95	95~100	
		A 4 縦送り	ϕ 30						
	ϕ 45								
A 4 横・A 3 縦	ϕ 30								
	ϕ 45								
A 3 横送り	ϕ 30								
	ϕ 45								
ゴムローラー (摩擦係数 1.5 相当)									
搭載レイアウト	巻き付け T S R 角度 ローラー径	65~70	70~75	75~80	80~85	85~90	90~95	95~100	
		A 4 縦送り	ϕ 30						
	ϕ 45								
A 4 横・A 3 縦	ϕ 30								
	ϕ 45								
A 3 横送り	ϕ 30								
	ϕ 45								

- ※1 表中、巻き付け角度の 65~70 は $65 < \theta \leq 70$ を示す。
- ※2 表中、ベルト蛇行量は駆動ローラーに ϕ 30mm、摩擦係数 1.2 相当のローラーが組み込まれていると仮定して算出した。
- ※3 表中、ベルト蛇行量はユニットミスアライメントが 1mm あり、トナーが検出部材上に 20mg 程度付着した状態を想定して算出した。

面圧の増加にともない摩擦係数が若干減少する傾向がみられるが、荷重依存性として認められない範囲にあり、繊維支持効果の働きにより、一定の摩擦係数を保持できていると判断した。したがって、ベルト蛇行量もほとんどその影響を受けていない。

5. 結 言

今回、TSRシステムの検出部の外層にSFRRを適用し以下のことが明らかになった。

- (1) TSRシステムを使用して、ベルト蛇行量を小さく、且つ安定させるためには、トナー付着等の外的刺激に対して感度を下げて摩擦係数を安定させる必要がある。その摩擦係数を一定とするためには、検出部材をZ配向SFRRで作製し、繊維支持効果をSFRR表面とベルトとの摺動間で発生させることが有効であることが明らかとなった。
- (2) 繊維支持効果を引き出すためには、短繊維の量よりも露出繊維長の設定が大きく関与していることがわかった。また、そのために必要な露出繊維長

は140 μm 以上である。この領域においては、トナー付着による摩擦係数の変化は小さく、かつベルト蛇行量も実用上十分に小さい。

〈添付資料〉 搭載レイアウト別 TSRシステム組み込み選定表(表2)

表2はTSRシステムを自社の標準ローラーに搭載したとき、発生すると予想されるベルト1回転時の蛇行量を搭載レイアウト、ローラー組み込み位置(巻き付け角度)、TSR装着ローラーの材質、およびローラー径別に示したものである。なお、この表は3軸系の搬送レイアウトに、電子写真装置等に使用される標準的なフィルムベルトを搭載した場合について適用する。

[引用文献]

- 1) 和田、内山、増実：日ゴム協誌、66、189(1993)。
- 2) 和田、村尾、内山、岩井、内ヶ島：低弾性率充てんゴムの相手面に対する摩擦安定性、日本ゴム協会1997年年次大会講演要旨集、p.60(1997)。



村尾 雅之
Masayuki MURAO
1996年入社
中央研究所



三橋 浩
Hiroshi MITSUHASHI
1986年入社
中央研究所

エレクトロニクス、O A 機器に使用されている エラストマー製品について

Elastomer Parts for Electronic and Office Automation Appliances

塩山 務*

Tsutomu SHIOYAMA

松井 洋介*

Yousuke MATSUI

Recently, multimedia products are the main source of new developments of applications for elastomers. This report summarizes the properties of elastomer in demand and the conditions in use in the multimedia applications.

1. 緒 言

エレクトロニクス、O A 機器を包含するいわゆるマルチメディア産業は、成熟期に達した自動車産業に匹敵する基幹産業に成長した。それに伴いエラストマーの新規開発も自動車用途中心から、近年当産業用途に移行しつつあると言える。当分野でのエラストマーの使用量は少ないが、新規な特性を付与したゴム弾性体が開発され使用されつつある。これらの使われ方および必要な特性について概観する。

2. エレクトロニクス関係に使用される エラストマー材料

2.1 電子部品関連

電子部品関連にて使用されるエラストマー材料は、(1)製品の構成部材、(2)製造過程で使用される副資材、(3)製造装置あるいは検査機の部品、に大別される。高度な精密性と信頼性が要求される当分野で、基本的且つ特徴的に要求される特性としては、非汚染性（放出ガス、イオン、抽出物、摩耗粉）、耐薬品性、耐エッチング性、耐熱性、機械的特性の安定性等があげられる。例えば、半導体製造プロセスにおけるイオン性不純物は、表1に示すような不具合現象を発生させる¹⁾。従って、用いられるエラストマーは、表2²⁾に例示するような低イオン濃度の特殊品が必要となる。

エラストマーが製品の構成部材として用いられている例としては、絶縁、保護、緩衝を目的としたポッティング剤、部材間パッド、接着剤、シール材、接合部の保護用コーティング剤等がある。

表1 不純物と不具合現象の関係¹⁾

不 純 物	不 具 合 現 象
Na, K, Li, Mg, Ca	絶縁不良
Cl, F	配線腐食
Fe, Cr, Cu, Ni, Mo, W	動作不良 微小欠陥の発生
U, Th	ソフトエラー

表2 高純度シリコンゴム(JCR)のイオン濃度²⁾

グレード	不純物 (ppm)		
	Na ⁺	K ⁺	Cl ⁻
JCR	0.1	0.2	1.0
一般	0.5	5	10

接着剤としては、F P C（フレキシブルプリント基板）用途に、耐熱性と絶縁性に優れた熱硬化性樹脂に可とう性付与剤として樹脂との反応性を有するメタルフリーNBRが添加されている。例えば、表3に示すNBRを使用することにより、配線基盤のマイグレーションが抑制されることが報告されている³⁾。多層プリント配線板の薄膜化に対し使用される接着フィルムにもエラストマー変性エポキシ樹脂が用いられる⁴⁾。

エラストマーの緩衝機能を利用した例としては、半導体パッケージのポリイミドTABテープとチップ間の熱応力吸収パッドが報告されている⁵⁾。また、ICパッケージの1つであるランドグリッドアレ(LGA)の基板接続用エラストマーコネクタ⁶⁾、基板接続用異方導電性エラストマー⁷⁾が知られている。

* 中央研究所

表3 メタルフリーNBR(PNR-1H)の特性³⁾

		PNR-1H	従来処方品
結合 AN 量	(wt%)	27	27
結合 COOH 量	(mol%)	4.0	4.0
ムーニー粘度 ML ₁₊₄ (100°C)		60	45
灰分量	(wt%)	< 0.01	0.74
Na 量	(ppm)*1	8	110
K 量	(ppm)*1	2	24
水溶性塩素	(ppm)*2	1	28

*1 原子吸光法

*2 イオンクロマト法 (DIOMEX)

抽出条件：ポリマー 5g/H₂O 100ml
120°C × 24 時間抽出

同様にガラス基板を用いるLCD（液晶表示装置）においても、金属コネクタから導電性エラストマーコネクタ、そのファインピッチ化品、ヒートシールコネクタ、異方導電性シート接続へと方式が推移し当用途にはシリコンゴムが汎用されている⁸⁾。また、LCDパネルとバックライト間のスペーサとしてもエラストマーが使用されている。

2.2 製造工程におけるエラストマー

高純度且つ超微細加工が要求されるエレクトロニクス製品の製造装置に要求される2大特性として、コンタミネーションと振動からの絶縁がある。さらに真空系装置においては、高真空度の阻害物質を排除する必要があり。例えば装置に使用されるエラストマーシールは、純粋度と放出ガス及び動的シール部では、耐パーティクル性が一般的なシール機能に加え重要となる。振動対策は、従来からの防振ゴムによるパッシブ型に、

センサとエフェクタを制御回路でつないだアクティブ型を組み合わせた除振装置が、一部用いられ始めた。高周波数領域をパッシブ型で、低周波数領域をアクティブ型で除振する設計となっているが、より低バネ定数を実現できるエラストマーを使用したパッシブ型単独の使用が、経済性の面より実用的である。また、大型フラットパネルディスプレイの製造工程におけるガラス基板上へのレジスト塗布にロールコータが使用されるが、表面をダメージから守るためにロールはエラストマーライニングされたものが使用されている⁹⁾。

製造工程における検査機にもエラストマーがキーパーツとして利用されており、例えばベアボードテスト機に導電性エラストマーが使用されている¹⁰⁾。

3. OA機器関連に使用されるエラストマー材料（電子写真を中心として）

3.1 入力機器におけるエラストマー

一般的にOA器機は入力系と出力系に大別される。入力系ではシリコンゴムの弾性を利用してキーボードが造られているが、キータッチは座屈現象を利用しており、形状の設計には有限要素法等の利用が必要である。マウスにおいては金属表面にゴムを焼き付けたボールが使用されており、ゴム表面へのゴミの非附着性、摩擦係数、表面の形状精度が要求されている。また、近年音声入力技術が実用化されてきており、マイクからのノイズを低減させるために、受音部分と筐体との間に除振用のエラストマーが封入されてきている。

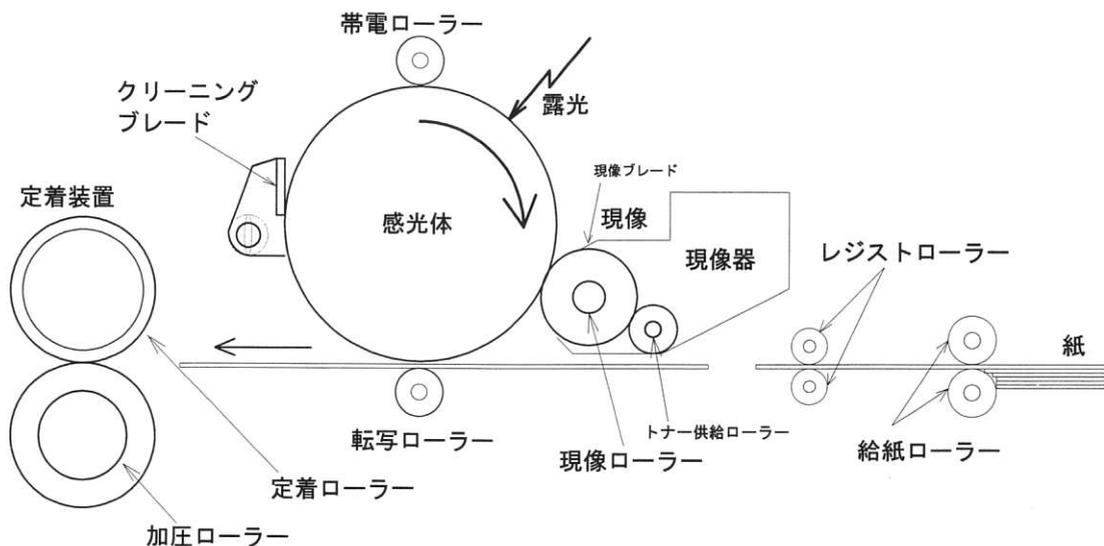


図1 電子写真プロセスにおけるゴム材料の使用部位

3.2 出力機器におけるエラストマー

出力系としてはドットプリンター、インクジェットプリンター、電子写真プロセスを用いたものが挙げられる。ドットプリンターでは弾性プラテンロールが使用されており、ゴム硬度の安定性・寸法精度が要求されている。ドットプリンターおよびインクジェットプリンターではヘッドの駆動にワイヤーかゴムシンクロベルトが使用されているが、シンクロベルトの場合歯のピッチが速度偏差として画像に現れる事があり、歯の形状および精度について種々の検討がなされている。さらに、インクジェットプリンターにおいては、ヘッドクリーニング用のブレードおよび、インクの保持用の発泡体にエラストマーが使用される場合があるが、いずれもインクに対する耐久性が要求される。

3.3 電子写真機器

複写機・FAX・プリンターに使用されている電子写真プロセスには、図1に示すように、数多くのゴム部品が使用されている。これらのゴム部品は、使用部位によって多少の条件の違いはあるが、高電圧プロセスによって生じるオゾンに対する耐久性、トナーに対する耐汚れ性、さらに感光体部分に接触する部品については感光体に対する非汚染性が要求される。以下に電子写真プロセスに使用される部品についての基本的な機能と、要求される特性について述べる。

3.3.1 クリーニングブレード¹¹⁾

感光体のクリーニング方式は力学的な方式と、静電気を利用する方式とに分類されるが、力学的な方式として一般的に使用される方式は、弾性ゴムブレードを直接感光体に押し当てて、残留トナーなどを機械的な力で掻き落とす方式である。近年の電子写真の高画質化の手段として、トナーの小粒径化および、重合法を用いた球形トナーが実用化されており、ブレードの直線性およびクリーニングエッジの高精度化が要求されている。また、ゴムの物性的には低硬度でありながら大変形領域のモジュラスが高く、永久ひずみの少ないものが求められる。このクリーニングブレードには一般的に熱硬化性のウレタンが使用されるが、直接感光体に接触するために、感光体を汚染しない材料のみで構成する必要があり、硬化の際に用いられる触媒等には、細心の注意が払われている。また感光体の種類によって、影響の度合いが異なり、事前に感光体への影響を確認する作業が行われている。

3.3.2 現像ローラー^{12) 13)}

電子写真プロセスに使用される現像方式には、大粒径の磁性粉とトナーを攪拌・帯電させ、磁性ローラーを用いて感光体上にトナー像を形成する2成分現像方式と、トナーを現像ローラーと現像ブレードとの間で帯電させ、現像を行う1成分現像方式に大別される。こ

の1成分現像方式は磁性トナーを磁性ローラー上に保持し、一定のギャップを介してトナーを飛翔させる1成分ジャンピング方式と、弾性体現像ローラーを感光体に圧接させ、感光体上に擦り付ける非磁性1成分方式がある。この非磁性1成分現像方式に使用される現像ローラーに要求される機能は、供給ローラー、現像ブレードとの摩擦によってトナーに十分な帯電を与え、このトナーを感光体上まで輸送することである。このときの現像の均一性を確保するために、感光体とのニップが必要となり、これを実現するために、現像ローラーの材質は十分に柔軟なゴムが使用される。この現像ローラーの構造は金属シャフト上に弾性ゴム層を設け、その上にトナーに帯電を与えやすく、耐摩耗性に優れたコート層により形成されている。このゴム層には $10^4 \sim 10^7 \Omega$ 程度の安定した抵抗値が要求され、1本内のばらつきは一乗以内に抑えられないと、画像上に抵抗値に応じた濃度むらが生じる。一般的にこの内層材料にはNBR、ウレタンゴム、シリコンゴムが使用されている。コート層はトナーに電荷を与えやすいように必要に応じて帯電制御剤が添加される場合があるが、このコート層表面は粗すぎると画像が荒くなってしまいが、平滑すぎるとトナーの搬送性が低下し画像濃度が低下してしまうために R_z で $5 \sim 10 \mu\text{m}$ 程度で安定させる必要がある。シリコンゴムを用いた現像ローラーは、シリコンゴム自身にトナーを帯電させる能力を有しているために、コート層を用いずに使用される場合があるが、低分子量のシロキサンが残留し、感光体を汚染する場合があります、シロキサンのコントロールが課題となっている。

3.3.3 帯電ローラー^{12) 14)}

帯電プロセスは、従来コロナ放電が使用されていたが、多量のオゾンの発生が問題視され、現在では接触帯電が広く用いられるようになってきた。接触帯電にも直流電界で帯電させる方式と、バイアス電圧に交流を重畳した方式が存在する。接触帯電は帯電ローラーと感光体との間の微小な間隙での放電現象を利用しているため、接触状態の均一性が要求され、使用されるゴム部材の柔軟性が要求されるとともに、抵抗値の制御レベルも重要となる。抵抗値が低すぎると、感光体等に傷が生じたときにリーク電流が生じシステムにダメージを与えることになる。また、抵抗値が高すぎると感光体を帯電させるに十分な電流を流すことが出来ず、感光体の表面電位をばらつかせる原因となる。これらのことより、帯電ローラーの抵抗値のばらつきは一乗以内にコントロールすることが要求されている。この帯電ローラーに使用されている弾性部材には、様々なゴムが使用されている。環境による抵抗値の変動を抑えるためにEP系のゴムにカーボンを添加したもの、発泡ウレタン中にカーボンを分散したもの、抵抗値の安定化のためにNBRにヒドリンゴムをブレ

ドしたものが使用されている。また、帯電ローラーは感光体に直接接触しているために、感光体への非汚染性が要求されるとともに、感光体上に残留するトナー・紙粉等が付着しないように表面に離型性のコーティングがなされている。

3.3.4 転写ローラー¹²⁾

転写プロセスも従来コロナ放電が使用されていたが、帯電ローラーと同様に、ローラー方式が一般的になってきている。転写プロセスでは転写される紙の多様性に対応するために、十分に柔らかい材質が要求され、発泡導電ゴムが使用されている。ここでも、抵抗値の制御は重量な項目であり、練り・発泡工程には十分な管理が必要となる。

3.3.5 定着ローラー^{15) 16)}

定着プロセスは熱と圧力を用いて、樹脂の粉末であるトナーを溶融させ紙に定着させるプロセスである。定着器はフッ素コートをしたアルミパイプの内部にハロゲンヒーターを組み込んだヒートロールと、これに圧接される加圧ロールから構成されている。定着される紙が熱を受ける時間は、ヒートロールと加圧ロールとが形成するニップ幅によって決定される。紙が十分な熱を受け取るためには広いニップを形成することが必要であり、バックアップロールは200℃以上の耐熱性と柔軟性が要求とされる。このため、材質的にはシリコンゴムが一般的に使用される。近年のカラー化に伴い、定着すべきトナーの層厚が厚くなり、ヒートロール側にもフッ素ゴム等の弾性層が用いられる様になってきている。

3.3.6 給紙用ローラー¹⁷⁾

電子写真プロセスには随所に紙搬送用のローラーが使用されている。それらの多くは紙との摩擦係数が大きく、安定していることが要求されており、従来はノルボルネン系のゴムが使用されていたが、供給の不安定さから、種々の材料が検討されており、塩素化ポリエチレン系のゴムが注目されている。

4. ま と め

以上を総括すると、今後の産業の主力と考えられるエレクトロニクス・OA分野においても、エラストマー材料は重要な役割を果たしていることが理解できる。このときの重要な特性として、高純度で汚染性がないこと、電気抵抗が広い範囲で制御出来ることが共通して必要である。これらを実現するために、エラストマー配合技術者としては、エラストマー物性発現時の各配合剤の働きを充分理解した上で、配合設計を行うことが必要になる。つまり、エレクトロニクス・OA分野の配合設計を行って行くことで、エラストマー配合技術の底上げになるものと信じている。

[付記]

[発表誌： ゴムの辞典、朝倉書店(2000)]

[引用文献]

- 1) 永井秀樹、竹中みゆき、平手直之：ぶんせき、11, 76 (1997).
- 2) 新井正俊：工業材料、33, No.2, 41 (1985).
- 3) 佐藤穂積：ポリファイル、No.8, 85 (1993).
- 4) 柴田勝司、小林和仁、新井正美、藤岡厚：日立化成テクニカルレポート、No.20, 15 (1993).
- 5) 西邦彦：月刊 Semiconductor World 増刊号、36 (1998).
- 6) 今津準：エレクトロニクス実装技術、7, No.11, 77 (1991).
- 7) 新村憲章、江坂明：エレクトロニクス実装技術、9, No.8, 82 (1993).
- 8) 中村昭雄：表面、31, No.5, 77 (1993).
- 9) 木瀬一夫：電子材料、31, No.12, 44 (1992).
- 10) 滝谷義隆：エレクトロニクス実装技術、8, No.12, 25 (1992).
- 11) 藤原良則、迫康浩：日ゴム協誌、69, 652 (1996).
- 12) 木村都威：日ゴム協誌、66, 281 (1993).
- 13) 安藤紘一、水谷孝夫、磯田雅夫：沖電気研究開発、65, 55 (1998).
- 14) 黒川純二、野島一男：Ricoh Technical Report、22, 85 (1996).
- 15) 今修二：トライボロジスト、37, 501 (1992).
- 16) 北沢今朝昭：電子写真学会誌、33, 57 (1994).
- 17) 鈴木雅博：電子写真学会誌、33, 66 (1994).



塩山 務
Tsutomu SHIOYAMA
1976年 入社
中央研究所



松井 洋介
Yousuke MATSUI
1982年 入社
中央研究所

特許・実用新案登録一覧
(1998. 10. ～ 1999. 9.)

(日本特許)

特許番号	発明者	発明の名称・要約
願 60-196544(S60.09.04) 開 62-54778(S62.03.10) 登 2139107(H10.11.13)	黒田 秀雄 谷口 正雄	<p>〈名称〉感圧接着性シート、感圧接着剤組成物及び感圧接着性シート</p> <p>〈要約〉弾性重合体、紫外線架橋性アクリル酸エステル、重合開始剤及びポリイソシアネートを主成分として含有させて得られる、接着性に優れ、かつ紫外線照射で接着力を低減させ得る感圧接着剤組成物。</p>
願 63-111269(S63.05.06) 開 01-282286(H01.11.14) 登 2855201(H10.11.27)	飯田 明	<p>〈名称〉包装結束用自己接着テープ</p> <p>〈要約〉塩化ビニル系重合体100重量部について平均分子量2000～8000のエステル系高分子量可塑剤30～100重量部を含有する塩化ビニル系重合体組成物からなる基材の両面にゴムラテックスと合成樹脂エマルジョンとの混合物からなる粘着剤組成物の層が形成されていることを特徴とする包装結束用自己接着テープ。</p>
願 63-155794(S63.06.23) 開 01-320371(H01.12.26) 登 2872675(H11.01.08)	宮田 博文	<p>〈名称〉無段変速装置</p> <p>〈要約〉前進及び後進の切り換えに応じて第1回転軸、第2第3回転軸とをクラッチで交互に連結、連結遮断するとともに、差動ギヤ機構の可変プーリ機構に駆動連結されるギヤ要素の回転数が可変プーリに駆動連結されないギヤ要素よりも常に低くなるようにした無段変速装置。</p>
願 01-106488(H01.04.26) 開 02-284191(H02.11.21) 登 2139733(H11.01.08)	迫 康浩	<p>〈名称〉電子写真複写機用クリーニングブレード</p> <p>〈要約〉低級アルキル基を置換基として有するラクトンの開環ポリエステルポリオールと、フェニレンジイソシアネート、ナフタレンジイソシアネート及び/またはシクロヘキサレンジイソシアネートを反応させて得られるウレタンプレポリマーを硬化剤にて硬化させる。</p>
願 01-170821(H01.06.30) 開 03-35077(H03.02.15) 登 2838288(H10.10.16)	藤井 公博	<p>〈名称〉粘着シート及びその製造方法</p> <p>〈要約〉本発明による粘着シートは、塩化ビニル系樹脂フィルムからなる基材上に、(a)ポリ塩化ビニルエマルジョン及びアクリル酸エステルエマルジョンから選ばれる少なくとも1種の水性エマルジョンを固形分にて100重量部、及び(b)シリカ微粉末50～100重量部を含むプライマー組成物から形成されてなるプライマー層が積層され、その上に含水ゼラチンを含む粘着剤層が積層されていることを特徴とする。</p>
願 01-334179(H01.12.21) 開 03-194246(H03.08.23) 登 2893606(H11.03.05)	西田 健次 福永 久雄	<p>〈名称〉Vベルト式自動変速機ガイド部材</p> <p>〈要約〉66ナイロン又は46ナイロン等の自己潤滑性樹脂を40～80重量%、熱可塑性エラストマーを10～30重量%、アラミド繊維もしくはカーボン繊維のいずれか一方又は両方を5～15重量%、及び固体潤滑剤を5～15重量%有することを特徴とするVベルト式自動変速機ガイド部材。</p>
願 01-327794(H01.12.18) 開 03-187732(H03.08.15) 登 2140494(H11.03.26)	迫 康浩	<p>〈名称〉低硬度導電性ポリウレタンローラの製造方法</p> <p>〈要約〉平均官能基数2.0を超えて3.0以下であるポリオールに予め導電性カーボンを混合し、このポリオールをワン・ショット方式にてポリイソシアネートと反応させる。</p>

特許番号	発明者	発明の名称・要約
願 02-90995(H02.04.05) 開 03-287827(H03.12.18) 登 2954644(H11.07.16)	木本 完治	<p><名称> 混練りゴム用短繊維の製造方法</p> <p><要約> 混練りゴムに添加する短繊維の製造方法として、綿紡績糸又はその化繊混紡糸を撚って合撚糸によりスタレを織り、このスタレを接着処理した後、所定長さにカットする。</p>
願 02-122694(H02.05.11) 開 04-19444(H04.01.23) 登 2885879(H11.02.12)	奥野 茂樹 尾上 勸	<p><名称> 工業用ベルト</p> <p><要約> エンドレスの補強体におけるコア部を、アラミド繊維やポリアリレート系繊維等の高強度高弾性率繊維と、ナイロン、テトロン、ポリエステル等の耐摩耗性に優れた化繊とをフィラメント単位で混織した無撚繊維束で構成する。</p>
願 02-123482(H02.05.14) 開 04-19445(H04.01.23) 登 2885882(H11.02.12)	藤原 勝良 塩山 務	<p><名称> 伝動ベルト</p> <p><要約> 芯体層の下側にベルト長手方向に延びる短繊維混入ゴムからなる複数のリブが並設され、リブ中の短繊維の配向方向を、芯体層からリブ先端に向かうにしたがってベルト長手方向から厚み方向に変化させる。</p>
願 02-142131(H02.05.30) 開 04-33976(H04.02.05) 登 2920314(H11.04.30)	畑 克彦	<p><名称> 水素化ニトリルゴム組成物と繊維材料との接着方法</p> <p><要約> 繊維材料を予めエポキシ基を含有する化合物にて処理し、この繊維材料と、エチレン性不飽和カルボン酸金属塩と有機過酸化物を含む水素化ニトリルゴム組成物とを密着架橋させ、強固な接着をさせる。</p>
願 02-175873(H02.07.02) 開 04-63866(H04.02.28) 登 2922596(H11.04.30)	吉川 元祥 木村 浩二	<p><名称> 現像装置のマグネトロールギャップ保持コロ用樹脂組成物</p> <p><要約> ポリフェニレンサルファイド樹脂が35～90重量%、アラミド繊維等の有機物系補強剤または雲母、チタン酸カリウム繊維等の無機物系補強剤のいずれか一方または両方が5～45重量%、およびポリテトラフルオロエチレン、硫化モリブデン、超高分子量ポリエチレン等の潤滑剤が5～20重量%からなる現像装置のマグネトロールギャップ保持コロ。</p>
願 02-175874(H02.07.02) 開 04-63862(H04.02.28) 登 2922597(H11.04.30)	吉川 元祥 木村 浩二	<p><名称> 現像装置のマグネトロールギャップ保持コロ用樹脂組成物</p> <p><要約> ポリアミド樹脂が45～90重量%、アラミド繊維等の有機物系補強剤または雲母、チタン酸カリウム繊維等の無機物系補強剤のいずれか一方または両方が5～35重量%、およびポリテトラフルオロエチレン、超高分子量ポリエチレン等の潤滑剤が5～20重量%からなる現像装置のマグネトロールギャップ保持コロ用樹脂組成物。</p>
願 02-194159(H02.07.14) 開 04-80010(H04.03.13) 登 2941904(H11.06.18)	梶 晋一 渡邊 幸二	<p><名称> 円筒状成形品の型抜き装置</p> <p><要約> 金型に対し進退自在な複数の係合爪を円筒状成形品の端面に係合させて抜き取るようにしたので、サイズの異なる金型を自動的にサイズを合わせて抜き取ることができる。</p>
願 02-258498(H02.09.25) 開 04-133929(H04.05.07) 登 2878424(H11.01.22)	野中 敬三 高橋 光彦 結城 慎也	<p><名称> ベルト駆動装置</p> <p><要約> 蛇行調整用ローラ部材の摩擦係数を他のローラ部材の摩擦係数よりも大きくする。</p>
願 02-259328(H02.09.26) 開 04-133930(H04.05.07) 登 2868878(H10.12.25)	三橋 浩 中野 嘉久	<p><名称> ベルト駆動装置</p> <p><要約> 平ベルトに蛇行が発生すると、この平ベルトの走行運動力によってローラ部材の軸端部を所定方向に変位させて逆方向の蛇行成分を発生させるようにした。</p>

特許番号	発明者	発明の名称・要約
願 02-259329(H02.09.26) 開 04-133931(H04.05.07) 登 2868879(H10.12.25)	三橋 浩 中野 嘉久	〈名称〉 ベルト駆動装置 〈要約〉 平ベルトに蛇行が発生すると、この平ベルトの走行運動力によってローラ部材の軸端部を所定方向に変位させて逆方向の蛇行成分を発生させるようにするとともに、ベルトの蛇行を防止する手段と張力を付勢する手段とを一体的に形成するようにした。
願 02-253150(H02.09.20) 開 04-129722(H04.04.30) 登 2945736(H11.06.25)	梅田 荒夫	〈名称〉 短繊維混入エラストマー構造体の製造方法 〈要約〉 短繊維混入エラストマーを押し出しダイの円環状溝を通じて押し出すことにより短繊維混入エラストマー構造体を製造する方法。
願 02-252919(H02.09.21) 開 04-133926(H04.05.07) 登 2868874(H10.12.25)	永谷 修一 野中 敬三	〈名称〉 ベルト駆動装置 〈要約〉 蛇行調整ローラ部材と別個に蛇行検出部材を設け、該蛇行検出部材の回転により蛇行調整ローラ部材を変位させるようにしたものである。
願 02-286252(H02.10.23) 開 04-159939(H04.06.03) 登 2868884(H10.12.25)	山口 勝也 高橋 光彦 結城 慎也	〈名称〉 平ベルト駆動装置 〈要約〉 ローラの外周部に短繊維を混入してなる弾性体層を設け、弾性体層から短繊維を露出させてベルトローラの接触部に介在させた短繊維混入ローラを平ベルト駆動装置に配置する。
願 02-318830(H02.11.22) 開 04-189234(H04.07.07) 登 2872802(H11.01.08)	山口 勝也 高橋 光彦 結城 慎也	〈名称〉 ベルト駆動装置 〈要約〉 短繊維を内蔵した弾性ローラ部材を構成して、平ベルトのスラスト方向移動を容易にし、平ベルトの蛇行を修正するようにしたものである。
願 02-334759(H02.11.29) 開 04-201936(H04.07.22) 登 2918682(H11.04.23)	和田 法明	〈名称〉 紙送りローラ 〈要約〉 紙送りローラのローラ本体に短繊維を配設するようにした。
願 02-406416(H02.12.26) 開 04-224341(H04.08.13) 登 2937491(H11.06.11)	高橋 光彦 中西 康之 落合 務 結城 慎也	〈名称〉 高負荷伝動用Vベルト 〈要約〉 各ブロックを上ブロックと下ブロックとに分け、上ブロックにおける上ビームと下ブロックにおける下ビームとをベルト長さ方向の前後に各々のピッチの1/2等、所定距離だけずらす。
願 03-65701(H03.03.05) 開 04-277111(H04.10.02) 登 2881348(H11.02.05)	井上 芳弘 寺田 吉男 寺山 義英	〈名称〉 コンベヤベルトの抗張体露出方法 〈要約〉 コンベヤベルトの長さ方向端面より、除去目的とする抗張体とこれに隣接する抗張体との間の接着ゴム層に刃物を切り込ませ、上下に分離させつつ目的長さよりやや長く引き剥がし、不要な上層部の抗張体を切断除去し、余分切り込み部分に新たに接着ゴムを補充して接着することで、残すべき抗張体の切断損傷事故を完全に防ぐ。
願 03-65702(H03.03.05) 開 04-277112(H04.10.02) 登 2930760(H11.05.21)	井上 芳弘 寺田 吉男 寺山 義英	〈名称〉 コンベヤベルトの接合方法 〈要約〉 互いに接合されるコンベヤベルトの対向端面における抗張体を露出させ、両抗張体端面に互いに雌雄関係をなして嵌合する楔状の切り込みを多数形成し、楔状凹部奥端に切り欠き部を設けてのち、両切り込みを嵌合させ平面状に接合すると共に、抗張体接続部分表裏面に必要な補強布及びカバーゴムの積層し一体化する工程よりなり、切り欠き部に余裕を持たせ嵌合位置合わせを容易にする。

特許番号	発明者	発明の名称・要約
願 03-65703(H03.03.05) 開 04-277110(H04.10.02) 登 2886701(H11.02.12)	米田 龍	〈名称〉幅方向に伸縮性を有するコンベヤベルトのジョイント方法 〈要約〉幅方向に伸縮性を有する補強布とゴム層とを積層一体化してなるコンベヤベルトを接合する時にコンベヤベルトの端部の接合用オーバーラップ部のゴム層を除去して補強布を露出させ、次に補強布の幅方向伸縮性繊維を除去し、縦方向繊維のみとされた補強布を相手側コンベヤベルト端部に重ねて加圧して一体化するもので、伸縮性を有する繊維の除去で重複を防止し接合部の幅方向弾性を確保する。
願 03-36189(H03.03.01) 開 05-6074(H05.01.14) 登 2983312(H11.09.24)	野中 敬三 吉田 裕彦 山口 勝也	〈名称〉帯電付与材 〈要約〉特定のSP値のポリマーを含有した帯電付与材または特定の低極性のポリマーを含有した帯電付与材のハロゲン化処理によって表面の極性が上がり、帯電の付与性能の均一化及び環境に対する安定化が図れる。また均一な帯電を長期にわたり安定して得られる。帯電表面のハロゲン化処理で摩擦係数が低下し非粘着性が改良され異物が付着しなくなるので帯電体の汚染がなくなる。また均一な帯電を長期にわたって安定して得ることができる。
願 03-172664(H03.07.12) 開 05-18450(H05.01.26) 登 2983698(H11/09/24)	上月 陸三	〈名称〉ベルト駆動装置 〈要約〉第1、第2ローラ両端を一对の支持プレートで支持し、第3ローラの両端をプレートの外側に配設されプレートに対してスライド移動自在とされたテンションプレートに支持する。支持プレートとテンションプレート間にスプリングを架設し、各スプリングの付勢力を異なるようにして、スプリングによって転写ベルトに張力を付与すると共に該転写ベルトを予め偏動させるような機能を発揮させる。
願 03-172435(H03.07.12) 開 05-18449(H05.01.26) 登 295476(H11.07.16)	上月 陸三	〈名称〉ベルト駆動装置 〈要約〉第1、第2ローラ両端を一对のプレートによって支持する。第3ローラの両端をプレートの外側に配設され、プレートに対してスライド移動自在とされたテンションプレートに支持する。テンションプレートと第3ローラとの間で、偏動修正機能、ベルト張力付与機能、ベルト着脱機能を発揮させるように各機能部品を装着する。
願 03-175465(H03.07.16) 開 05-32225(H05.02.09) 登 2918714(H11.04.23)	木村 文則	〈名称〉Vベルト梱包装置 〈要約〉Vベルト供給手段にて第1の位置にVベルトを供給する。Vベルト搬送手段にて第1位置から第2の位置に搬送する。この搬送の際、搬送手段のシンクロベルトにより、Vベルトの送り幅を規制し、梱包用ケースの幅より狭い幅で搬送する。第2の位置ではケース供給及び拡開手段によって供給された梱包用ケースを拡開する。そして搬送されてきたVベルトは梱包ケースに収納される。
願 03-175487(H03.07.16) 開 05-26314(H05.02.02) 登 2983700(H11.09.24)	上月 陸三	〈名称〉ベルト駆動装置 〈要約〉転写ベルトを左右対称に形成しておき、転写ベルトの片側の端縁部が延びて波打ち状態になると、転写ベルトの掛け渡し配設状態を左右逆にして延びの生じていない端縁部を偏動検出用の端縁部として利用して転写ベルトの長寿命化を図る。 3本のローラに転写ベルトを走行可能に掛渡す。第3ローラの軸端部に偏動検出ローラを配設し、転写ベルトが偏動して偏動検出ローラに接触することによって発生する偏動検出ローラの回転トルクを利用することで逆方向の偏動成分を発生させて初期偏動を解消する。

特許番号	発明者	発明の名称・要約
願 03-181333(H03.07.22) 開 05-26299(H05.02.02) 登 2951054(H11.07.09)	中西 康之 尾上 勸	<p>〈名称〉工業用ベルト</p> <p>〈要約〉丸打ち組紐で補強体を構成し、かつその中心部に適切な太さの心糸を入れることにより、工業用ベルトの耐屈曲疲労性および寸法安定性の両物性を改質する。</p>
願 03-181334(H03.07.22) 開 05-26300(H05.02.02) 登 2957314(H11.07.23)	中西 康之 尾上 勸	<p>〈名称〉工業用ベルト</p> <p>〈要約〉補強体を中空部に心糸が挿入された4-8本の偶数本数の糸で円筒状に組まれた丸打ち組紐で構成。糸の撚り係数を 194 ± 155 に設定。丸打ち組紐を撚り方向がS撚りとZ撚りとに逆向きに設定された右遷性糸と左遷性糸とで構成編組角度 $15^\circ \pm 5^\circ$ に設定。丸打ち組紐の糸デニール数に対する心糸のデニール数の割合を丸打ち組紐が4本の糸で組まれてる時は2.5-7.5%に6本の糸条にて組まれている場合には7.5~24.0%に、8本の糸条にて組まれている場合には14.0~43.0%に設定する。</p>
願 03-182213(H03.07.23) 開 05-26315(H05.02.02) 登 2983701(H11.09.24)	三橋 浩 永谷 修一	<p>〈名称〉ベルト駆動装置</p> <p>〈要約〉紐部材に巻き取り方向と逆方向に付勢力を与えるスプリングと巻き取りの抵抗を作用させるダンパとを並列に配置して、急激な偏動検出部材の回転を防止して転写ベルトの幅方向の移動ストロークを低減させる。</p>
願 03-228766(H03.08.13) 開 05-42443(H05.02.23) 登 2947376(H11.07.02)	森岡 義和	<p>〈名称〉工作機切粉除去スクレーパ</p> <p>〈要約〉剛性板で補強される基板部と、基板部の一端に断面ナイフエッジ状に形成されたスクレーパ部とが、短繊維補強ゴムで一体成形されて成り、短繊維補強ゴム内に添加された短繊維はスクレーパ部の摺動面に直角となるように配向され、また摺動面に短繊維の一部がパフ加工により露出されて構成され、露出繊維によりゴム部の直接接触を避け摩擦抵抗の低減化を図る。</p>
願 03-211158(H03.08.22) 開 05-52244(H05.03.02) 登 2937566(H11.06.11)	三橋 浩 永谷 修一	<p>〈名称〉ベルト駆動装置</p> <p>〈要約〉初期偏動を修正する手段として、転写ベルトにおける初期偏動方向側の端縁部に押圧力を与え、端縁部だけのベルト張力を増大させることによって、転写ベルトを初期偏動方向とは逆方向に偏動させる偏動調整部材を備える。</p>
願 03-267749(H03.10.16) 開 05-106689(H05.04.27) 登 2965403(H11.08.13)	川原 英昭	<p>〈名称〉高負荷伝動用歯付ベルト</p> <p>〈要約〉フィラメントデニールが$0.9de \sim 1.6de$であるフィラメントを、ベルト歯ピッチに対して$16.4P^2 < d < 25.5P^2$のデニール数となるように数百から数千本束ねたフィラメント束が下撚り係数1.2~4.2で下撚りされた下撚り糸を、5本引き揃えて下撚り方向と逆方向に上撚り係数3.2~4.2で上撚りし、心体総デニール数が$82P^2 < D < 122P^2$の上記アラミド繊維心体を構成し、それをベルト幅に対する心体占有率75~95%で埋設する。</p>
願 03-300048(H03.11.15) 開 05-204278(H05.08.13) 登 2960229(H11.07.30)	田端 昌次 阿部 勇喜 室伏 克己 細田 喜一	<p>〈名称〉消色方法</p> <p>〈要約〉消色手段は、ヒーターと近赤外線を照射する手段とを備える。光化学的に消色が可能なトナーによってトナー像が形成された記録紙を、ヒーターによってトナーの結着樹脂のガラス転移温度以上の温度、あるいは結着樹脂の軟化点以上の温度であって、トナーの成分の熱分解温度未満の温度に加熱し、その加熱状態を保持したまま近赤外線を照射する。</p>

特許番号	発明者	発明の名称・要約
願 04-98741(H04.03.24) 開 05-272124(H05.10.19) 登 2938266(H11.06.11)	権藤 民生	<p>〈名称〉ドレーン材とその製造方法</p> <p>〈要約〉ドレーン材は、芯体とその両面に貼り合わせられる不織布とから構成される。芯体は薄い板状体の両面にその幅方向に等間隔で仕切壁を突設し、仕切壁の間を通水用溝に形成した構造からなる。不織布の長さは、芯体の長さに比べて数%長くしてあり、芯体の両面に貼り合わされた状態で、長さ方向に沿って均一にややたわみを生じさせ、縮緬状に形成されている。</p>
願 04-76845(H04.03.31) 開 05-280613(H05.10.16) 登 2840157(H10.10.16)	宮田 博文	<p>〈名称〉無断変速装置</p> <p>〈要約〉変速プリー機構における各変速プリーの可動プリーの可動シープ背面側に、可動シープを相対向する固定シープに対し両変速プリー間で互いに逆向きに接離させて変速プリーのプリー径を変化させる一対の駆動機構を配設し、両変速プリーのプリー径が互いに逆方向に変化するよう両駆動機構を連動させて両回転軸間の変速比を可変とする変速切り換え機構を設け両変速プリー間にベルトの緩み側スパンを押圧してベルト推力を発生させる推力発生機構を配置する。</p>
願 04-121556(H04.05.14) 開 06-39986(H06.02.15) 登 2139413(H10.12.04)	佐藤 弘幸 中野 礼吉	<p>〈名称〉立体感を有する積層シート</p> <p>〈要約〉光輝性材を含有する透明な樹脂シートの各々の片面に凹凸模様を形成する。樹脂シートを各々の凹凸面を互いに内側に対向させ、かつ透明接着剤層を介して距離を隔てて貼り合わせ各々樹脂シートのうち一方の樹脂シートの凹凸模様の凹凸数を単位面積当たりで他方の樹脂シートの凹凸模様の凹凸数よりも少なく設定したことを特徴とする立体感を有する積層シート。</p>
願 05-125647(H05.05.27) 開 06-57568(H06.03.01) 登 2935326(H11.06.04)	中西 康之	<p>〈名称〉伝動ベルト</p> <p>〈要約〉アラミド繊維コードにおける原糸の毛羽立ちを防止する。アラミド繊維コードが適用されるゴムコード複合体のベルトカット時及びベルト走行時のけば性を改善するとともに耐屈曲疲労性を向上させる。</p>
願 05-164071(H05.06.08) 開 06-346947(H06.12.20) 登 2953640(H11.07.16)	渡邊 幸二 井上 誠	<p>〈名称〉ローエッジ型ベルトとその製造方法</p> <p>〈要約〉ベルトのリブ山傾斜面から露出する繊維の長さのバラツキが少なく、品質の安定し、加工能率・精度およびコストの点で有利なローエッジ型ベルトの製造方法を提供する。</p>
願 05-273394(H05.11.01) 開 06-212127(H06.08.02) 登 2139651(H10.12.25)	黒田 秀雄 谷口 正雄	<p>〈名称〉感圧接着剤組成物</p> <p>〈要約〉本発明による紫外線照射によって接着力を低減し得る感圧接着剤は、弾性重合体100重量部に対して、紫外線架橋性アクリル酸エステル15～200重量部とポリイソシアネート1～100重量部とを重合開始剤とともに含有することを特徴とする。</p>
願 05-274293(H05.11.02) 開 07-125866(H07.05.16) 登 2892262(H11.02.26)	中野 嘉久 大谷 真徳	<p>〈名称〉紙葉類搬送用ベルト</p> <p>〈要約〉紙葉類を挟んだ状態で多方面に搬送するベルトを、保形ゴム層に編物もしくは織物からなる帆布を埋設して構成する。帆布を紙葉類が搬送されるベルト搬送面に部分的に露出させ、かつ露出部分の糸の糸目をベルト周方向に配向させる。</p>

特許番号	発明者	発明の名称・要約
願 06-26280(H06.01.28) 開 07-215464(H07.08.15) 登 2860872(H10.12.11)	吉見 政治	<p>〈名称〉荷積み装置</p> <p>〈要約〉搬送物をパレット上に積み上げる荷積み装置であって、搬送物を載せて送るコンベヤと、コンベヤ・パレット間の相対高さを変更するリフターと、コンベヤ・パレット間の水平相対位置を変更し、両者間をコンベヤの送り速さと同一の速さで水平に引き離し得る移動台車とを配置した。</p>
願 06-20796(H06.02.18) 開 07-229539(H07.08.29) 登 2868995(H10.12.25)	犬飼 雅弘	<p>〈名称〉ベルトの設計支援方法及び設計支援装置</p> <p>〈要約〉振動計算モデルにより伝動ベルト駆動系の振動計算を行うとき、ベルトスパン部分をばねとしてモデル化した要素に加わる歪が引張り歪になったときには、ばね定数をベルトスパン部分のばね特性とするが、圧縮歪になったときは、ばね定数をベルトスパン部分のばね特性よりも低いばね定数もしくは零の値に変更し、或いは該要素を取り除く。</p>
願 06-84173(H06.03.29) 開 07-266677(H07.10.17) 登 2852488(H10.11.20)	塩山 務	<p>〈名称〉ゴム印材及びその製造方法</p> <p>〈要約〉体積発泡率が50～180%の独立気泡型発泡ゴムであって、該ゴムマトリックス中には架橋性ゴム100重量部に対し該架橋性ゴムと非相溶の親水性ポリマー5～80重量部が均一分散されてなり、架橋性ゴム100重量部に対し該架橋性ゴムと非相溶の親水性ポリマー5～80重量部及び発泡剤その他必要な添加剤を添加して前記発泡剤を発泡させ、体積発泡率が50～180%として製造する。</p>
願 06-130242(H06.06.13) 開 07-332443(H07.12.22) 登 2960648(H11.07.30)	城戸 隆一	<p>〈名称〉ベルトの荷重分担予測方法及び寿命予測方法及び寿命予測装置</p> <p>〈要約〉複数の歯付プーリ間に歯付ベルトを掛け渡して伝動する多軸伝動解析モデルに対し、その少なくとも各プーリの径及び中心位置、並びにプーリ及びベルトの歯数、歯のピッチ及び歯形寸法を含む幾何データと少なくともベルトにおける心体の弾性率、歯部の弾性率、摩擦係数を含む材料データ少なくとも負荷トルク角速度及び軸荷重を含む外力データとを入力して、有限要素解析によりベルトに加わる荷重分担特性を予測する。</p>
願 05-310506(H05.12.10) 開 07-157976(H07.06.20) 登 1011202(H10.11.20)	道下 和幸 中村 修一 中村 福美	<p>〈名称〉伝動ベルト用ポリエステル繊維及びその製法</p> <p>〈要約〉エチレンテレフタレートの主たる繰返し単位とするポリエステル繊維であって固有粘度が0.50～0.75感熱収縮率が2.0%以下脂肪族アミンのエチレンオキシドおよび/またはプロピレンオキシド付加物の付着率が0.15重量%以上となる伝動ベルト用ポリエステル繊維である。</p>
願 06-169455(H06.07.21) 開 08-25788(H08.01.30) 登 2896312(H11.03.05)	林 亨 塘 数雄 中野 礼吉	<p>〈名称〉熱転写マーキングシート</p> <p>〈要約〉両面が平滑なPET層の一方の面に透明ウレタン層及びホットメルト接着剤層を順次積層する。PET層の他方の面に離型層を積層する。</p>
願 06-172357(H06.07.25) 開 08-34048(H08.02.06) 登 2887078(H11.02.12)	古畑 知一 松本 憲明 柳本 真人	<p>〈名称〉樹脂製中空管の製造方法</p> <p>〈要約〉補強繊維を含有する樹脂と補強繊維を含有しない樹脂とをドライブレンドした材料または補強繊維含有率の高い樹脂と補強繊維含有率の低い樹脂とをドライブレンドした材料を熔融流動状態としブロー成形によりまたは樹脂内に加圧された流体を注入して樹脂製中空管を製造する方法。</p>
願 06-176834(H06.07.28) 開 08-42650(H08.02.16) 登 2886092(H11.02.12)	清友 達志	<p>〈名称〉テンショナ</p> <p>〈要約〉ダンピング部材をフェノール類及びホルムアルデヒドの縮合物が10～18wt%と3～15wt%のアラミド繊維と2～10wt%のポリテトラフルオロエチレン樹脂とがそれぞれポリアミド4,6樹脂に添加された樹脂組成物により構成する。</p>

特許番号	発明者	発明の名称・要約
願 06-209441(H06.09.02) 開 08-74935(H08.03.19) 登 2857064(H10.11.27)	佐藤 弘幸 高橋 光彦	<p>〈名称〉フェノール系樹脂成形材料及びこの材料を用いたVベルト</p> <p>〈要約〉衝撃強度や曲げ強度等の物性に優れたフェノール系樹脂成形材料を用いて耐久性及び伝動効率に優れたVベルトを得る。フェノール系樹脂組成物100重量部に対し結晶構造がオニオン構造の炭素繊維を45～70重量部、アラミド繊維を15～30重量部含み、この2種の繊維質充填材が合わせて60～100重量部配合されたフェノール系樹脂成形材料で、ブロックVベルトの各ブロックの少なくともプーリと接触する部分を成形する。</p>
願 07-64913(H07.02.27) 開 08-230291(H08.09.10) 登 2905714(H11.03.26)	矢谷 靖信	<p>〈名称〉ベルト印の駆動整列機構</p> <p>〈要約〉日付印、ナンバーリングなどのベルト印において、並列する無端印字ベルト上に設けられた数字印が容易に整列され、すっきりとした陰影とすることができると共に無端印字ベルトの回転もスリップを起こすことなく確実に行えるようにすることを目的とする。</p>
願 07-96499(H07.04.21) 開 08-291115(H08.11.05) 登 2873548(H11.01.14)	稲田 宏 高橋 佳子	<p>〈名称〉新規なトリフェニルアミン化合物</p> <p>〈要約〉本発明によれば、4,4',4"-トリス [N,N-(1-又は2-ナフチル)フェニルアミノ]トリフェニルアミンが提供される。これらはいずれも、常温でアモルファス状態を保持することができ、ガラス転移温度は約100℃である。</p>
願 07-169817(H07.07.05) 開 09-22621(H09.01.21) 登 2869023(H10.12.25)	橋本 光雄 平松 幸春 松下 啓士	<p>〈名称〉給電用平ベルト</p> <p>〈要約〉本体ゴムの内面側に、抗張体及び給電用電線を構成する複数のワイヤ心線を長手方向に延ばして埋設する。本体ゴム層の内面と、この内面に形成された線状溝とを、これらに対しポリウレタンゴム製シートを接着することによりコーティングしてゴム被覆層を形成する。本体ゴム層の硬度を80～90度としゴム被覆層をその±5度の略同一範囲の硬度とするとともにゴム被覆層の肉厚を全ベルト厚の10～40%の範囲にする。</p>
願 07-176963(H07.07.13) 開 09-25999(H09.01.28) 登 2857083(H10.11.27)	大川 浩一 岩崎 英文 高橋 光彦 丸山 秀一 坂中 宏行 梅田 栄	<p>〈名称〉高負荷伝動用Vベルト</p> <p>〈要約〉張力帯が真直ぐに延ばされた状態で、各下面溝の曲率半径を、ブロックの上向き突条の曲率半径より大きく設定する。</p>
願 07-187198(H07.07.24) 開 09-42382(H09.02.10) 登 2869025(H10.12.25)	川原 英昭 落合 政喜 中嶋栄二郎 竹内 祐二	<p>〈名称〉ベルト用抗張体及びベルト</p> <p>〈要約〉下撚り糸に、該下撚り糸間の空隙が絞り潰されて略無くなるように撚り数が2.4～3.5回/インチ以上の上撚りを施す。</p>
願 07-179006(H07.07.14) 開 09-34216(H09.02.07) 登 2948129(H11.07.02)	長谷川 誠 畑 克彦 村上 伸一 永易 正	<p>〈名称〉導電性ローラおよび現像ローラ</p> <p>〈要約〉回転軸と、その外周に同心に導電弾性層を設けた導電性ローラにおいて、導電弾性層がヘキサメチレンジイソシアネートの3量体、ビュレット体またはそれらの混合物から成るポリイソシアネートと、高分子量ポリプロピレンポリオールを主成分とするポリオールとを、イソシアネートインデックス80～120で反応させて得られるポリウレタンエラストマーから成る導電性ローラ。</p>

特許番号	発明者	発明の名称・要約
願 07-248364(H07.09.01) 開 09-68904(H09.03.11) 登 2871549(H11.01.08)	迫 康浩	<p>〈名称〉電子写真装置用クリーニングブレード</p> <p>〈要約〉ブレード部材と、支持部材と、接着剤層とからなる電子写真装置用クリーニングブレードにおいて、前記ブレード部材が、分子量700以下のポリオールと分子量4500以上のポリオールとの混合物をポリオール成分として熱硬化させて得られるポリウレタンエラストマーからなるものである電子写真装置用クリーニングブレード。</p>
願 07-249113(H07.09.27) 開 09-86630(H09.03.31) 登 2965492(H11.08.13)	米田 龍	<p>〈名称〉伸縮ベルト及びそれを用いたベルトコンベヤ装置</p> <p>〈要約〉伸縮ベルトにおける抗張体の少なくとも一側面に低モジュラスのシリコンゴムからなるシリコンゴム層を設ける。</p>
願 07-271396(H07.10.19) 開 09-114190(H09.05.02) 登 2948132(H11.07.02)	長谷川 誠 畑 克彦 村上 伸一 永易 正	<p>〈名称〉導電性ローラおよび現像ローラ</p> <p>〈要約〉回転軸と、その外周に同心に導電弾性層を設けた導電性ローラにおいて、導電弾性層が脂肪族ポリイソシアネートと、導電性付与剤を分散させたポリオールとを、イソシアネートインデックス 80～120 で反応させてえられるポリウレタンエラストマーからなる導電性ローラ。</p>
願 07-281914(H07.10.30) 開 09-124802(H09.05.13) 登 2918826(H11.04.23)	竹内 祐二	<p>〈名称〉ベルト用抗張体の製造方法</p> <p>〈要約〉ガラス繊維束を下撚りした後に、この下撚り糸の複数本を引き揃えてこれにRFL処理を施し、しかる後に上撚りを施すことによって、下撚り糸間の密着性が高いベルト用抗張体を得る。</p>
願 07-282319(H07.10.31) 開 09-126281(H09.05.13) 登 2869029(H10.12.25)	竹内 祐二 川原 英昭 落合 政喜	<p>〈名称〉伝動ベルト</p> <p>〈要約〉抗張体としてガラス繊維コードをピッチがベルト幅方向に進むようにスパイラルに設ける。このガラス繊維コード断面におけるガラス繊維の占有面積 $0.25 \sim 0.36 \text{mm}^2$ とし、コードのピッチを占有面積の $1/2$ 乗の $1.9 \sim 2.3$ 倍とする。</p>
願 07-329749(H07.11.24) 開 09-141761(H09.06.03) 登 2942183(H11.06.18)	藤原 良則 野田 武 重近 裕一 谷口登志治 谷 新太	<p>〈名称〉電子写真装置用ブレードとその製造方法および製造装置</p> <p>〈要約〉熱硬化型ポリウレタンの原料成分であるポリウレタンプレポリマーの液状物と架橋剤の液状物とを混合攪拌し、それらの混合物Uを成形ドラムの断面凹状の金型内に吐出したのち、成形ドラムの外周面に当接してドラムに従動するエンドレスベルトを介して加熱して、所定幅で帯状のブレード成形物を連続して成形し、ブレード成形物を冷却したのち、所定長さごとに切断する。</p>
願 07-307439(H07.11.27) 開 09-144817(H09.06.03) 登 2983894(H11.09.24)	塩山 務 山口 勝也	<p>〈名称〉伝動ベルト</p> <p>〈要約〉圧縮ゴム層にACSM組成物を用い、該ACSM組成物の $\tan \delta$ の値を高くすることによって、ベルトの走行に伴うクラッチ発生を抑える。</p>
願 08-167244(H08.06.27) 開 10-9352(H10.01.13) 登 2938809(H11.06.11)	齊藤 猛	<p>〈名称〉テンションナ</p> <p>〈要約〉捩じりコイルばねの各端部に圧接する固定部材側及び回動部材側の各々の座面を、捩じりコイルばねの各々の端部のリード角 θ を傾斜面とする傾斜面にそれぞれ設けることで、各端部にコイルの巻き方向に沿って円弧状に接触する状態で圧接させるようにする。</p>
願 08-228084(H08.08.29) 開 10-73149(H10.03.17) 登 2883047(H11.02.05)	野中 敬三 大川 浩一	<p>〈名称〉高負荷伝動用Vベルト</p> <p>〈要約〉凹凸部を樹脂材料層のみに半球台形状に形成し、凸部先端面のピッチラインからベルト内面側に、ベルト内面に向かって該凸部周囲からの突出量が小さくなるように傾斜面を設ける。</p>

特許番号	発明者	発明の名称・要約
願 08-271105(H08.10.14) 開 10-113953(H10.05.06) 登 2902364(H11.03.19)	松本 憲明 笹谷 悦明 白木 勇人	<p>〈名称〉 エアインタークダクト用中空管状体並びにその成形金型及びその成形方法</p> <p>〈要約〉 補強繊維を含有するポリアミド樹脂と、補強繊維を含有しないかあるいはその含有率がより少ないポリアミド樹脂とをドライブレンドした、補強繊維含有率 15～50 重量% のポリアミド樹脂を材料とし、大径可動コアと小径可動コアの2段構成の可動式コアを用いて、管状の中空成形体を成形し、捨て肉部を切断除去する。</p>
願 08-273220(H08.10.16) 開 10-118981(H10.05.12) 登 2954888(H11.07.16)	岸本 明 鎌田 敏宏 黒野 正子 鶴田 勝	<p>〈名称〉 スライス装置</p> <p>〈要約〉 送込みブーリに巻掛けられて送り込まれる V リブドベルトに送出しローラを圧接させて回転させ、その摩擦力により V リブドベルトを強制的に送り出す。その際、ガイドローラを V リブドベルトに圧接することなく軽く接触させて回転させ V リブドベルトを案内する。この状態で、両刃のカッタを V リブドベルトに反送込み方向から所定深さで切込ませ V リブドベルトを所定の厚みにスライスする。</p>
願 08-323816(H08.12.04) 開 10-169731(H10.06.26) 登 2883050(H11.02.05)	染田 厚 松本 英樹	<p>〈名称〉 オートテンショナ</p> <p>〈要約〉 オートテンショナの組立時にインサートベアリングの外周にボス部を押し込む際に、接触部周方向両端部における面圧の上昇に起因するボス部の内周面と接触部の表面との間の接触の不均一を無くし、オートテンショナの組立直後から安定したダンピング値が得られるようにする。軸部の外周側を切り欠いた状態に形成して、接触部の周方向両端部の半径方向内方への各変形を許容する空所をそれぞれ設ける。</p>
願 09-2808(H09.01.10) 開 10-196739(H10.07.31) 登 2954897(H11.07.16)	坂中 宏行 大川 浩一 梅田 栄	<p>〈名称〉 高負荷伝動用 V ベルト</p> <p>〈要約〉 各ブロックの上隅部を断面傾斜状にするとともに、下隅部を断面直角状とする一方、各張力帯の上下両角部を、上下隅部との間にそれぞれ隙間が形成される断面傾斜状とする。</p>
願 09-234228(H09.08.29) 開 11-72149(H11.03.16) 登 2983935(H11.09.24)	松本 英樹	<p>〈名称〉 オートテンショナ</p> <p>〈要約〉 軸部の先端中央に、軸部の先端がかしめられるときに該先端の内周部分の半径方向内方への膨出変形を受容するための凹部補を設けておき、円錐状の押圧面を有するパンチを用い、パンチをその押圧面が凹部周りの軸部先端面に線接触する状態で該パンチの中心線の回りに回転させつつ該先端面に軸方向の押圧力を周方向に順次加えることによりかしめるようにする。</p>
願 10-101565(H10.04.13) 開 11-292336(H11.10.26) 登 2922885(H11.04.30)	佐藤 昭光	<p>〈名称〉 紙送りベルト</p> <p>〈要約〉 ポリウレタン製カバーとポリエステル製帆布とを積層してなる電子写真装置用の紙送りベルトであって、前記ポリウレタン製カバーは、難燃剤及び難燃剤安定剤を含有し、かつ、酸化防止剤及び帯電防止剤を含有しない組成物からなるものである電子写真装置用の紙送りベルト。</p>
願 10-142605(H10.05.25) 開 11-336863(H11.12.07) 登 2918878(H11.04.23)	宮田 博文	<p>〈名称〉 自動車用無段変速機</p> <p>〈要約〉 両ブーリの各可動シーブを駆動するカム機構を電動モータにより連動させ、駆動側カム機構のカムに変速カム面よりも小さい傾斜角度 θ で傾斜する駆動側クラッチオフカム面をカム面の低速端に連続して、また従動側カム機構のカムに出力軸と直交する平面からなる従動側クラッチオフカム面をカム面の低速端に連続してそれぞれ設ける。</p>

特許番号	発明者	発明の名称・要約
願 10-180043(H10.06.26) 開 11-82557(H11.03.26) 登 2869062(H10.12.25)	宮田 博文	<p><名称> 一方向クラッチ</p> <p><要約> 第1回転部材外周の円環状摩擦面と、この第1回転部材に相対回転可能に支持された第2回転部材における摺動可能な揺動部の円弧状の摩擦面との間に平ベルトを巻き掛けて初張力を付与し、両回転部材のロック方向又はフリー方向の相対回転に伴って平ベルトにより揺動部を揺動軸心回りに揺動させその揺動により平ベルトの張力を初張力から増減させることで両回転部材の相対回転方向に応じて両回転部材間でのトルク伝動が断接されるようにする。</p>

(日本実用新案)

実案番号	考案者	考案の名称・要約
願 04-40781(H04.06.15) 開 06-1902(H06.01.14) 登 2600500(H11.08.13)	金治 千秋 西田 健次 木村 清 三浦 利夫 川本 信彦	<p><名称> 可動型プーリ用ガイド部材</p> <p><要約> 駆動軸に固定された固定プレートと軸方向に摺動自在の可動プレートからなる可動型プーリ用のガイド部材であって、このガイド部材は上記駆動軸に固定されたランププレートに形成された凹部に密着する基部を有し、上記可動プレートに形成された突起部と係合して可動プレートとランププレートとの相対回動を拘束し且つ可動プレートの軸方向への移動をガイドするガイド溝が形成され、上記可動プレートの突起部側面と摺接する凸部を備えている。</p>
願 05-8825(H05.03.04) 開 06-67250(H06.09.22) 登 2594078(H.11.02.19)	御船 直人 永井 靖隆 高木 喜内 溝口 健二 布施 芳哉 澤谷 昇 荻野 慎三	<p><名称> 軌道用護輪部材</p> <p><要約> 標準軌条である第3軌条と狭軌条である第2軌条との間に配設される護輪部材を、樹脂製の基材と、該基材の表面に一体的に組付けられた弾性体で成る表面材とによって成る複合構造で構成し、護輪部材全体として軽量化を図りながらも剛性を確保する。</p>
願 05-56095(H05.09.22) 開 07-18820(H07.04.04) 登 2599011(H11.06.25)	佐藤 一男 赤松 貞彦	<p><名称> 加硫装置</p> <p><要約> ゴムベルトを間欠的に送る移動手段、開閉してそのゴムベルトを挟むことができる一組の加熱板、加熱板の開閉を行う開閉駆動手段、および加熱板を連結して閉じた状態に保つ連結具などから構成した。加熱板のうち可動板には、圧縮空気を導入して膨らむエアバッグを設けている。</p>

BLロータリジョイント (ロボット手首用回転継手)

(担当:MMP事業部 ビー・エル・オートテック株式会社)

近年のロボット関連の技術開発は、最先端技術のひとつとして極めて活発であり、ヒューマノイドロボットに代表される人間型ロボット、人間協調型ロボットとして、「人との共生」をキーワードとして進化しています。

産業用ロボットにおいても、油圧ロボットが電動化されて久しいですが、最新のサーボ技術により、位置制御のみならずトルク制御によるサーボフロート機構等の新技術で、剛体のロボットに人の柔らかさを加味した体躯(マニピュレータ)を装備してきました。

ここ近年、自動車産業でのスポット溶接、アーク溶接を中心とする産業ロボットは、治具レス溶接、協調制御等による多品種混流生産に対応したセル化が主流となってきており、段取替え時間の短縮はもとより、ダウンタイムの低減による生産性向上と効率化がテーマとなっています。

バンドー化学の関連会社・ビー・エル・オートテック株式会社(神戸市兵庫区)はロボットの手首周辺装置を中心に開発・生産を行なっていますが、従来製品(力覚センサ、クイックチェンジ、RCCデバイス)に加え、進化する産業用ロボットのユーザーニーズを先取りした製品として、「BLロータリジョイント」の開発を行ない、10月の「'99国際ロボット展」にて発表すると同時に、販売を開始しました。

「BLロータリジョイント」(ロボット手首用回転継手)は、ロボット手首軸に装着することにより、電気信号・空気圧等をエンドエフェクタ(ハンド・工具)側に伝える回転継手(スイベルジョイント)として、マテリアルハンドリング用「RJMシリーズ」、アーク溶接用「RJAシリーズ」を品揃えいたしました。

従来のロボットは手首の回転軸が400度程度回転し、ロボット側からエンドエフェクタ側へのケーブル配線、エアホース配管等が手首に巻き付き、ロボットの稼動範囲の制約となるばかりか、ケーブル・ホースの引っ掛けによる断線が、使用する際の最大の問題となっていました。

最新ロボットでは、手首軸の回転が360度エンドレス回転のできるタイプも出始め、このようなロボットでは、手首軸を4・5回転することも度々で、ケーブル・ホース類の配線・配管処理をどのようにするかが大きな制約となっています。

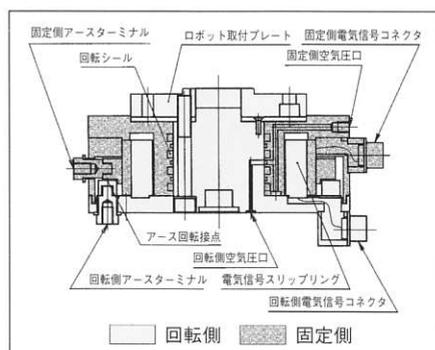
「BLロータリジョイント」では、このような配線・配管の制約を無くし、ケーブル・ホースの断線等の事故によるロボット停止・復元によるダウンタイムの低減に非常に効果的な装置としてお客様ニーズにお応えします。

従来から、電気信号用、空気圧用各々の固定式の製品(スイベルジョイント)としては一般的な技術として存在しましたが、ロボットに装着できる製品としては存在しませんでした。また、ロボットに使用となれば、製品の向きが様々な方向に向けられ、また、常に動作(動かされた状態)にあるため、これらの使用条件を考慮した上での製品化に対応したものです。

■ マテハン用 RJM シリーズ



■ アーク溶接用 RJA シリーズ



■ 特長

- 配線・配管作業時間の短縮
- 配線・配管修理のための保守作業の軽減
- 周辺機器との干渉を提言

■ 主な適用分野

- マテハン溶接
- アーク溶接
- バリ取り研磨
- パレタイジング
- 溶接治具持ち
- ポジショナー

新歯形ベルト(STE)のご紹介

(担当:伝動事業部)

新歯形状シンクロベルトは、OA・精密機器に用いられるベルトの駆動・搬送時の走行安定性を目指し開発いたしました。

I. 新歯形の特徴

新歯形状シンクロベルトは当社標準STSシンクロベルトの歯形の特徴を保ちながら、ベルトとプーリが噛み合う際の歯先の干渉をなくし、接触時の衝撃を軽減する歯形状へ進化させたものです。

1. ベルト歯先の1円弧化 (Egg Tooth) によりベルトとプーリが噛み合う際の歯先の干渉をなくし、干渉により発生していたベルトピッチ径の変動に伴うベルト速度変動を消去いたしました。

STSとは Super Torque Synchrobelt の頭文字です。

STEとは Super Torque Egg tooth の頭文字です。

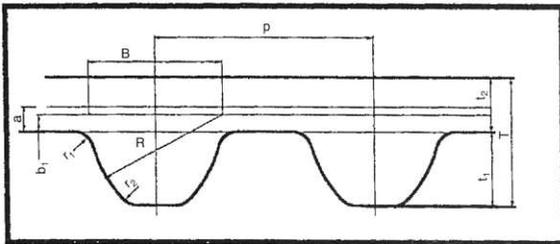


図1 標準 STS 歯形

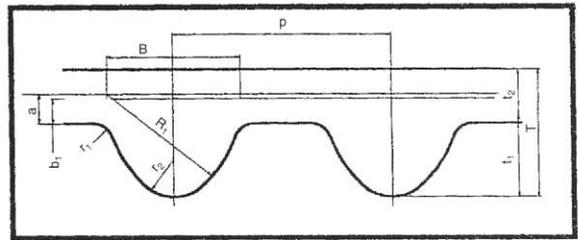


図2 新 STE 歯形

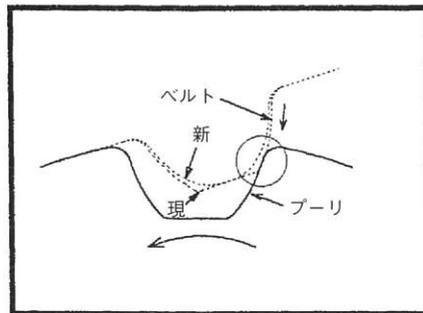


図3 干渉イメージ

2. 歯部圧力角を大きくし、プーリと接触した際のベルト進行方向への衝撃力を低減いたしました。

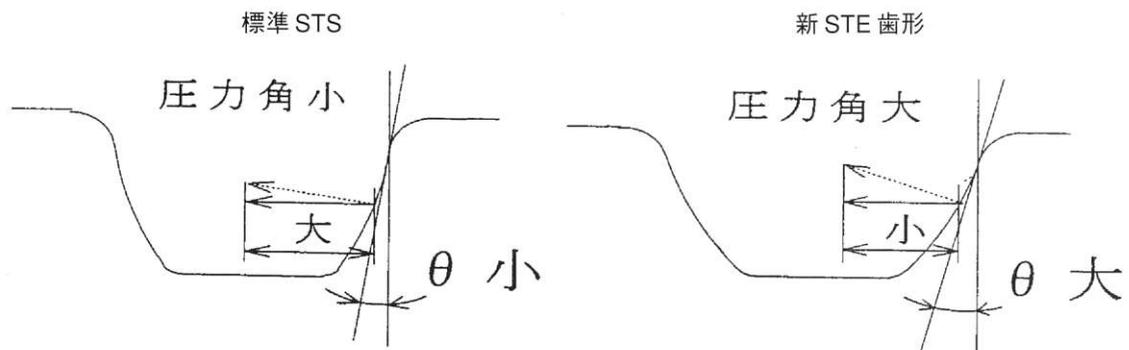


図4 圧力角イメージ図

II. 新歯形による速度変動改善効果

STE 歯形で圧力角の变量による効果を F E M 解析及びその実験検証により確認。

1. FEM 解析結果

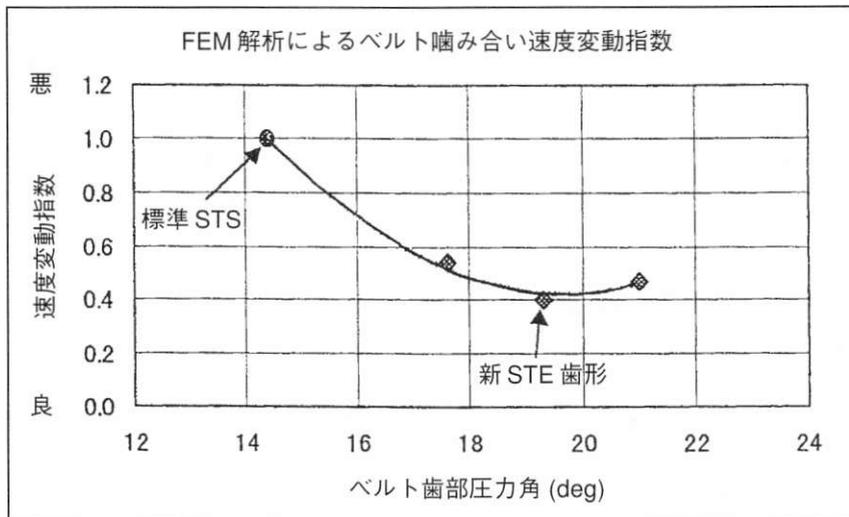


図5 FEM 解析によるベルト噛み合い速度変動指数

2. 検証結果 (台上評価機による)

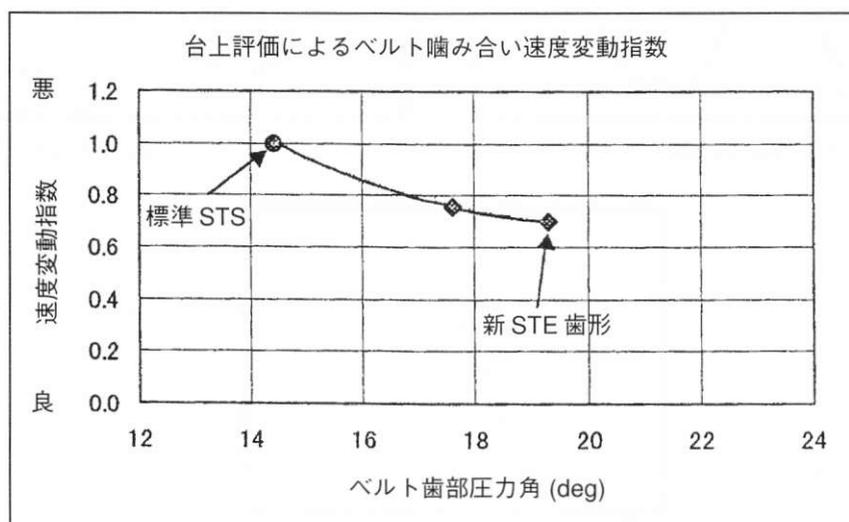


図6 台上評価によるベルト噛み合い速度変動指数

3. 結果

1. FEM 解析では新 STE 歯形を用いることにより、速度変動は約 60% 低減
2. 検証実験では新 STE 歯形を用いることにより、速度変動は約 30% 低減

III. 騒音試験

標準 STS 歯形との比較

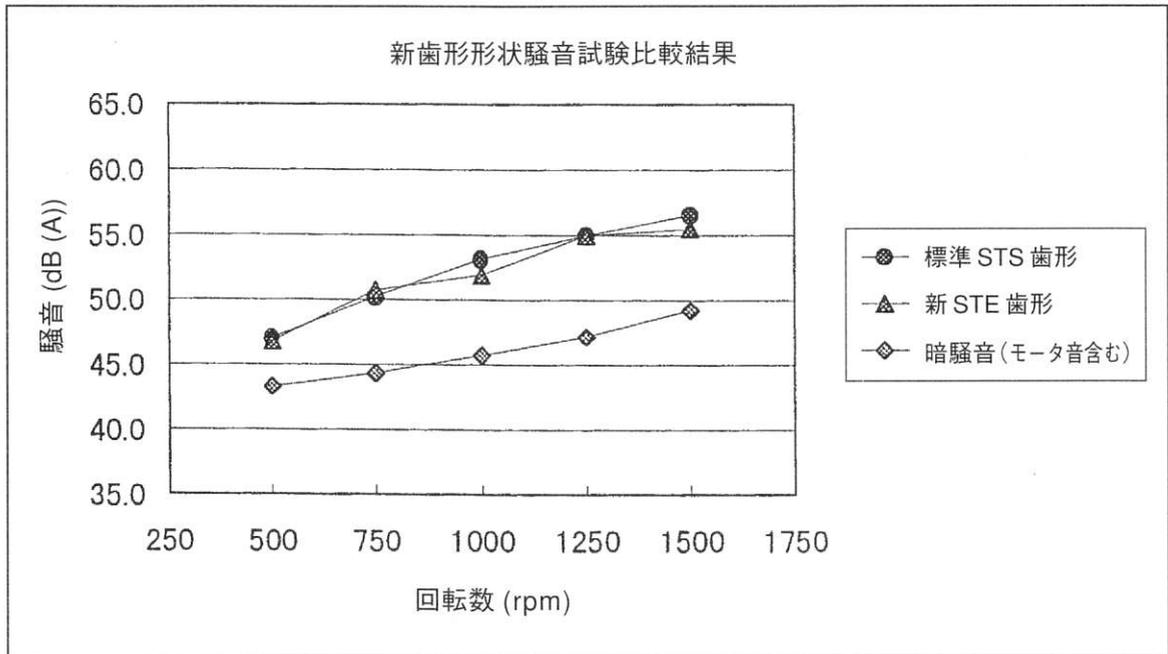


図7 新 STE 歯形ベルトの騒音試験比較結果

結果：新歯形形状の騒音レベルは、標準 STS 歯形に比べて少し良い傾向にあります。

IV. スキップトルク試験

標準 STS との比較

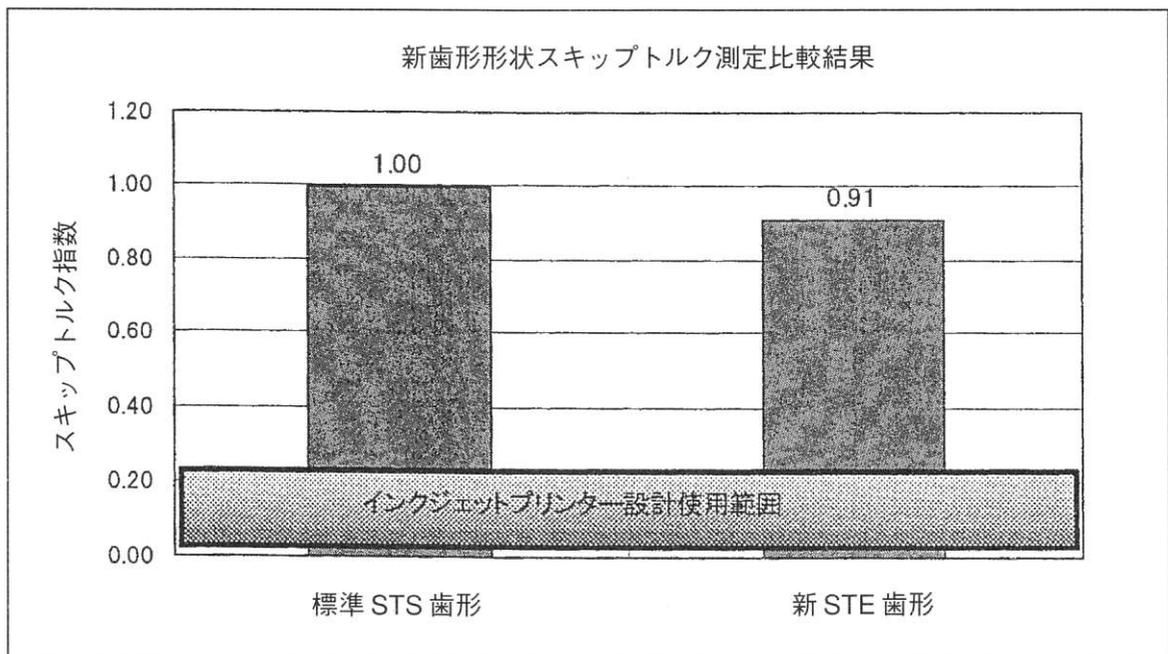


図8 新 STE 歯形ベルトスキップトルク測定比較結果

結果：噛み合い速度変動の低減を重視して、新歯形形状を設計しておりますので歯部の圧力角を大きくした分、スキップトルクは少し低くなりますが、各種実機プリンタ実験結果より問題ない水準と考えます。

V. 画質の評価(参考資料)

当社では打ち出された画像の質を判定するため画像解析法を実施しております。

これは、画像をスキャナーで読み込みグレースケール化処理（白黒画像化処理）を行い画像処理ソフトにて階調度を計測することで画像の優劣を比較しております。

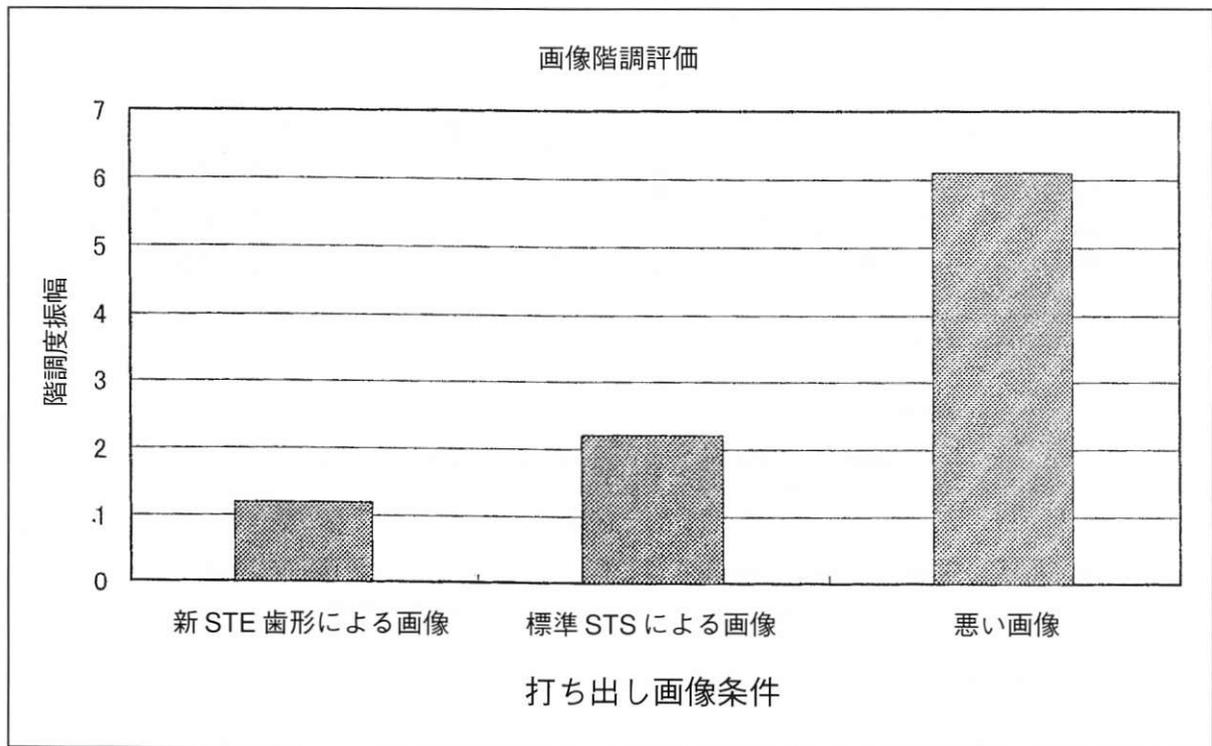


図9 画像階調度評価

結果

測定した階調度をFFT処理を行い比較した結果新歯形STEの改善効果が出ております。

VI. 他社品との比較(参考資料)

ベルト： 1/12 インチピッチ
 プーリ歯数： 20 歯
 プーリ回転数： 720 rpm
 (ベルト速度：508 mm/sec)
 軸荷重 (DW)： 24.5N

速度変動

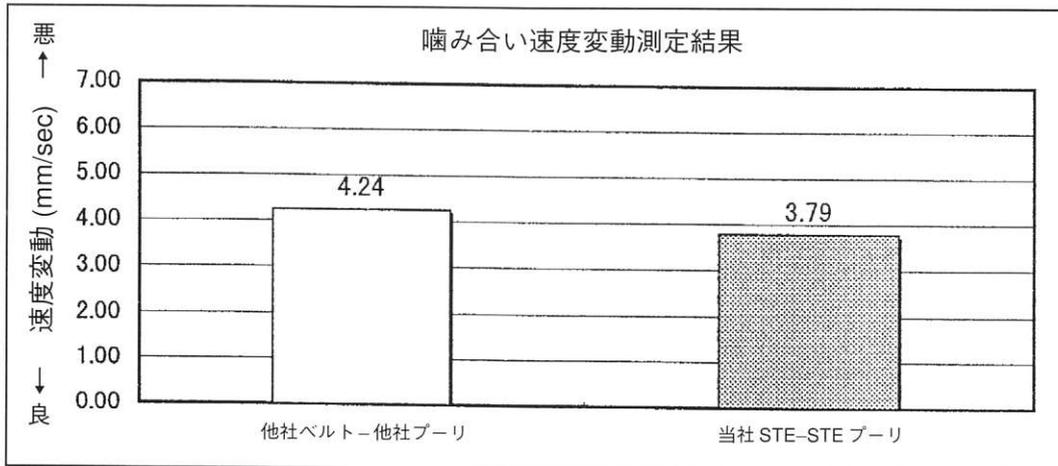


図10 噛み合い速度変動測定結果

噛み合い周波数での周波数分析

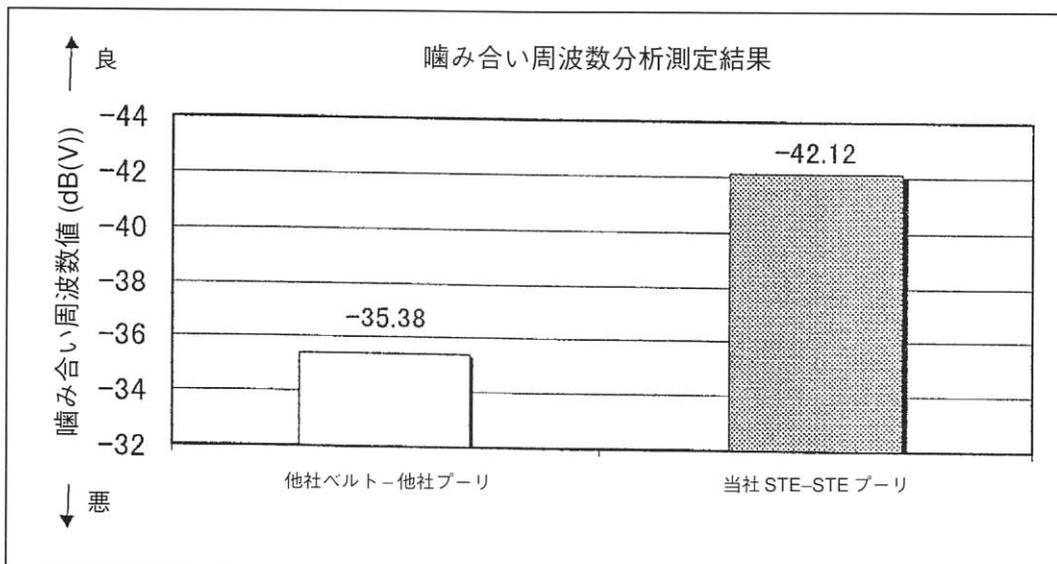


図11 噛み合い周波数分析測定結果

結果： 速度変動は他社のベルトとプーリの組み合わせより新STEベルトとプーリの組み合わせの方が10%以上良い結果でした。

「軽量住宅用制振デバイス」

(担当: 建設資材事業部)

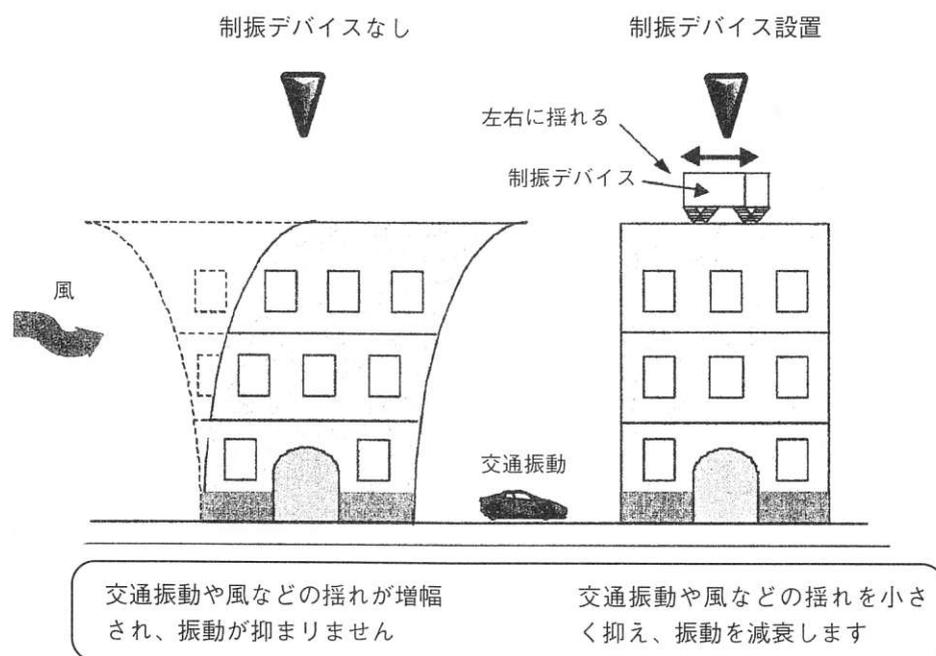
1. 制振デバイスの背景と使用目的

近年、住宅構造物において、主要幹線道路や鉄道などの交通振動あるいは風などの揺れに対する振動が問題となってきています。当社では、それらの振動に対する居住性の向上や安全性をより高めるため、構造物の振動応答を抑制しようとする技術開発を進めています。

制振デバイスは、交通振動や風などの振動に作動し、構造物(建物)の揺れを抑え、居住性を高めるのに有効です。制振デバイスの使用目的としては、次のことが挙げられます。

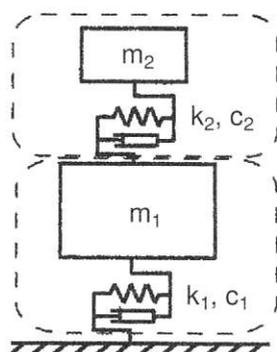
- ① 建物内にいる人が不快感を感じないようにすること (居住性の向上)
- ② 建物内の機能が損なわれないようにすること (機能性の向上)
- ③ 構造物の骨組あるいは内部の仕上げ部材が損傷することによって建物内外にいる人が危険にさらされないこと (安全性の向上)

制振デバイスの技術開発において、対象とする構造物は、戸建て及び軽量建築物としています。以下に、制振デバイスの有無による構造物の揺れのイメージを示します。



2. バンドーTMD XAシリーズについて

2.1 バンドーTMD XAシリーズの動作原理



補助系 (制振デバイス) 振動している構造物に対して、構造物の固有振動数に等しくなるような質量、ばね要素および減衰要素をもつデバイスを構造物に設置することにより、構造物の振動を低減させることが可能となります。

主系 (構造物) 制振デバイスの動作原理は、交通振動や風などの振動エネルギーを、制振デバイスが揺れることにより吸収し、構造物の振動を低減させる形となります。

2.2 制振デバイスの特徴

制振デバイス(バンドーTMD XAシリーズ)の特徴は次のとおりです。

- ① デバイスがコンパクトで取付場所を選びません。
- ② エラストマーにより、減衰を付与しているため、高い信頼性を発揮します。
- ③ 簡単に現場にてチューニングができます。
- ④ 住宅の揺れ方向を定めて、振動を低減します。

2.3 制振デバイスの仕様

- (1) 名称：バンドー TMD 型制振デバイス XA02
- (2) 制振デバイス部品
 - ・荷重支持エレメント：積層ゴムタイプ 4本使用
 - ・方向規制エレメント：積層ゴムタイプ 2本使用
 - ・板ばね：角型 SUS 板
 - ・重錘：鋼板 2kN
- (3) 対象構造物の固有振動数：3.0Hz～4.5Hz
- (4) 制振デバイスと構造物の質量比：1.0%～1.5%
- (5) 振動数微調整方法：板ばねを付加

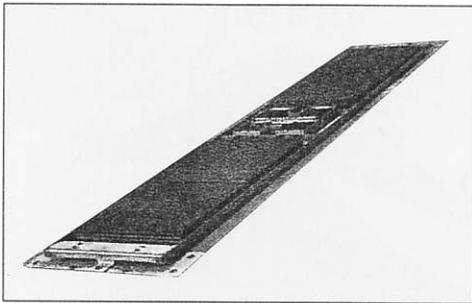


図1 バンドーTMD XAシリーズ

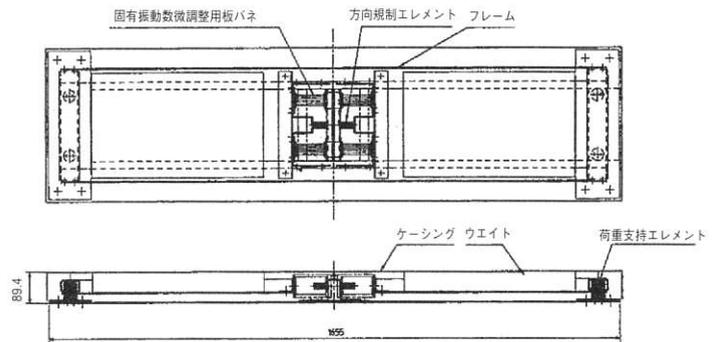


図2 制振デバイス全体図面

2.4 制振デバイスの効果

制振デバイスの効果を示すため、数値解析による制振デバイスの有無における構造物の振動伝達率の違いを示します。制振デバイスをつけることで、約50%以下に振動を低減させることが可能となります。

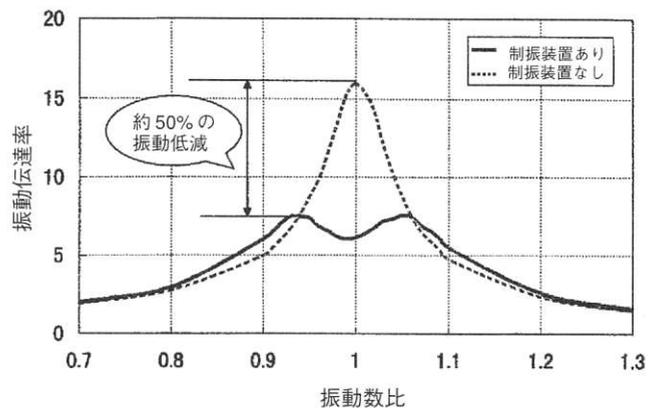
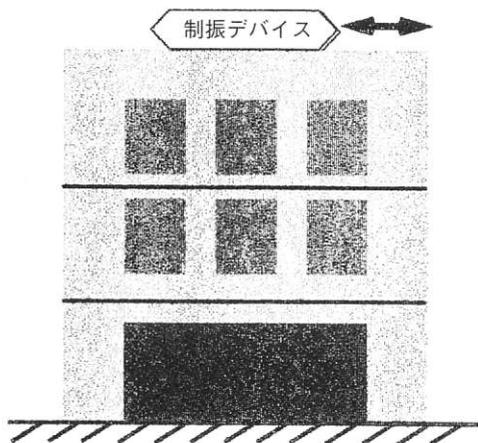


図3 制振装置の有無による振動伝達率の比較

TOPICS

TOPICS

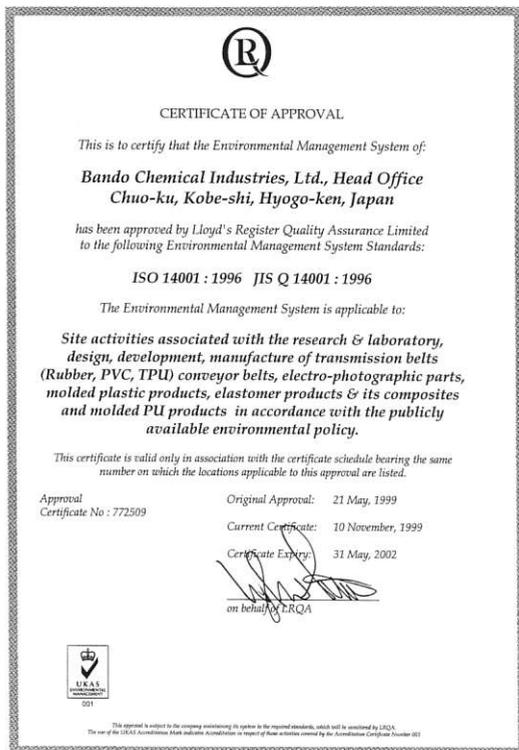
TOPICS

ISO 14001認証取得 (1999年5月:本社事務所、足利事業所) (1999年11月:加古川事業所、中央研究所)

当社は、すでに全事業部において品質保証の国際規格である ISO 9001 の認証を取得し、顧客の要求品質を満たす製品造りに努めて参りました。さらにこれらの活動に加え、今や世界人類の共通の課題である環境問題へ目を向け、美しい地球を次世代に残すために、環境にやさしい製品開発や省資源化を継続的に推進させることを目的として、全社的な環境マネジメントシステムの構築に取り組んで参りました。

この度、私達のこうした環境保全に対する取り組みが、環境管理の国際規格である ISO 14001 に適合していると、認証機関である LRQA (Lloyd's Register Quality Assurance) により認められました。

1999年5月に本社事務所、足利事業所が認証取得、1999年11月に加古川事業所、中央研究所が認証範囲の拡大をしています。順次他の事業所にも展開し、スコープおよびロケーションの拡大を図る計画です。



加古川工場素材製造棟竣工 (1999年10月)

素材加工設備の集約・強化をはかるため『加古川工場素材製造棟』を加古川工場内（兵庫県加古川市）に建設しておりましたが、このたび完成し10月29日（金）同棟内において竣工式を行いました。

『加古川工場 素材製造棟』の概要

所在地等 〒675-0104

兵庫県 加古川市 平岡町土山字コモ池ノ内648

加古川工場内

加古川工場長 辻本 孝（つじもとたかし）

TEL (078) 942-3232

FAX (078) 943-2359

工期 平成10年10月22日から平成11年10月15日

延面積 鉄骨造 地上4階

延面積 5035.26m²

総費用 21億円



素材製造棟外観



竣工式の様子

バンドーテクノフェア'99開催 (1999年11月)

バンドーテクノフェアは1988年(昭和63年)に制定した長期ビジョン「チャレンジ21」の目標のひとつである新製品、新技術開発を促進させるため、それらの開発状況と成果をお得意様など外部へ公開すべく、当社が「開発元年」と定めた1989年から2年に1回開催し、今回で6回目となりました。

今回は、「未来が見えるバンドー製品」を基本コンセプトとして、1999年11月19日・20日神戸国際展示場(関西会場)と11月23日・24日東京流通センター(関東会場)において開催し、マルチメディア・精密機器、FA、自動車・農業機械、土木・建築および一般産業の5つの分野で、展示を行いました。

来場者の方々は説明員の解説に熱心に耳を傾け、活発な質疑応答が各展示コーナーで行われました。尚、主な出展品は以下の通りです。

〔マルチメディア・精密機器分野〕

好適歯形シンクロベルト、スーパートルクシンクロベルト・クリーン仕様、バンコランスーパートルクシンクロベルト・UGタイプ、インクジェットプリント用メディア、印刷用スキージャー、高機能ローラ、昇華プリント用メディア、ELデバイス、転写ベルト走行ユニットほか。

〔FA分野〕

サンライン抗菌用ベルト、サンライン耳ほつれ対策ベルト、サンラインストランドベルト、ベルコーナー180度低騒音ベルト、サンラインポリオレフィンベルト、サンライン急傾斜ベルト、サンライントレーサー、サンラインパイプコンベヤ、ソリッドタイヤ、ワイパーエッジ、ロボットデモ機、スポット溶接用ガンチェンジャ、ロータリージョイントほか。

〔自動車・農業機械分野〕

アバンス、補機ベルトシステム、大型自動車用ローエッジコグベルト、小型自動車用リブエース、軽自動車用ローエッジベルト、スクーター用変速ベルト、二輪・自動車用樹脂製品、優良市場製品、BTC、変速システム・VSW、変速システム・VSDDほか。

〔土木・建築分野〕

高面圧免震用積層ゴム、戸建て住宅用免震装置、軽量建築用制振装置、弾性レール締結装置、ニューケミカルボードCS、サクセスラバー、バンドーシートSP、マジックシート、断振マット、オレフィン系ニューフィルム、サイディング用フィルム、高級壁装用フィルム、真空成形用フィルム、転写印刷用フィルム、多孔質弾性ゴムスラブほか。

〔一般産業分野〕

トラックマット、スタンスマット、石噛み込み防止ベルト(大型ダンプトラック専用)、索道用パワーエースコグ、パワーエースコグスクラム、低騒音STS、EXCEEDシリーズ(パブリック)(リベロ)(ダイナミックス)(マロップ)(光反射マーク)、医療用フィルム、分析試験・物性試験外部受託業務、紫外線照射剥離粘着剤、コンベヤベルトシュート部シュミレーションほか。



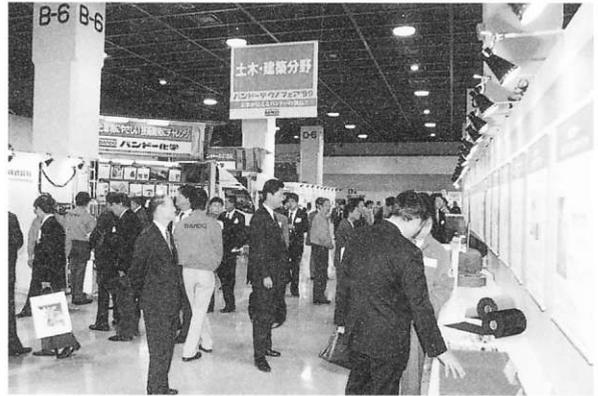
自動車・農業機械分野



マルチメディア・精密機器分野



FA 分野



土木・建築分野



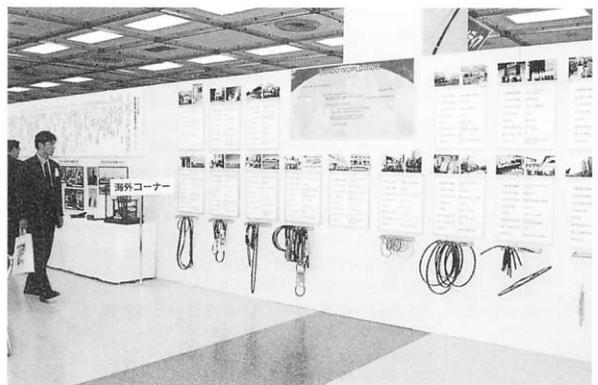
一般産業分野



セミナー



試乗会



海外コーナー

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
運搬事業部	大阪市北区梅田2丁目5番25号 梅田阪神第1ビルディング・9F (ハービスOSAKA)〒530-0001 TEL.(06)6345-2672 FAX.(06)6345-2676
建設資材事業部	加古川市平岡町土山字コモ池の内648 〒675-0104 TEL.(078)942-3204 FAX.(078)942-3282
伝動事業部	大阪市北区梅田2丁目5番25号 梅田阪神第1ビルディング・9F (ハービスOSAKA)〒530-0001 TEL.(06)6345-2636 FAX.(06)6345-2677
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1ビルディング・9F (ハービスOSAKA)〒530-0001 TEL.(06)6345-2671 FAX.(06)6345-2615
MMP事業部	神戸市兵庫区明和通3丁目2番15号 〒652-0883 TEL.(078)651-7331 FAX.(078)651-7339
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
名古屋支店	名古屋市中村区名駅4丁目2番13号(ちとせビル)〒450-0002 TEL.(052)582-3251 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1ビルディング・9F (ハービスOSAKA)〒530-0001 TEL.(06)6345-2631 FAX.(06)6345-7752
中央研究所	神戸市兵庫区芦原通3丁目1番6号 〒652-0082 TEL.(078)681-6681 FAX.(078)651-7997
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
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
加古川工場	加古川市平岡町土山字コモ池の内648 〒675-0104 TEL.(078)942-3232 FAX.(078)943-2359
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
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
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

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
東北バンドー販売株式会社	仙台市若林区若林5丁目8番38号 〒984-0826 TEL.(022)286-8111 FAX.(022)285-5873
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13号 〒970-8691 TEL.(0246)22-2696 FAX.(0246)21-3767
株式会社バンドー東販	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
株式会社パンテック	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
バンドー神奈川販売株式会社	神奈川県高座郡寒川町田端1516番地1 〒253-0114 TEL.(0467)74-3555 FAX.(0467)74-5553
北陸バンドー販売株式会社	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	大阪市東淀川区東中島2丁目24番23号 〒533-0033 TEL.(06)6323-2321 FAX.(06)6323-0697
株式会社近畿バンドー	東大阪市水走3丁目4番23号 〒578-0921 TEL.(0729)62-1115 FAX.(0729)65-4591
キンバン化工株式会社	東大阪市水走3丁目4番23号 〒578-0921 TEL.(0729)62-3351 FAX.(0729)65-6084
関西バンドー化工株式会社	神戸市兵庫区芦原通6丁目2番34号 〒652-0882 TEL.(078)651-4059 FAX.(078)652-0726
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 〒652-0802 TEL.(078)577-8541 FAX.(078)577-9925
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 〒652-0802 TEL.(078)577-0831 FAX.(078)577-0534
中国バンドー株式会社	広島県廿日市市下平良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	徳山市大字久米字弥平1032の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
九州バンドー化工株式会社	福岡県直方市須崎町7番33号 〒822-0024 TEL.(0949)22-0630 FAX.(0949)24-1195

■製造関係会社

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)682-2600
福井ベルト工業株式会社	福井市下江守町23番地 〒918-8037 TEL.(0776)36-3100 FAX.(0776)36-4038
バンドー・ショルツ株式会社	加古川市平岡町土山字コモ池の内648 〒675-0104 TEL.(078)943-3933 FAX.(078)943-4640
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

■その他サービス関係会社

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 〒652-0802 TEL.(078)576-5353 FAX.(078)577-6553
バンドー食産株式会社	神戸市兵庫区明和通3丁目2番15号 〒652-0883 TEL.(078)681-3700 FAX.(078)681-1140
西兵庫開発株式会社 (千草カントリークラブ)	兵庫県東粟野千種町廣巣24番2号 〒671-3212 TEL.(0790)76-3333 FAX.(0790)76-3310
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 〒652-0802 TEL.(078)577-6751 FAX.(078)577-9465
バンドーコンピューターシステム株式会社	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
株式会社トゥモロー	神戸市中央区磯上通7丁目1番2号(北野ビル)〒651-0086 TEL.(078)242-2608 FAX.(078)242-2609

海外関係会社

北米地域

BANDO AMERICAN INC. 1149 West Bryn Mawr, Itasca, Illinois 60143 U.S.A. TEL.1-630-773-6600 FAX.1-630-773-6912
BANDO MANUFACTURING OF AMERICA, INC. P.O.Box 10060, 2720 Pioneer Drive Bowling Green, Kentucky 42102-4860, U.S.A. TEL.1-502-842-4110 FAX.1-502-842-6139

欧州地域

BANDO CHEMICAL INDUSTRIES (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

BANDO CHEMICAL INDUSTRIES (SINGAPORE) PTE.LTD. Pasir Panjang Distripark, Block 10, Unit 6, Pasir Panjang Road, Singapore 118500 SINGAPORE TEL.65-475-2233 FAX.65-479-6261
DONGIL BANDO CO., LTD. 305, Sanmak-Dong, Yangsan-Si, Kyongsangnam-Do REPUBLIC OF KOREA TEL.82-523-388-0084 FAX.82-523-388-0087
BANDO JUNG KONG, LTD. 398-10 Moknae-Dong, An San City, Kyongki-Do, REPUBLIC OF KOREA TEL.82-345-491-6208 FAX.82-345-491-6167
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
SIAMESE-BANDO RUBBER INDUSTRY LTD. 4777 Moo 4, Soi Wat Bangpla, Tamol Bankao, Amphr Muang, Samutsakorn 74000 THAILAND TEL.66-34-424410 FAX.66-34-422202
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. 22m/s, Jalan Air Hitam 81000 Kulai, Johor, MALAYSIA TEL.60-7-663-9661 FAX.60-7-663-9664
PENGLUARAN GETAH BANDO (MALAYSIA) SDN. BHD. MLO 5516, 22m/s, Jalan Air Hitam, 81000 Kulai, Johor MALAYSIA TEL.60-7-663-5021 FAX.60-7-663-5023
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 SAKATA LTD. Room 2201-2, Shun Tak Centre, West Tower, 200 Connaught Road Central, HONG KONG TEL.852-2494-4815 FAX.852-2481-0444
BANDO CHEMICAL INDUSTRIES (TIANJIN) CO., LTD. Bliss Building, 5 Fourth Avenue, TEDA, Tianjin, 300457 CHINA TEL.86-22-66200912 FAX.86-22-66200914

BANDO TECHNICAL REPORT (BTR) No.4

バンドー テクニカルレポート

平成 12 年 2 月 24 日発行

編 集 バンドー化学株式会社 中央研究所・総合企画室
発 行 バンドー化学株式会社 総合企画室
〒651-0086 神戸市中央区磯上通2丁目2-21(三宮グランドビル)
TEL.078-232-2935 FAX.078-232-2846

無断転載を禁じます



<http://www.bando.co.jp>