歯付ベルトの回転伝達誤差に及ぼすアイドラの影響*

(無負荷の場合)

籠谷 正則^{*1}, 蒔田 健一^{*2}
上田 博之^{*1}, 小山 富夫^{*3}

Influence of Idler on Transmission Error in Synchronous Belt Drives (In Case of No Load)

Masanori KAGOTANI^{*4}, Kenichi MAKITA,
Hiroyuki UEDA and Tomio KOYAMA

^{*4} Department of Mechanical Engineering for Transportation, Osaka Sangyo University,
3-1-1 Nakagaito, Daito-shi, Osaka, 574-8530 Japan

Idlers are widely used in synchronous belt drives in order to adjust the center distance and in order to increase the angle of contact. A meshing phase angle occurs when an idler is attached and this is thought to generate a transmission error. In the present study, a transmission error having a period of one pitch of the pulley was investigated both theoretically and experimentally for synchronous belt drives with an idler attached on the belt span. The experimental conditions were such that the speed ratio was one under a quasi-static condition and no load. The experimentally obtained transmission error that occurs due to the idler agrees closely with the computed result. In addition, changes in tooth load and frictional force have a greater influence than change in meshing phase angle on the magnitude of the transmission error. The magnitude of the transmission error is affected when the idler is moved in the direction normal to the bearing stand, and is unaffected when the idler is moved in the direction parallel to the bearing stand. Furthermore, when the diameter of the idler increases, the transmission error remains constant. However, when the diameter of the idler decreases, the transmission error increases.

Key Words: Machine Element, Synchronous Belt, Transmission Error, Idler, No Load, Installation Tension, Load Distribution, Meshing Phase Angle

1. 緒 言

歯付ベルト伝動装置は、印刷機、複写機、シリアルプリンタ、ビデオ、NC工作機械など、負荷はほとんど作用せず取付張力に近い状態で、歯付ベルトの特長を生かした正確な同期伝動用あるいは位置決め用として広く使用されている。このため、著者らは、これまでに二軸伝動における回転伝達誤差の発生機構を明らかにするとともに、その低減策についていくつかの提案を行ってきた⁽¹⁾。特に、取付張力のみが作用し、速度比が1で、原動プーリに対する従動プーリのかみあい位相角が零のとき、理論的に1ピッチを周期とする回転伝達誤差は発生しないことを明らかにした⁽²⁾。

実際上の使用においては、軽負荷が作用する場合や速度比が1ではなくかみあい位相角が生じる場合、あるいは多軸伝動を行う場合など、多岐にわたる条件設定が考えられるが、無負荷に近い状態で2軸間の正確

な同期伝動を行うには、速度比を1とし、かみあい位相角が零となるよう設定すればよい。しかしながら、軸間距離の調整やベルトの巻付け角増大のため、アイドラをベルトスパン間に取付けざるを得ない場合がある。アイドラを取付けた場合、かみあい位相角が生じるとともにベルトの巻付け角が変化するため、かみあい始めならびにかみあい終わりにおける歯面荷重やベルト歯溝部とプーリ歯先面間の摩擦力が変化する。このことにより、ベルトスパン間の張力は1ピッチを周期として変動するため、回転伝達誤差が発生することが考えられる。

本研究では、速度比が1で無負荷時においてアイドラを取付けた場合、1ピッチを周期とする歯付ベルトの回転伝達誤差について理論的、実験的に検討したので、その結果を報告する。

2. 理 論 解 析

アイドラを取付けたことによる回転伝達誤差を求めるには、荷重分担を知る必要がある。荷重分担は、ベルトの巻付け角や不完全かみあい部でのベルト歯とプーリ歯の接触状態などにより変化する⁽³⁾。このため、まず、アイドラを任意の位置に取付けた場合のかみあい状態について述べる。

* 原稿受付 2000年7月21日。

^{*1} 正員、大阪産業大学工学部(☎574-8530 大東市中東内3-1-1)。

^{*2} 学生員、大阪産業大学大学院。

^{*3} 正員、大阪工業大学工学部(☎535-8585 大阪市旭区大宮5-16-1)。

E-mail: kagotani@tm.osaka-sandai.ac.jp

図1に、アイドルの取付位置を示す。アイドルは、原動軸中心から従動側へ水平距離 l 、原動と従動プーリのピッチ円の共通接線から高さ h の位置にあるとする。このとき、ベルトの弾性変形や浮き上がり⁽⁴⁾により軸間距離 C が変化するが、これを無視すると、両プーリの図1に示す角度 $\rho_{(j)}$ は、次式で表される。

$$\rho_{(j)} = \sin^{-1} \left[\frac{\{(h - r_0 - r_{p(j)})l_x + (r_0 + r_{p(j)})l_{c(j)}\}}{\{l_x l_{c(j)} + (h - r_0 - r_{p(j)})(r_0 + r_{p(j)})\}} \right] \cdots \cdots (1)$$

ここで、 $j=1$ のとき原動側を、 $j=2$ のとき従動側を示し、 $r_{p(j)}$ はプーリピッチ円半径を、 r_0 はアイドル中心からベルトピッチ線までの半径を示す。また、 $l_{c(j)}$ は、プーリとアイドルの共通接線のベルト長さで、次式で表される。

$$l_{c(j)} = [l_x^2 - \{2(r_0 + r_{p(j)}) - h\}h]^{1/2} \cdots \cdots (2)$$

式(1)と(2)において、 $j=1$ のとき $l_x = l$ 、 $j=2$ のとき $l_x = C - l$ とする。

ベルト1周分の長さ L は、式(1)と(2)を用いて、次式で表される。

$$L = C + (\pi + \rho_{(1)})r_{p(1)} + (\pi + \rho_{(2)})r_{p(2)} + (\rho_{(1)} + \rho_{(2)})r_0 + l_{c(1)} + l_{c(2)} \cdots \cdots (3)$$

荷重分担計算に必要な角度 $\rho_{(j)}$ は、 C を任意に与え、式(2)により求めた $l_{c(j)}$ と式(1)により求めた $\rho_{(j)}$ を式(3)に代入し、得られた L と与えられた L が等しくなる C を決定することにより、求めることができる。

原動および従動側のベルト巻付け角 $\Omega_{(j)}$ は、 $\rho_{(j)}$ を用いて、次式で表される。

$$\Omega_{(j)} = \pi + \rho_{(j)} \cdots \cdots (4)$$

図2に、プーリ回転前のかみあい位置とベルトの歯番号を示す。プーリ回転前のベルト歯とプーリ歯のかみあい位置は、図2に示すように、原動側かみあい始めのベルト歯が理論上完全にかみあい、プーリ歯溝中心にあるときとし、この位置から、プーリは $\theta_{(j)}$ だけ回転するものとする。

従動側かみあい始めにおいて、プーリピッチ円とベルトピッチ線が接する点から、 $\theta_{(j)} = 0$ におけるプーリ

歯溝中心までの角度をプーリのかみあい位相角 Ψ とすると、 Ψ は次式で表される。

$$\Psi = \Omega_{(2)} - \{t_b(n_s + n_w + 1) - C\} / r_{p(2)} \cdots \cdots (5)$$

ここで、 t_b はベルトピッチ、 n_s はアイドル取付時のスパン間でのベルト歯数、 n_w は従動側プーリの完全かみあい歯数をそれぞれ示す。

任意の歯番号は (j, k) で表し、かみあい始めにおいて、ベルト歯がプーリ歯と干渉を起こすであろう一つ手前の歯番号を $k=1$ とし、かみあい終わりにおいて、完全かみあいからベルト歯が出て行くとき、干渉を起こさないであろう歯番号を $k=n$ とした。

次に、図2のかみあい状態からプーリが回転したときの回転伝達誤差について述べる。ここで、プーリは準静的領域で回転するものとし、プーリとアイドルの軸受摩擦は無視する。また、アイドルに巻付いている間のベルト張力は、そのスパン間のベルト張力と等しいものとする。さらに、かみあい始めならびにかみあい終わりでアルキメデスうずまき線状にベルトの浮き上がりが生じているものとし⁽⁴⁾、プーリにベルトを軽く巻付けた場合、設計上ベルト歯先はプーリ歯底に接触するので、文献(2)で考慮したプーリの多角形作用は無視した。

図3に、取付張力が作用している場合のベルト1周分のかみあいモデルを示す。図3において、実線はかみあい始めならびにかみあい終わりのプーリ歯を、破線はベルトが弾性変形を起こしたときのベルト歯の位置をそれぞれ示す。

図3(a)は、図2に示すかみあい位置において取付張力 T_i が作用し、それぞれ $\lambda_{0(j,1)}$ 、 $\lambda_{0(j,n)}$ だけプーリ歯溝中心からベルト歯中心が移動した状態を示す。このかみあい状態から、原動プーリと従動プーリが同じ角度回転し、プーリピッチ円上で x_p だけ移動したとする。このとき、両プーリのかみあい始めならびにかみあい終わりのプーリ歯溝中心からベルト歯中心まで

Fig. 1 Attaching position of idler

Fig. 2 Meshing state between belt and pulley teeth and belt tooth number

の距離は、不完全かみあい部での干渉や摩擦力の変化により、プリー回転前と比較して変化し、図3(b)に示すように、それぞれ $\lambda_{(j,1)}$ 、 $\lambda_{(j,n)}$ になったとする。このことにより、歯番号(1,1)と(2,n)間のベルト長さ l_1 と歯番号(2,1)と(1,n)間のそれ l_2 が変化し、当初作用していた T_i から張り側張力とゆるみ側張力が生じることになる。このとき、生じた張力差をなくするため、従動プリーが Δx_p だけ進むか遅れることにより、ある新たな取付張力 T_{ii} になろうとする。この挙動が回転伝達誤差となって現れるものとする。

以上のことより、プリーピッチ円上における従動プリーの動き Δx_p は、図3より、次式で表される、

$$\Delta x_p = \{(\lambda_{b(1)} - \lambda_{e(2)})l_2 - (\lambda_{b(2)} - \lambda_{e(1)})l_1\} / (l_1 + l_2)$$

ただし、 $\lambda_{b(j)} = \lambda_{0(j,1)} - \lambda_{(j,1)}$ 、 $\lambda_{e(j)} = \lambda_{0(j,n)} - \lambda_{(j,n)}$

$$\dots\dots\dots (6)$$

式(6)において、 $\lambda_{b(j)}$ はかみあい始めのプリー回転に伴うベルト移動量を示し、 $\lambda_{e(j)}$ はかみあい終わりのそれを示す。また、 l_1 は歯番号(1,1)と(2,n)間の張力作用前のベルト長さを示し、 l_2 は(2,1)と(1,n)間のそれを示す。

回転伝達誤差 $\Delta\theta$ は、原動プリーの回転に伴う相対的な従動プリーの進み角、または遅れ角として、次式で表される、

$$\Delta\theta = 2\pi\Delta x_p / (t_{p(2)}z_p) \dots\dots\dots (7)$$

ここで、 $t_{p(2)}$ は従動プリーのピッチを、 z_p はその歯数を示す。

回転伝達誤差の演算は、まず、回転角 $\theta_{(j)}=0$ における原動側のプリー歯溝中心からベルト歯中心までの距離 $\lambda_{0(1,1)}$ 、 $\lambda_{0(1,n)}$ を荷重分担より求め⁽³⁾⁽⁴⁾、従動側のそれら $\lambda_{0(2,1)}$ 、 $\lambda_{0(2,n)}$ を式(5)に示したかみあい位相角 Ψ だけプリーを進ませたときの荷重分担より求める。次に、 $\theta_{(j)}$ だけプリーが回転したとき、 T_{ii} を任意に与え、次式を満足する $\lambda_{b(j)}$ と $\lambda_{e(j)}$ を荷重分担より求めたのち、式(6)と(7)を用いて、回転伝達誤差を計算することができる。

Fig. 3 Meshing condition between belt and pulley teeth over one belt revolution

$$T_{ii} = T_i + (\lambda_{b(1)} - \lambda_{e(2)} - \lambda_{b(2)} - \lambda_{e(1)})SE / (l_1 + l_2) \dots\dots\dots (8)$$

ここで、 SE はベルトの伸びに関する係数を示す。

3. 実験装置と実験方法

3・1 回転伝達誤差 回転伝達誤差の測定は、文献(4)で使用した実験装置を用いて行った。すなわち、原動ならびに従動軸の軸端にそれぞれ出力パルス数が3000 pulse/revのロータリエンコーダを取付け、これらからのデジタル信号を位相差/電圧変換器で演算処理し、原動軸に対する従動軸の相対的角度差をFFTアナライザに取込むことにより行った。

アイドラは、市販の深みぞ玉軸受を使用し、図1に示すように、原動側かみあい終わりと従動側かみあい始めのスパン間に設置し、取付高さ h と原動軸中心からの水平距離 l を変化させた。取付張力の設定は、従動軸受台を移動させることにより行い、ロードセルでその張力を測定した。また、ベルト歯とプリー歯のかみあい位置は、原動プリー側に電磁ピックアップを取付けることにより測定した。なお、本研究は準静的領域におけるものであるため、原動プリーの回転速度は約 0.063 s^{-1} 一定と遅くした。

3・2 供試ベルトとプリー 実験に使用したベルトとプリーの歯形は、文献(4)で使用したものと同様のYU形と呼ばれる円弧歯形である。ベルトはクロロプレンゴムベルトで、公称ベルトピッチ $t_b=8 \text{ mm}$ 、歯数 $z_b=100$ 、ベルト幅 $w_b=20 \text{ mm}$ である。

このベルトとかみあうプリーは、原動および従動側とも公称プリーピッチ $t_{p(j)}=8 \text{ mm}$ 、歯数 $z_p=22$ のS45C製プリーである。このプリーにベルトを巻付け、アイドラを取付けない場合、軸間距離 $C=312 \text{ mm}$ である。

4. 実験結果と計算結果の比較検討

4・1 回転伝達誤差の発生要因 図4に、回転伝達誤差の実験結果と計算結果を示す。実験条件は、取付張力 $T_i=600 \text{ N}$ 、アイドラの取付位置は、原動軸中心からアイドラ中心までの水平距離 $l=100 \text{ mm}$ 一定とし、取付高さ h を変化させた。図4中に示す実線が実験結果で、ベルト1周やプリー1回転を周期とする回転伝達誤差^{(5)~(9)}を取除いた結果である。破線は、ベルトの浮き上がりを考慮し⁽⁴⁾、2章で述べた解析方法を用いて行った計算結果を示す。

図4(a)のように、 $h=0$ 、速度比=1で原動プリーに対する従動プリーのかみあい位相角 $\Psi=0$ のとき、1ピッチを周期とする回転伝達誤差は理論的に発生せ

ず⁽²⁾、実験結果においてもその発生はほとんど見られない。図4(b)や(c)のようにアイドラが取付けられた場合、1ピッチを周期とする回転伝達誤差が明りように現れている。また、アイドラ取付高さの変化による実験結果と計算結果は、振幅、位相ともよく一致している。このことより、アイドラを取付けた場合の1ピッチを周期とする回転伝達誤差の解析は、妥当であることが確認できた。

図4(b)と(c)を比較すると、1ピッチを周期とする回転伝達誤差の位相がほぼ逆転している。これは、次のことより説明できる。

図5に、アイドラの取付高さ $h=12\text{ mm}$ の場合、プーリが1ピッチ回転する間での原動側と従動側のかみあい始めならびにかみあい終わりの荷重分担とベルト移動量の計算結果を示す。図5(a)は、歯面荷重 $Q_{(j,k)}$ の変化を示す。ここで、かみあい始めの歯面荷重は、図2に示す理論上完全かみあいが行われている $(j, 3)$ 歯で、かみあい終わりのそれは、プーリが1ピッチ回転し、完全かみあいが終了する1つ手前の $(j, 13)$ 歯である。かみあい始めの歯面荷重 $Q_{(j,3)}$ は、ベルト歯が浮き上がりを起こし、不完全かみあいを生じながらプーリの回転とともに完全かみあいに近づくため、増加していく。その後、 $(j, 2)$ 歯に歯面荷重が作用すると、 $Q_{(j,3)}$ は減少していくことになる。 $Q_{(1,3)}$ と $Q_{(2,3)}$ を比較すると、 $Q_{(2,3)}$ の方が早い時期に歯面

荷重が生じている。これは、アイドラを取付けたことにより、図2に示したプーリのかみあい位相角 φ が生じ、 $Q_{(2,3)}$ の方が早く不完全かみあいが起こるためである。かみあい終わりの歯面荷重 $Q_{(j,13)}$ は、このような取付張力ではほとんど作用していない。

図5(b)に、ベルト歯溝部とプーリ歯先面間の摩擦力 $R_{(j,k)}$ を示す。かみあい始めの摩擦力は、摩擦が作用を始める歯で表し、かみあい終わりのそれは、摩擦が終わる歯で表す。かみあい始めの摩擦力 $R_{(1,4)}$ と $R_{(2,3)}$ はベルトをプーリに巻込んでいくため負に増加し、かみあい終わりの摩擦力 $R_{(j,14)}$ はその逆となる。

図5(c)は、 $\theta_{(j)}=0$ におけるベルト歯の中心がプーリの回転に伴い移動した変化量で、式(6)中の $\lambda_{b(j)}$ と $\lambda_{e(j)}$ を示したものである。図5(c)において、原動側と従動側のかみあい始めならびにかみあい終わりのベルト移動量がプーリ1ピッチ回転後に一致しているのは、ベルトが取付張力によって伸ばされた量だけベルト走行方向に移動するためである。

ベルトの移動量は、プーリの回転に伴う歯面荷重と摩擦力の変化により定まる。不完全かみあい部の歯面荷重が増加していく場合、プーリに巻付いているベルトはベルト走行方向、すなわち、図5(c)の正方向に

Fig. 4 Experimental and computed results of transmission error

Fig. 5 Computed result of load distribution when $h=12\text{ mm}$

移動する。これは、無負荷の場合、プーリと接触している各ベルト歯の総歯面荷重は負の総摩擦力に等しいため、不完全かみあい部での歯面荷重の増加分だけ巻付いている各ベルト歯面荷重が減少することによる。摩擦力が負に増加していく場合、総歯面荷重も増加するので、巻付いているベルトの移動量は、ベルト走行方向と反対方向に移動する。摩擦力が減少していく場合、その逆となる。このような歯面荷重と摩擦力の変化により、かみあい始めの移動量 $\lambda_{b(j)}$ とかみあい終わりの移動量 $\lambda_{e(j)}$ が図 5(c) のように変化する。原動側の $\lambda_{b(1)}$ と $\lambda_{e(1)}$ 、従動側の $\lambda_{b(2)}$ と $\lambda_{e(2)}$ の変化の傾向がほぼ等しくなるのは、かみあい始めならびにかみあい終わりの歯面荷重と摩擦力の変化が巻付いているベルト全体に影響されることによる。

回転伝達誤差は、図 5(c) のベルト移動量の変化より、式 (6) を用いて求めることができる。式 (6) において、 $\lambda_{b(1)} > \lambda_{e(2)}$ および $\lambda_{b(2)} > \lambda_{e(1)}$ のとき、スパン間のベルトはそれぞれ張られることになる。図 5(c) の計算結果より、アイドラが取付けられていないスパンでの張力は、 $\lambda_{b(1)} < \lambda_{e(2)}$ であるため、ゆるみ側張力となる。また、その逆のスパンでの張力は、 $\lambda_{b(2)} > \lambda_{e(1)}$ により張り側張力となる。このため、両スパンのベルトが等しい張力になろうとして従動プーリは遅れることになり、図 4(b) のような結果となる。

図 6 に、アイドラの取付高さ $h=28$ mm におけるプーリ回転に伴う歯面荷重、摩擦力およびベルト移動量

Fig. 6 Computed result of load distribution when $h=28$ mm

の変化の計算結果を示す。図 5 に示した $h=12$ mm の場合と比較すると、歯面荷重の変化にあまり差異は見られないが、摩擦力の変化が生じる位置は、原動側かみあい始めを除いて、大きく異なっている。アイドラ取付高さが高くなるほど、原動ならびに従動プーリの巻付け角は大きくなる。このため、原動側かみあい終わりにおける摩擦力の変化が生じるプーリ歯は、 $h=28$ mm のとき (1, 15) 歯めになるが、ベルトがプーリ歯を離れる時期が $h=12$ mm の場合よりも早くなる。また、従動側かみあい終わりでは、アイドラを高く取付けるほど従動プーリが回転方向と逆回転するため、摩擦力の減少し始める位置は遅くなる。これらの結果より、かみあい始めならびにかみあい終わりのベルト移動量は、図 6(c) に示すように、 $\lambda_{b(1)} > \lambda_{e(2)}$ および $\lambda_{b(2)} < \lambda_{e(1)}$ となり、アイドラを取付けない側のスパンが張り側、その逆のスパンがゆるみ側となる。このため、 $h=28$ mm の場合、図 4(c) のように、 $h=12$ mm と比較して回転伝達誤差の位相が逆転することになる。

以上のことより、回転伝達誤差の生じる傾向は、歯面荷重の変化よりも摩擦力の変化による影響の方が大きいといえる。

4.2 アイドラ取付位置の影響 図 7 に、回転伝達誤差に及ぼすアイドラ高さの影響を示す。横軸にアイドラ取付高さ h を、たて軸に回転伝達誤差の全振幅 $\Delta\theta_A$ を示す。実験条件は、 $T_i=600$ N、 $l=100$ mm 一定とした。図 7 より、回転伝達誤差は、アイドラ取付高さの増加とともに増加し、ある取付高さから減少する領域が存在している。

図 8 に、アイドラ取付高さの変化に伴うベルトの巻付け角と従動プーリのかみあい位相角の変化を示す。巻付け角 $\Omega_{(j)}$ は、アイドラ取付高さ h の増加に伴い、原動および従動側はともに増加し、原動側は $h=27$ mm 程度で 1 ピッチ分多くプーリに巻付く。また、か

Fig. 7 Influence of distance of direction normal of idler on transmission error

みあい位相角 Ψ は $h=36$ mm 程度で零となり、原動側と従動側のかみあい始め同士のかみあい状態は等しくなる。

図7の回転伝達誤差の生じる傾向は、アイドラ取付高さの変化に伴う $\Omega_{(i)}$ や Ψ の変化の傾向と一致していない。このことより、回転伝達誤差の変化の傾向は、 $\Omega_{(i)}$ や Ψ の変化そのものが影響したのではなく、図5で述べたとおり、アイドラを取付けたことによる原動側と従動側のかみあい始めならびにかみあい終わりのプーリの回転に伴う歯面荷重と摩擦力の変化により生じたものであるといえる。

図9に、アイドラ取付高さを一定とし、アイドラを従動側方向に平行移動させた場合の回転伝達誤差の実験結果と計算結果を示す。実験は、図7と同一条件で、アイドラ取付高さ h を 12 mm と 20 mm で行った。取付高さを变化させた両結果とも、実験結果に多少のばらつきはあるが、アイドラが従動側方向に移動しても回転伝達誤差はほぼ一定である。これは、アイドラを移動させると、原動側かみあい終わりの巻付け角が減少し、従動側かみあい始めの巻付け角が増加するが、歯面荷重と摩擦力が変化する位置はほとんど変わらず、回転伝達誤差の全振幅もあまり変化しなかったも

のと考えられる。ただし、回転伝達誤差の位相は、アイドラの従動側への移動に伴い、順次変化する。

以上のことより、アイドラを取付けた場合、取付位置により多少回転伝達誤差を低減できるが、回転伝達誤差が零となるようなアイドラの取付位置は本実験条件では存在しない。しかしながら、アイドラをスパン中央に取付け、プーリのかみあい位相角が零となるようにアイドラ取付高さを調整する、あるいは、上下スパンのかみあい始めから同一の位置にアイドラをそれぞれ取付けることにより、理論的な回転伝達誤差は零とすることができる。

4.3 アイドラ径の影響 図10に、回転伝達誤差に及ぼすアイドラ外径の影響を示す。実験は、取付張力 $T_i=600$ N、アイドラ取付位置はそれぞれ、 $h=20$ mm、 $l=100$ mm 一定とした。回転伝達誤差の計算結果は、アイドラ径 d_i の変化によりプーリへの巻付け角はわずかながら変化するが、ほとんど一定である。しかしながら、実験結果は、アイドラ径の増加に伴い減少し、 $d_i=60$ mm 以上ではほぼ一定となり、計算結果とよく一致している。 $d_i=60$ mm 以下では、 d_i が小さくなるほど、ベルトは曲げ剛性によりアイドラに正常に巻付かず、計算結果では考慮していない浮き上がった状態が生じ、回転伝達誤差の発生要因となる上下のベルトスパンの張力差に影響を及ぼしたためと考えられる。

このことより、取付張力の大きさにも影響されるが、あまり外径の小さなアイドラを使用すると、回転伝達誤差が大きくなり、また、ベルト寿命の点からも好ましくない。

4.4 取付張力の影響 図11に、回転伝達誤差に及ぼす取付張力の影響の実験結果を示す。実験条件は、 $d_i=72$ mm、 $l=100$ mm 一定とし、アイドラ取付高さ h と取付張力 T_i を順次変化した。

図11より明らかなように、 $h=20$ mm 程度までの

Fig. 8 Computed results for angle of contact and meshing phase angle due to change in h

Fig. 9 Influence of distance of direction parallel of idler on transmission error

Fig. 10 Influence of outside diameter of idler on transmission error

Fig. 11 Experimental result for influence of installation tension on transmission error

回転伝達誤差は、いずれの取付張力においても同様な変化の傾向を示し、 $h=20$ mm 以上になると、取付張力の増加に伴い回転伝達誤差は増加している。図 5 で述べたように、回転伝達誤差はかみあい始めならびにかみあい終わりの歯面荷重と摩擦力の変化によって定まる。 $h=20$ mm 以下の回転伝達誤差の全振幅は、 $\theta_{(1)}=2/5\sim 4/5$ ピッチの間で変化する摩擦力により影響される。アイドラ取付高さの増加に伴い巻付け角も変化するが、 $\theta_{(1)}=2/5\sim 4/5$ ピッチの間ではかみあい始めならびにかみあい終わりでの摩擦力は変化せず、取付張力の増加とともにかみあい始めならびにかみあい終わりのベルト歯の移動量は同様な割合で増加するため、取付張力が増加しても、回転伝達誤差の大きさはあまり変化しなかったものと考えられる。

$h=20$ mm 以上の場合、図 4 より明らかなように、回転伝達誤差の位相は $h=20$ mm 以下と比較して逆転し、回転伝達誤差の最大値と最小値の生じる $\theta_{(1)}$ も変化してゆく。 $h=20$ mm 以上のとき、このような $\theta_{(1)}$ で摩擦力が変化するため、取付張力の増加に伴い回転伝達誤差の全振幅も増加したものと考えられる。

以上のことより、アイドラの取付位置が高い場合、取付張力の増加とともに、回転伝達誤差は大きくなることがわかった。

5. 結 言

無負荷時において、アイドラを取付けた場合の 1 ピッチを周期とする歯付ベルトの回転伝達誤差について実験を行い、計算結果と比較検討した結果、以下の結論を得た。

(1) アイドラ径が小さい場合を除き、かみあい位相角やかみあい始めならびにかみあい終わり部におけるベルトの浮き上がりを考慮した回転伝達誤差の計算結果は実験結果とよい一致をみており、理論解析の有効性が確認できた。

(2) 回転伝達誤差の大きさは、かみあい位相角の変化に伴う不完全かみあい部の歯面荷重と摩擦力の変化に大きく影響される。

(3) アイドラの取付位置は、ベルトスパン間の横方向への移動よりも垂直方向への移動の方が回転伝達誤差に大きく影響する。

(4) アイドラ径が小さい場合、回転伝達誤差は大きく発生する。したがって、小径のアイドラ使用は、ベルト寿命の観点からも避けるべきである。

(5) 取付張力の大きさは、アイドラの取付位置が低い場合、回転伝達誤差の大きさにあまり影響しないが、アイドラを高くした場合、取付張力の増加とともに回転伝達誤差は増加する。

最後に、実験に使用したベルトとプーリは、ユニッタ(株)より提供いただいた。記して謝意を表する。

文 献

- (1) 例えば、Kagotani, M., ほか 2 名, Transmission Error in Helical Timing Belt Drives (Case of a Period of Pulley Pitch), *Trans. ASME, J. Mech. Des.*, **123** 1 (2001), 104-110.
- (2) 龍谷正則・ほか 4 名, 歯付ベルトの回転伝達特性に関する研究 (第 2 報, 初張力作用時の回転伝達誤差・理論解析), *機論*, **48** 429, C (1982), 700-708.
- (3) 龍谷正則・ほか 4 名, 歯付ベルトの初張力作用時における荷重分担, *機論*, **49** 448, C (1983), 2212-2219.
- (4) 龍谷正則・ほか 2 名, 伝達力作用時における歯付ベルトの回転伝達誤差 (ベルトの浮き上がりを考慮した場合), *機論*, **66** 643, C (2000), 951-958.
- (5) 龍谷正則・ほか 2 名, 偏心プーリを持つ歯付ベルトの回転伝達誤差に関する研究 (初張力の影響), *機論*, **55** 519, C (1989), 2831-2839.
- (6) 龍谷正則・小山富夫, 偏心プーリを持つ歯付ベルトの回転伝達誤差に関する研究 (プーリの偏心位相角, ベルト幅などの影響), *機論*, **56** 527, C (1990), 1914-1920.
- (7) 龍谷正則・ほか 2 名, 歯付ベルトの回転伝達誤差に関する研究 (ベルト製作誤差の影響, ポリウレタンベルトの場合), *機論*, **57** 544, C (1991), 3986-3991.
- (8) Kagotani, M., ほか 2 名, A Study on Transmission Error in Timing Belt Drives (Effect of Production Error in Polychloroprene Rubber Belt), *Trans. ASME, J. Mech. Des.*, **115** 4 (1993), 1038-1043.
- (9) 龍谷正則・ほか 2 名, 歯付ベルトの回転伝達誤差に関する研究 (ベルト走行時間の影響, ポリウレタンベルトの場合), *機論*, **60** 580, C (1994), 4303-4309.