ベルトのスキューに関する研究*

(第2報, パラメータの影響およびスキューのメカニズム)

矢鍋重夫^{*1}, 程 輝^{*2}, 野澤 泉^{*2}

Study on Belt Skew

(2nd Report, Effects of Parameters and Skew Mechanism)

Shigeo YANABE^{*3}, Hui CHENG and Izumi NOZAWA

^{*3} Department of Mechanical Engineering, Nagaoka University of Technology,
1603-1 Kamitomiokamachi, Nagaoka-shi, Niigata 940-2188 Japan

Following the previous report, the skew of flat belt running between angular misaligned cylindrical rollers is investigated by experiments and FEM simulation. Both effects of parameters on the skew and the configuration of the belt between/on the rollers are clarified. The results show that the skew rate decreases with increase in the belt width or with decrease in the roller diameter and coefficient to friction. The skew can be considered to occur when the belt winding spirally around the roller moves together with the rotating roller.

Key Words: Finite Element Method, Dynamics of Machinery, Friction, Belt, Skew, Cylindrical Roller, Angular Misalignment

1. 緒 論

前報⁽¹⁾において, (1)プリンタ, 自動改札機, 郵便区分機などで平ベルトが広く使用されており, ベルトのスキューはプリンタの画質や機器の高速化・信頼性に悪い影響を及ぼすこと, (2)製品開発の期間短縮やコスト低減を図るため, 膨大な実験にかかわるスキューシミュレーション法の開発が強く望まれていること, (3)ベルトスキューに及ぼす種々のパラメータの影響やスキューのメカニズムは多くの実験などにもかかわらず不明な点が多いことを述べ, 偏角を与えた二つの円筒ローラ間を走行する平ベルトのスキューに関して実験およびFEMシミュレーションを行った。その結果, (1)ベルト走行距離に対してスキューがゆるやかに変動する過渡スキューから, 変動があまりない定常スキューへ移行すること, (2)定常スキューでは, ベルト全体が張力減少方向へほぼ一定の割合でスキューし, その割合(スキューレート)は偏角の大きさにほぼ

比例すること, (3)シミュレーション結果は上記の実験結果を定性的に説明できることなどを明らかにした。

また, 前報では, ローラ偏角やベルト張力がスキューに及ぼす影響を実験とシミュレーションで検討したが, 本研究では, ベルトの幅や長さ, ローラ径, ベルトとローラ間の摩擦係数, ベルトのヤング率の影響を検討する一方, ローラ間を走行するベルトの位置や変形状およびベルトがローラに巻付く形状を調べた。さらに, こうした結果をもとにスキューのメカニズムについて考察したので, 以下に報告する。

2. 実験およびシミュレーション方法

2・1 実験 装置および手順はほぼ前報と同じである。図1の装置で平行なローラにベルトをかけ, 従動ローラに左方変位と偏角 β を与えた後, 駆動ローラを回転させベルトの横ずれ(スキュー)を測定する。今回は供試ベルトとして構造・材質および張力-伸び特性が既知で幅 B や内周長 L_0 が異なるもの(表1参照)を用いた。また, ローラ径の影響を調べるため直径76mmの円筒ローラのほかに直径20mmのものも用意した。ベルトに規定の張力(140N)を与えるには, ベルトの張力-伸び線図, ベルトの内周長と厚さ,

* 原稿受付 2000年4月20日。

^{*1} 正員, 長岡技術科学大学工学部(〒940-2188 長岡市上富岡町1603-1)。

^{*2} 長岡技術科学大学大学院。

E-mail: yanabe@mech.nagaokaut.ac.jp

ローラ径よりローラ中心間距離を算出して設定した。ベルトとローラ間の摩擦係数は、定盤に固定したベルトにローラ表面とほぼ同じ加工精度の鋼製ブロックをのせ、これにばねばかりで横力を加えてブロックが動き出すときの横力の値から求め、この値をシミュレーションで用いた。ローラにゴムシートを巻き、ベルト/ローラ間の摩擦を高めた実験も行っているが、このときの摩擦係数は、先のブロックの底面に同質のゴムシートを貼った実験を行って求めた。ベルトのスキューは、ベルトが従動ローラから離れた直後(点A)および駆動ローラに接する直前(点B)で、駆動ローラ軸方向へのベルト端の変位量として測定した。

2.2 シミュレーション 前報と同様、シミュレーションはFEM汎用プログラムMARCおよびプリポストプロセッサMENTATを使用して行った。図2にシミュレーションモデルと座標系O-XYZを示す。MARCでは、剛体ローラは強制回転のみ、弾性ローラは従動回転のみ可能という制約があるため、駆動ローラを剛体面、従動ローラを8節点六面体要素、ベルトを4節点厚肉シェル要素で分割した。弾性体は等方性とし、大変形、接触問題、摩擦力を考慮した弾性解析を行っている。ベルト要素の長手方向の長さは約6 mm、この長さは各ローラの外周を40分割した節点の間隔とだいたい同じで、計算の1ステップの駆動ロ

ーラ回転角は 1° である。計算ではベルト・ローラ間でクーロン摩擦力が作用するとした。今回はベルトのヤング率が大きい図2(a)の状態をベルトの初期形状とし、これから従動ローラを $-X$ 方向に移動してベルトに張力を与え、さらに偏角 β を与えた後、駆動ローラを強制回転させている。駆動ローラの微小回転角増分に対するベルトの変形やスキューを静的に計算し、これらの結果を連ねて運動シミュレーションとした。図2(b)は、ローラ回転時の状態の一例で、図中、ベルト中央の周方向環状線(太線)をベルト中心線と呼ぶ。

2.3 パラメータの値 本報の実験およびシミュレーションは、表2に示すパラメータの値を用いて行った。表中のパラメータの特定な値の組合せを標準条件とし、標準条件からひとつのパラメータの値だけを変更してそのパラメータのスキューへの影響を検討した。備考欄に前報で用いたパラメータの値を示した。値が異なっているのは供試ベルトが前報と本報で違うためである。備考欄に示した前報のデータで E の値が二つあるのは、前者が、ベルトにひずみゲージを貼り実験で得た値、後者はスキューの実験とシミュレーション結果があうようにシミュレーションで用いた値である。なお、今回のベルトのヤング率はメーカによるベルトの張力-伸び線図の傾きから算出したもので、この値をそのままシミュレーションで用いている。また、3章などでスキューの実験やシミュレーションの結果を示す際、横軸はベルトの走行距離 L とした。この値は、駆動ローラの直径を D 、回転角を θ 、ベルトの厚さを t として、 $L = \theta(D+t)/2 (= \theta D^*/2)$ で計算している。

Table 1 Sizes of tested belts

Size Type	Length (L: mm)	Width (B: mm)	Thickness (t: mm)
(a) Standard	780	70	1
(b) Narrow	780	35	1
(c) Long	1180	70	1

Fig. 1 Outline of experimental apparatus

Fig. 2 FEM model and coordinate system

Table 2 Values of main parameters

		Standard state	Change level	Reference
Belt	Dimensions(mm)	$L_0=780, B=70, t=1$	$L_0=1180, B=35$	$t=0.7$
	Tension(N)	$T_0=140$		120
	Elastic Modulus(MPa)	$E=540$	90, 270	510/285
	Poisson ratio	$\nu=0.3$		
Roller	Diameter(mm)	$D=76$	20	
	Misaligned angle($^\circ$)	$\beta=1$		0.5, 2
	Elastic Modulus(MPa)	$E=210000$		
	Coefficient of friction	$\mu=0.7$	1.3	0.6

Fig. 3 Effects of belt width and length on belt skew ($\beta=1^\circ$, $T_0=140$ N, $\mu=0.7$)

Fig. 4 Effects of roller diameter on belt skew [$\beta=1^\circ$, $T_0=140$ N, $\mu=0.7$, (a) belt]

3. ベルトスキューに関する実験結果とシミュレーション結果

3.1 ベルトの幅および長さの影響 ベルトの幅および長さ(内周長)が表1の(a)標準, (b)半幅, (c)長尺の3種類のベルトについて, 実験を行いベルトのスキューを2点A, B(図1参照)で測定した. 結果を図3(a)に示す. また, これらに対応するシミュレーション結果を図3(b)に示す. 各図で横軸はベルトの走行距離 L , 縦軸はスキュー量(= Δ : Z 方向変位)である. ベルトは走行開始後, スキュー量がゆるやかに比較的大きく変動するが(過渡スキュー), 走行距離が長くなると変動が小さくなり直線的に変化する傾向を示す(定常スキュー). (c)の実験結果では過渡スキューが長く続いている. なお, スキュー量は従動側の点Aで測定した結果が駆動側の点Bのそれより一般に大きい. スキュー量およびスキューレート(=

定常スキュー時におけるベルトの単位走行距離に対するスキュー量の変化)に関して, 実験結果とシミュレーション結果は半幅ベルトでかなりよく一致しているが, 標準および長尺のベルトではシミュレーション結果がかなり小さい. 定量的には違いが大きい, 定性的には実験もシミュレーションも, ベルト幅が大きくなるとスキューレートが小さくなること, ベルト長さが1.5倍になってもスキューレートはあまり変わらないことがわかる.

3.2 ローラ径の影響 駆動・従動ローラの直径 D を 76 mm(標準), 20 mm(小径)とした場合の実験結果およびシミュレーション結果を図4(a), (b)にそれぞれ示す. 図4の横軸, 縦軸は図3と同じである. 図4より, 実験では過渡スキューが続いているが, 全体的に見るとスキューレートはローラ径が小さいほうが小さくなることがわかる.

3.3 ベルト・ローラ間の摩擦係数の影響 直径

76 mm の駆動・従動ローラに厚さ 0.5 mm のゴムシートを巻き、ローラ・ベルト間の摩擦係数を標準より大きくしてスキュー実験を行った。得られた結果を標準条件の結果とともに図 5(a) に、これに対応するシミュレーション結果を図 5(b) に示す。図 5(a), (b) より、摩擦係数が増加するとスキューレートは若干大きくなることがわかる。なお、ベルト走行距離についてはゴムシートの厚さは無視している。

3.4 ベルトヤング率の影響 表 1(a) の寸法で張力-伸び特性(ヤング率)が異なる 3 本のベルトについてスキュー実験およびシミュレーションを行い、図 6(a), (b) の結果を得た。各ベルトのヤング率 E は、規定張力 140 N に対応する点での張力(応力)-伸び特性曲線の接線の傾きから $\sigma = E\varepsilon$ として計算した。図 6(a) の実験結果から、 $E=540, 270$ MPa の結果はほぼ同じであるが、 $E=90$ MPa の場合はスキュー量およびスキューレートが小さくなる傾向にあることがわかる。一方、図 6(b) のシミュレーション結果では、 E の低下とともにスキュー量・スキューレートが大きくなり、実験結果と異なった傾向を示している。実際のベルトは帆布とゴムからなる複合材であるが、シミュレーションではベルトを等方性のシェル要素として取扱っており、ここに両者の違いの一因があるように思われる。

3.5 パラメータがスキューレートに及ぼす影響

3.1~3.4 に述べたパラメータがスキューレートに及ぼす影響を図 3~図 6(a), (b) から読み取り、まとめ

たものを図 7(a)~(e) に示す。ベルトの幅およびヤング率の影響を示す図 7(b) および図 7(e) を除けば、各パラメータがスキューレートに及ぼす影響は、シミュレーションと実験で傾向がほぼ一致しており、ローラ直径および摩擦係数の増加はスキューレートを大きくすること、ベルト長さはスキューレートにほとんど影響しないことがわかる。シミュレーションによるスキューレートの値が実験値の 40~70% と全体的に小さいのは、シミュレーション全体に関係するベルトのヤング率、摩擦モデル、摩擦係数などに原因があるように思われる。また、図 7(b) から、ベルト幅の増加はスキューレートを小さくすると言える。なお、前報では実測値より小さなヤング率の値をシミュレーションで用いたため、両者のスキューレートの差は 30% 程度と小さかった。以上のシミュレーションでは、駆動ローラを剛体としているが、弾性体として解析してもそのヤング率は大きいので、シミュレーション結果はあまり変わらないと考えられる。

4. スキュー時のベルトの変形形状とローラへの巻付き

4.1 スキュー時のベルトの変形形状 標準条件におけるスキューのシミュレーション結果を用いて、偏角を持つローラ間を走行するベルトのスキュー量および変形形状の変化を調べた。結果を図 8 に示す。図 8 は、図 2(b) のスキュー時におけるベルト中心線の三次元的な位置や変形形状を Y 軸正方向から見たも

Fig. 5 Effects of coefficient of friction on belt skew ($\beta=1^\circ$, $T_0=140$ N)

Fig. 6 Effects of elastic modulus on belt skew ($\beta=1^\circ$, $T_0=140$ N, $\mu=0.7$)

のである。図8のX軸は平行なローラ間に張られたベルトの中心線の位置と一致していて、Z軸は計算の初期状態における平行な二つのローラの対称軸を示す。X=±135 mmにおける一点鎖線は駆動ローラ軸および偏角をもつ従動ローラ軸をそれぞれ示す。図8ではベルトの変位や変形を見やすくするため、Z軸をX軸に対して約45倍拡大して描いてある。

ベルトに初期張力を加えた後、従動ローラに偏角を与えると、ベルト中心線は曲線(a)のように変形し、ベルトは傾き角零で直角に各ローラに巻付いていることがわかる。この状態から駆動ローラが回転すると、回転角に応じてベルト中心線の位置と変形形状は曲線(b), (c), (d)のようになる。ベルト中心線が閉曲線を描くのは、(1)駆動ローラへ向かうベルトの張り

側部分(右矢印の部分)と従動ローラへ向かうベルトの緩み側部分(左矢印の部分)で中心線の変位や変形が異なること、(2)ベルトがある傾き角をもって各ローラに巻付いていること(閉曲線の両端のふくらみ部分)、による。

曲線(b)では、ベルト中心線は駆動側では-Z方向(ベルト張力増加方向)、従動側では+Z方向(張力減少方向)へ変位している。これは図3などに示す非定常スキュー時のひとつの状態である。曲線(c), (d)では、ベルト中心線は偏平な横8の字形を描き、ほぼ同形状で+Z方向へ平行移動したものになっている。これは定常スキュー時の特徴(スキューレートが一定)をよく示している。また、偏平な横8の字形形状から、駆動ローラから従動ローラへ向かう緩み側のベルトのZ方向の変形が若干大きいこともわかる。

4.2 ベルトのローラへの巻付き

図8(d)の駆動ローラ回転角 $\theta=360^\circ$ の場合について、ベルト中心線が円筒形の駆動、従動ローラに巻付いている状態(巻付き曲線)を展開図として図9(a), (b)にそれぞれ示す。また図9には、ベルト中心線の変化を調べるため $\theta=359^\circ$ の場合のシミュレーション結果をあわせて示した。○、●印はベルト中心線上の節点の位置である。図9(a), (b)の横軸は、ベルト中心線がローラに接触している領域におけるローラ上の角位置 ϕ で、接触開始点を $\phi=0^\circ$ 、終端を $\phi=180^\circ$ としている。縦軸はベルト中心線の各ローラ上での軸方向位置($\theta=360^\circ$ の場合の接触間始点を座標原点としている)である。また図9には、 $\theta=360^\circ$ の場合のベルト中心線に対して原点を通る傾き一定の直線も示してある。この直線の傾きは、直線に対するベルト中心線上

Fig. 7 Comparison of Skew rate ($\beta=1^\circ$, $T_0=140$ N)

Fig. 8 Displacement and configuration of belt centerline at different rotational angles ($\beta=1^\circ$, $T_0=140$ N, $\mu=0.7$)

の各節点位置の偏差の二乗和が最小になるように決めたもので、ベルトのローラへの巻付き角の平均値を表している。この直線をリード角一定の直線と呼び、ベルト中心線がこの直線と一致していれば、ベルトは傾き一定でらせん状にローラに巻付いていることになる。図9(a), (b)より、ベルト中心線は、駆動ローラ上ではなだらかに右上がりし140°で極大になるような上に凸の曲線、従動ローラ上では全体として右上がりの横S字曲線の形をしていることがわかる。これらはベルト中心線についての結果であるが、シミュレーション結果からベルト全体もこのように変形してローラに巻付いていると考えられる。

図9で重要なことは、 θ の増加(ローラの回転)とともに、(1)ベルト中心線上の各節点は、右方向上下へ複雑に移動する、しかし(2)ベルト中心線のローラへの巻付き曲線の形状はほとんど変化しない、(3)ベルトの巻付き曲線は全体として下方向へ平行移動する、その結果、巻き角一定の直線も下(右)方向へ平行移動する、ことである。(3)は θ の増加によりベルトのスキュー量 Δ が増加することを意味している。図9(a), (b)の駆動・従動ローラ上でスキュー量 Δ が違うのは、計算の10ステップ程度ではローラ回転角 θ が小さく、ローラやベルトの多角形近似の影響が現れやすいためと考えられる。また、図9(a), (b)の節点の移動を示す矢印から、ベルト中心線の下方向への平行移動は、ベルト中心線上の各節点がローラ展開面上で水平右方向に移動する成分と上下方向に移動す

る成分から成っていることがわかる。前者はベルト上の各節点がローラの回転と一緒に移動する結果であり、後者は各節点がローラ上で軸方向にすべる結果である。

5. スキューの基本メカニズム

4・2節で、各ローラに接触しているベルトの中心線上の節点は、ローラの回転に伴い、水平に移動する成分と上下方向に移動する成分があることを述べた。ここでは前者に着目してスキューのメカニズムを以下の仮定のもとで考察した。

(1) ベルトは一定の傾き角 γ (リード角)でローラにらせん状に巻付いている。

(2) ベルトはすべらずにローラとともに回転する。仮定(1)よりベルト中心線の駆動ローラへの巻付き状態を模式的に描くと、図10の細い実線・破線で示したらせんになる。この状態からローラが $d\theta$ 回転すると、仮定(2)によりベルト中心線上の各点はこれを含む軸に垂直な面内のローラ外周に沿って矢印の点へ移動し、新しいベルト中心線が形成される。新しいベルト中心線は太い実線・破線で示すらせんになり、2本のらせんのZ軸(駆動ローラ軸)方向移動量 Δ を静止系から見たものがベルトのスキューである。このとき、 $\Delta = (D^*/2)d\theta \cdot \gamma$ で、スキューレートは $\Delta / (D^* \cdot d\theta / 2) = \gamma$ となりベルトのリード角に等しくなる。仮定(1), (2)に基づくベルトの運動学的な移動がスキューの基本メカニズムであると考えられる。

この考察を図9(a), (b)の場合に適用すると、図9(a)のリード角一定の直線のリード角は $\gamma = 0.22 / (\pi D^* / 2) = 0.0018$ 、図9(b)で $\gamma = 0.26 / (\pi D^* / 2) =$

Fig. 9 Expanded winding shape of belt centerline ($\beta=1^\circ$, $T_0=140$ N, $\mu=0.7$)

Fig. 10 Mechanism of skew

0.0021となり、この場合のシミュレーションによるスキューレートの値0.0017(図7の標準条件の値)にかなり近いことがわかる。

また、このスキューメカニズムによれば、(1)従動ローラの偏角が大きいとベルトのリード角が大きくなり、スキューレートも増加すること(前報参照)、(2)ローラ径が大きくなると同一ベルトではローラの軸間距離が狭くなり同じ偏角に対してリード角が増え、スキューレートが大きくなることなどが説明できる。しかしながら、ベルト内周長やその他のパラメータの影響については説明できない。今後は、ベルトがローラ軸方向へずれることを考慮したスキューメカニズムを考える必要がある。

6. 結 論

円筒形の駆動ローラおよび偏角を与えた従動ローラ間を走行するベルトのスキューに関して実験およびFEMシミュレーションを行い以下の結論を得た。

(1) 定常スキューでは、(a)ベルト幅が大きいほど、(b)ローラ径やベルト・ローラ間の摩擦係数が小さいほど、スキューレートは小さい。

(2) シミュレーションでは、ベルトヤング率の増

加はスキューレートを小さくするが、実験では逆の傾向が見られた。実際のベルト構造を考慮したシミュレーションが必要と思われる。

(3) 定常スキュー時のベルトは、駆動側では巻き角一定の直線に沿った上に凸の曲線の形でローラに巻付き、従動側ではリード角一定の直線と横Sの字曲線を重ねた形でローラに巻付いている。ベルトが各ローラに巻付く形は、駆動ローラの回転角によらずほぼ同じである。

(4) ベルトが一定の傾き角(リード角)で円筒形のローラにらせん状に巻付いていて、すべらずにローラとともに回転すると仮定すると、ローラの微小回転前後のベルト位置を示す2本のらせんのローラ軸方向への変位がベルトのスキューである。このときのスキューレートはリード角の値に等しい。

文 献

- (1) 矢鍋重夫・程輝・野澤泉, 機論, **66**-647, C (2000), 2128-2134.
- (2) Gerbert, G., *Trans. ASME, Power Transmission and Gearing Conference*, DE-Vol. 88 (1996), 443-452.
- (3) 福島丈雄・ほか3名, 三菱重工技報, **30**-5 (1993), 447-450.
- (4) 小山富夫・ほか3名, 機講論, No. 974-1 (1997-3), 16-20.