

博士学位論文

CVT 用金属 V ベルトの  
運動挙動の変化に関する研究

Study on Change of Kinematic Behavior  
of Metal V-belt for CVTs

2022 年 11 月

同志社大学大学院

理工学研究科 機械工学専攻

2020 年度 1501 番

三林 誠治







## CVT用金属Vベルトの運動挙動の変化に関する研究

## 目次

第1章 序論.....	1
1.1 研究背景 .....	2
1.1.1 摩擦伝動ベルトの種類と用途.....	2
1.1.2 自動変速機の現状.....	3
1.1.3 金属ベルト式 CVT の現状と課題.....	5
1.2 本研究の目的 .....	9
1.3 本論文の構成 .....	11
参考文献.....	13
第2章 面内角度ミスアライメントを有するプーリにより駆動された摩擦伝動平ベルトのスキュー挙動.....	21
2.1 緒言 .....	22
2.2 実験方法 .....	23
2.2.1 試験装置.....	23
2.2.2 試験条件.....	25
2.2.3 ベルトのスキュー率の定義.....	26

---

2.2.4	ベルトのプリー進入角およびプリー退出角の定義および測定方法 .....	26
2.3	結果および考察.....	28
2.2.1	ベルト幅方向変位の変化.....	28
2.2.2	ベルトのプリー進入角および退出角と面内ミスアライメントとの関係 .....	30
2.2.3	面内ミスアライメントを有するプリー間を走行するベルト幅方向加速度の 変化.....	35
2.4	結言 .....	37
	参考文献.....	38
<b>第3章</b>	<b>金属Vベルト式無段変速機の伝達トルクの増加に伴うエレメントの内力状態 の変化.....</b>	<b>39</b>
3.1	緒言 .....	40
3.2	実験方法・試験条件 .....	41
3.3	試験結果及び考察 .....	45
3.4	結言 .....	52
	参考文献.....	52
<b>第4章</b>	<b>金属Vベルト式無段変速機の巻き付き変位に及ぼすエレメントの幅方向変形 の影響.....</b>	<b>55</b>
4.1	緒言 .....	56
4.2	実験方法・試験条件 .....	56

---

4.2.1 試験装置.....	56
4.2.2 CVT エlementに生じる幅方向ひずみの測定.....	58
4.2.3 各プーリシーブの軸方向変位の測定.....	60
4.3 試験結果及び考察.....	63
4.3.1 エlementの幅方向変形に伴うベルト半径方向変位.....	63
4.3.2 プーリの溝幅の変化に伴うベルト半径方向変位の変化.....	66
4.3.3 ベルト巻き付き変位の変化に及ぼす影響の比較.....	70
4.4 結言.....	72
参考文献.....	72
<b>第5章 金属Vベルト式無段変速機の伝達トルクの増加に伴うElementピッチ角の 変化.....</b>	<b>73</b>
5.1 緒言.....	74
5.2 実験方法・試験条件.....	75
5.2.1 試験装置.....	75
5.2.2 CVT Elementの加速度の測定.....	76
5.2.3 加速度の測定データの平滑化处理.....	78
5.2.4 遠心加速度成分の除去.....	78
5.3 試験結果及び考察.....	79
5.3.1 ベルトの巻き付き軌跡.....	79
5.3.2 Elementのピッチ角の局所的変化.....	83

---

5.4 結言 .....	85
参考文献.....	85
<b>第6章 結論.....</b>	<b>87</b>
6.1 本論文の結論.....	88
6.2 今後の展望 .....	90
本論文に関連する研究実績 .....	93
謝辞 .....	97



## 目 次

## 第 1 章 序論

1-1	Type of frictional power transmitting belt. ....	2
1-2	Shift pattern of CVT and stepped AT.....	4
1-3	Prediction of development of transmissions. ....	4
1-4	Type of CVTs. ....	5
1-5	Schematic view of Toroidal type CVT system. ....	7
1-6	Relationship between speed ratio and contact radius of toroidal type CVT. ....	7
1-7	Schematic view of V-belt type CVT system. ....	8
1-8	Structure of chain belt. ....	8
1-9	Structure of metal V-belt. ....	8
1-10	Breakdown of power loss of metal V-belt type CVT. ....	10
1-11	Relationship between pulley thrust and transmitting efficiency. ....	11
1-12	Distribution of clearance between elements at operation. ....	11
1-13	Inclination of element.....	11

## 第 2 章 面内角度ミスアライメントを有するプーリにより駆動された摩擦伝動平ベルトのスキュー挙動

2-1	Apparatus of testing system. ....	24
2-2	Locating Pin for rotating base plate of driving pulley. ....	24
2-3	Acceleration sensor and battery mounted on the flat belt. ....	25
2-4	Illustration of pulleys with angular misalignment $\alpha$ and $\beta$ . ....	26
2-5	Departing angle and approaching angle. ....	27
2-6	Magnified view of flat belt. ....	27
2-7	Relationship between displacement in width direction of belt and moving distance when driving pulley had angular misalignments $\alpha$ . ....	29

2-8	Relationship between displacement in width direction of belt and moving distance when driving pulley had angular misalignments $\beta$ . .....	29
2-9	Change of skew ratio with respect to angular misalignment. ....	30
2-10	Change of approaching and departing angle with respect to angular misalignment of driving pulley $\alpha$ . ....	32
2-11	Change of approaching and departing angle with respect to angular misalignment of driving pulley $\beta$ . ....	32
2-12	Change of belt approaching angle and angular difference between misalignment angle $\alpha$ and approaching angle with respect to angular misalignment of driven pulley $\alpha$ . ....	33
2-13	Illustration of geometrical relationship between approaching and departing angle and angular misalignment $\alpha$ . ....	33
2-14	Change of belt departing angle and angular difference between misalignment angle $\beta$ and approaching angle with respect to angular misalignment of driven pulley $\beta$ . ....	34
2-15	Illustration of geometrical relationship between approaching and departing angle and angular misalignment $\beta$ . ....	34
2-16	Change of acceleration in width direction of belt. ....	36
2-17	Change of acceleration in width direction of belt. ....	36
<b>第 3 章</b>	<b>金属 V ベルト式無段変速機の伝達トルクの増加に伴うエレメントの内力状態の変化</b>	
3-1	Locations of strain gages on (a) front face and (b) back face. ....	41
3-2	Element with strain gauges. ....	41
3-3	Data logger mounted on test belt. ....	42
3-4	Test belt set on testing machine. ....	42
3-5	Schematic view of testing system. ....	43
3-6	Clamping forces to left part of each element. ....	46
3-7	Clamping forces to right part of each element. ....	47

3-8	Schematic view of belt trajectory on pulley. ....	48
3-9	Relation between centroidal angle of clamping force and torque ratio.....	49
3-10	Change of centroidal location of clamping force at (a)left and (b) right side with respect to torque ratio. ....	50
3-12	Precessional motion of movable sheave. ....	51
<b>第 4 章</b>	<b>金属 V ベルト式無段変速機の巻き付き変位に及ぼすエレメントの幅方向変形の影響</b>	
4-1	Schematic view of testing system. ....	57
4-2	Locations of strain gages on (a) front face and (b) back face. ....	58
4-3	Element with attached strain gauges. ....	58
4-4	Data logger mounted on test belt. ....	59
4-5	Test belt set on testing machine. ....	59
4-6	Schematic view for measuring displacement of sheave. ....	61
4-7	Change of strain of element in clamping direction. ....	63
4-8	Radial displacement due to deformation of element. ....	64
4-9	Radial displacement due to element deformation at winding (a) Driving and (b) Driven pulley. .....	65
4-10	Change of width of pulley groove. ....	66
4-11	Definition of tilt angle of pulley. ....	68
4-12	Radial displacement due to width change of pulley groove at winding (a) Diving and (b) Driven pulley. ....	70
4-13	Radial displacement at winding (a) Driving and (b) Driven pulley. ....	71
<b>第 5 章</b>	<b>金属 V ベルト式無段変速機の伝達トルクの増加に伴うエレメントピッチ角の変化</b>	
5-1	Inclination of element. ....	74
5-2	Schematic view of testing system. ....	75
5-3	Magnified view of acceleration sensor. ....	77

---

5-4	Definition of local coordinate of acceleration. ....	77
5-5	Acceleration sensor mounted on belt. ....	77
5-6	Acceleration in travel direction of element. ....	80
5-7	Change of pitch angle of element in global coordinates. ....	81
5-8	Orbital change of belt with respect to transmitting torque. ....	83
5-9	Change of pitch angle of element in local coordinates. ....	84

## 表 目 次

第 2 章	面内角度ミスアライメントを有するプーリにより駆動された摩擦伝動平ベルトのスキュー挙動	
2-1	Dimensions of pulleys and belt. ....	23
2-2	Test conditions. ....	25
第 3 章	金属 V ベルト式無段変速機の伝達トルクの増加に伴うエレメントの内力状態の変化	
3-1	Test conditions for measurement of strain of element in clamping direction. ....	43
第 4 章	金属 V ベルト式無段変速機の巻き付き変位に及ぼすエレメントの幅方向変形の影響	
4-1	Test conditions for measurement of strain of element in clamping direction. ....	57
4-2	Test conditions for measurement of displacement of diving pulley in axial direction. ....	62
4-3	Test conditions for measurement of displacement of driven pulley in axial direction. ....	62
第 5 章	金属 V ベルト式無段変速機の伝達トルクの増加に伴うエレメントピッチ角の変化	
5-1	Test conditions for measurement of acceleration of element. ....	76

## 本文中に使用されている主要な記号の一覧

## 第2章 面内角度ミスアライメントを有するプーリにより駆動された摩擦伝動平ベルトの

## スキュー挙動

- $\alpha$ : 面内ミスアライメント角(駆動プーリ)  
Angle of in-plane misalignment (Driving Pulley)
- $\beta$ : 面内ミスアライメント角(従動プーリ)  
Angle of in-plane misalignment (Driven Pulley)
- $S_r$ : 平ベルトのスキュー率  
Skew ratio of flat belt
- $u$ : 平ベルトのスキュー変位  
Displacement in width direction of belt
- $U$ : 平ベルトの走行距離  
Travel distance of flat belt
- $S_\alpha$ : 単位面内ミスアライメント角あたりのスキュー率(駆動プーリ)  
Skew ratio per unit angle of angular misalignment (Driving pulley)
- $S_\beta$ : 単位面内ミスアライメント角あたりのスキュー率(従動プーリ)  
Skew ratio per unit angle of angular misalignment (Driven pulley)
- $\gamma$ : ベルト進入角  
Approaching angle of belt
- $\varphi$ : ベルト退出角  
Departing angle of belt

## 第3章 金属Vベルト式無段変速機の伝達トルクの増加に伴うエレメントの内力状態の変化

$i$ :	変速比 Speed ratio
$N(N_{DR}, N_{DN})$ :	プーリ回転数(DR:駆動プーリ; DN:従動プーリ) Rotational speed of pulley (DR: Driving pulley; DN: Driven pulley)
$F(F_{DR}, F_{DN})$ :	プーリ軸推力(DR:駆動プーリ; DN:従動プーリ) Clamping force of pulley (DR: Driving pulley; DN: Driven pulley)
$\tau$ :	限界トルク比 Limit torque ratio
$T(T_{DR}, T_{DN})$ :	軸トルク(DR:駆動プーリ; DN:従動プーリ) Torque applied to shaft (DR: Driving pulley; DN: Driven pulley)
$T_{max}$ :	最大伝達トルク Maximum transmitting torque
$\varepsilon$ :	エレメントに生じる幅方向の圧縮ひずみ Compressive strain of element in width direction
$P_w$ :	エレメントに生じる幅方向押し力 Clamping force to each element
$\theta$ :	エレメントの巻き付き位置角 Location angle of element

## 第4章 金属Vベルト式無段変速機の巻き付き変位に及ぼすエレメントの幅方向変形の影響

$\Delta u$ :	プーリの溝幅の変化 Change of width of pulley groove
$\Delta u_F, \Delta u_M$ :	シーブの軸方向変位(F:固定シーブ, M:可動シーブ) Axial displacement of sheave (F: Fixed sheave; M: Movable sheave)
$R$ :	ベルトの巻き付き半径 Wrapping radius of belt
$\Delta R$ :	ベルトの半径方向変位 Radial displacement of belt

## 第5章 金属Vベルト式無段変速機の伝達トルクの増加に伴うエレメントピッチ角の変化

$Acc(Acc_x, Acc_y, Acc_z)$ :	エレメントの加速度 Acceleration of element
$\theta_p(\theta_{pG}, \theta_{pL})$ :	エレメントのピッチ角(G:全体座標系; L:局所座標系) Pitch angle of element (G: Global coordinate; L: Local coordinate)
$v_b$ :	ベルト周速 Speed of belt



# —第 1 章—

## 序論

## 1.1 研究背景

## 1.1.1 摩擦伝動ベルトの種類と用途

動力伝動の形態は摩擦伝動とかみ合い伝動の2つに大別される<sup>1)</sup>。その中でも、摩擦伝動は長軸間距離での動力伝動が可能であり、伝動経路の自由度が高いことから、産業界でも幅広く普及している。摩擦伝動の1種としてベルト伝動が挙げられる。図1-1に摩擦伝動ベルトである代表的な平ベルトとVベルトの断面形状の違いの事例を示す。

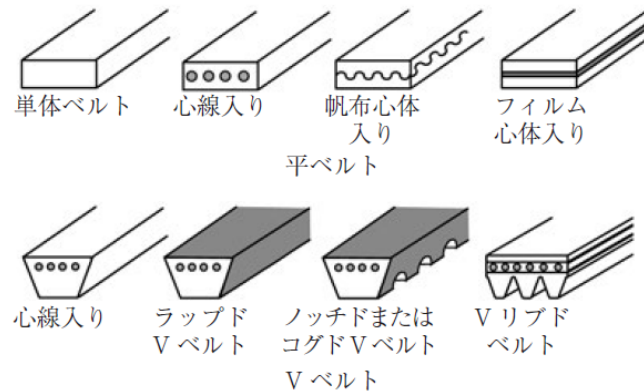


Fig. 1-1 Type of frictional power transmitting belt.<sup>2)</sup>

平ベルトは、ベルトの単位長さあたりの質量が小さいため、遠心張力が小さく高速運転に適する。しかし、ベルト/プーリ間の垂直抗力を大きくできないため、伝動能力は小さい。そのため、平ベルトを用いた伝動機構は転写や媒体搬送といった低負荷な伝動に用いられることが多い<sup>3)</sup>。一方で、Vベルトは、V面の傾斜角度がもたらすくさび効果によりベルト/プーリ間の摩擦力を増加させることができるため、摩擦伝動の中でも一般に高い伝動能力を持つ。このようなVベルトを利用した伝動装置は、一般産業、農業機械、自動二輪車等に用いられる<sup>6)</sup>。

以上より、伝動ベルトに関するニーズが多様化しており、ベルトは産業的に重要であると言える。

### 1.1.2 自動変速機の現状

以下に、現在自動車に搭載されている主な自動変速機を示す。

#### (1) AMT (Automated Manual Transmission)

手動変速機(MT, Manual Transmission)のクラッチ操作と変速操作とを自動化したものである<sup>7)</sup>。

#### (2) DCT (Dual Clutch Transmission)

MT の変速機構を奇数段と偶数段とに分割し、各々の入力軸とエンジンとの間にクラッチを設けた構造になっている<sup>7)</sup>。変速時には AMT と同様にクラッチ操作と変速操作とを自動化して行う。

#### (3) AT (Automatic Transmission)

遊星歯車を複数使用し、入力、出力、ケースを含む各要素間を固定またはクラッチでつなぎ、クラッチを選択的に係合することにより各変速段を得ている<sup>7)</sup>。

#### (4) CVT (Continuously Variable Transmission)

(1)～(3)は歯車を用いたかみ合い伝動による変速機であり、(4)は摩擦伝動による変速機である。図 1-2 に CVT およびステップ AT の変速パターンを示す。図が示すように、一般に AT 車では、停止状態から加速する際にシフトチェンジを行うと、エンジンの回転合わせなどによりいわゆる変速ショックと呼ばれる振動が発生することが知られている<sup>8)-11)</sup>。一般に、変速ショックの発生により自動車の燃費や快適性が低下する<sup>12)-18)</sup>ことから、このような振動を低減し変速機の変速動作を素早くかつスムーズにするために、無段階に変速動作を行うことにより変速ショックを皆無にできる CVT の開発が進められている<sup>19)</sup>(図 1-3)。

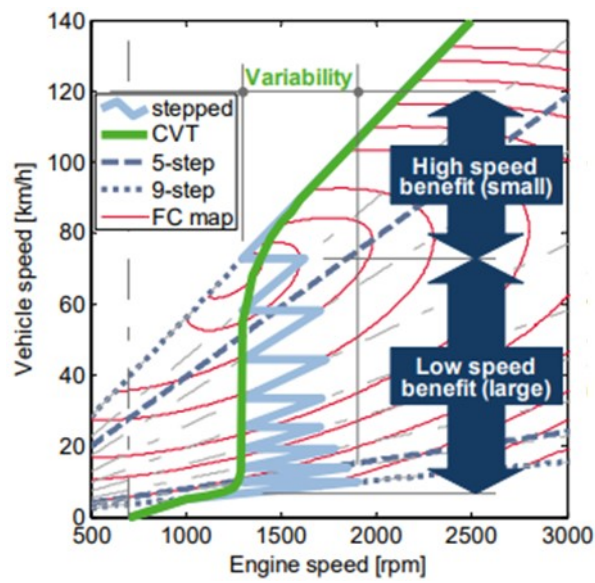


Fig. 1-2 Shift pattern of CVT and stepped AT. <sup>20)</sup>

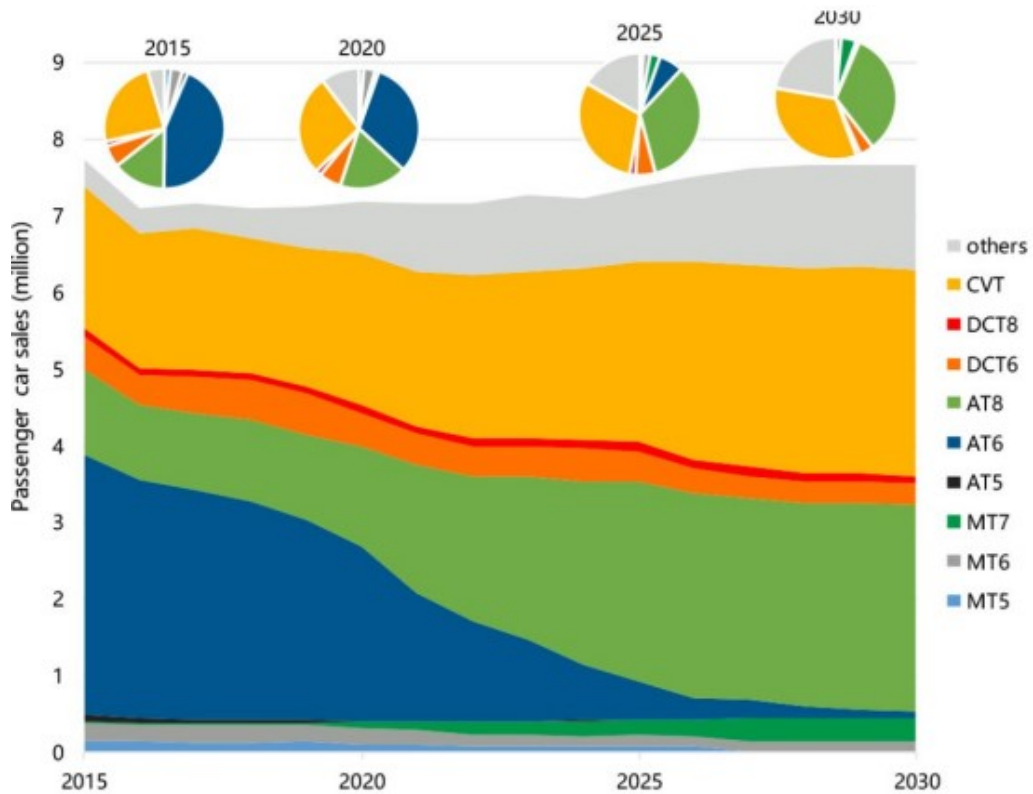


Fig. 1-3 Prediction of development of transmissions. <sup>21)</sup>

## 1.1.3 金属 V ベルト式 CVT の現状と課題

一般産業用として採用されている CVT は多種多様である<sup>22)-34)</sup>。図 1-4 に主な CVT の種類を示す。

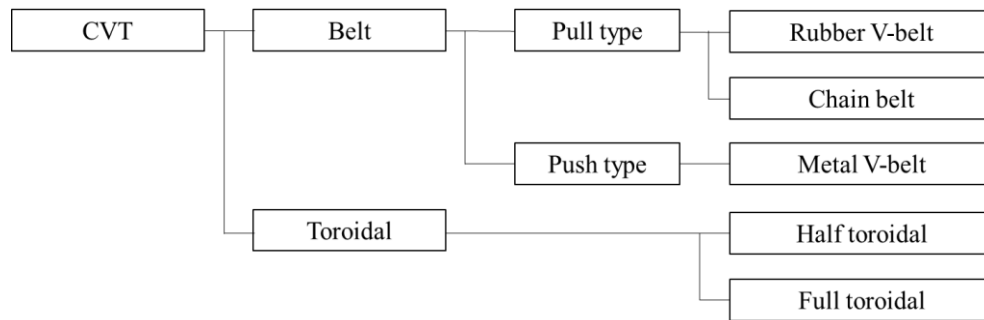


Fig.1-4 Type of CVTs.

CVT はトロイダル式のものとはベルト式のものとは大別される。トロイダル式 CVT は対向させた 2 つのディスクの間にパワーローラと呼ばれる動力伝達用のローラを配置した構造となっている(図 1-5)。2 つのパワーローラを高圧でディスクに押し付け傾斜させることにより、2 つのディスクとの接触部の回転半径を変更させることにより変速を実現している(図 1-6)。しかし、この方式の CVT は変速機の多様化による開発リソースの不足、競合変速機に対する優位性の低下、高コスト等の理由により、採用が難しいとされている<sup>35)</sup>。

ベルト式 CVT はベルトおよび軸方向に固定されたシーブ(以下、固定シーブ)と軸方向に可動なシーブ(以下、可動シーブ)によって構成される V プーリから構成される。ベルトの挟み込み力を可動シーブから付与すると同時に、この 2 つの V プーリ間の溝幅を変化させる事により回転速度を無段階にコントロールし、連続的で円滑な変速を可能とする(図 1-7)。

ベルト式 CVT は、動力の伝達手法の違いにより、ベルトの弦部の張力差を利用して動力を伝達する引き式のもの、ベルトを構成する 2 組の積層リングの弦部の張力差と数百枚のエレメントと呼ばれる金属製の薄いコマ(以下、単にエレメントと呼ぶ)の間に生じる圧縮力を利用して

動力を伝達する押し式のものとに分類される。前者を用いたものにはゴム V ベルト式のものやチェーン式のものがある。ゴム V ベルト式 CVT は、ベルトの材料強度上の都合により動力伝達容量に限られることから、主に二輪車に搭載されている。自動車用途で引き式により動力伝達を行うものとしてはチェーン式が多用されている。チェーンベルトはプーリからの推力を受け持つロッカーピンとベルトの張力を受け持つリンクプレートとが連結された複雑な構造を有する(図 1-8)。このベルトは長手方向に対し高強度であり屈曲性に優れている一方で、ロッカーピンとプーリとが点接触する影響により打音が生じやすい<sup>36)</sup>ことが課題である。後者の押し式 CVT の代表例である金属 V ベルト式 CVT は、数百枚のエレメントとそれらの軌道を保つための 2 組の積層リングから構成され<sup>37)-38)</sup>、積層リングの張力とエレメント間の押し力により動力が伝達される<sup>39)</sup>(図 1-9)。自動車産業の用途では金属 V ベルト式およびチェーン式の CVT が最も普及しているが<sup>40)</sup>、金属 V ベルト式 CVT は、V ベルトおよび平ベルトとしての 2 つの動力伝達経路を持つため<sup>41)-47)</sup>、張力差によりトルクを伝達するチェーン式ベルトに比べ、原理的に伝達容量の上で有利である<sup>48)</sup>。

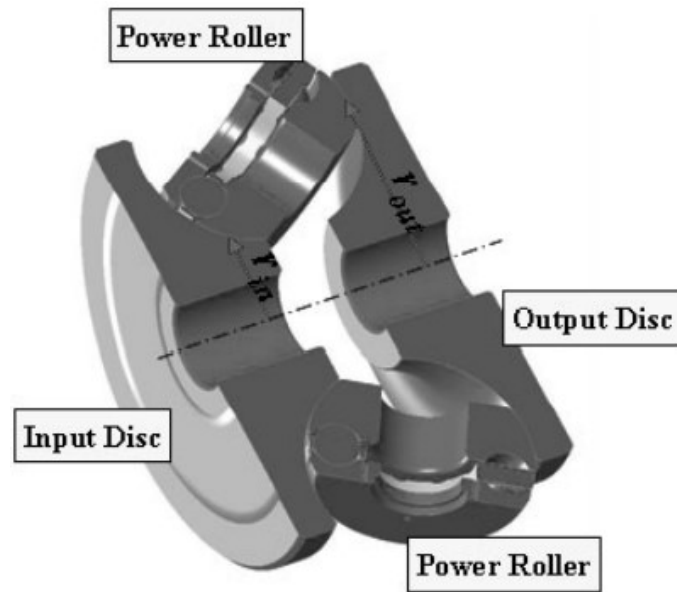


Fig.1-5 Schematic view of Toroidal type CVT system. <sup>35)</sup>

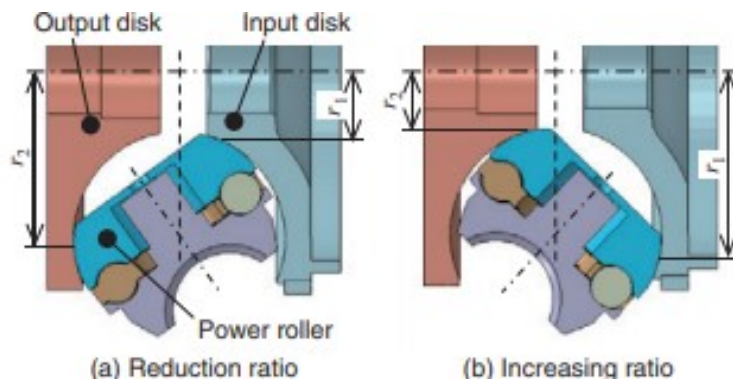


Fig.1-6 Relationship between speed ratio and contact radius of toroidal type CVT. <sup>49)</sup>

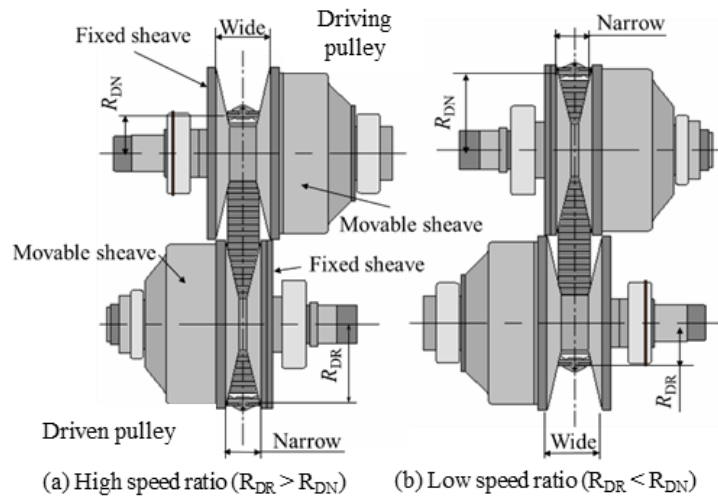


Fig. 1-7 Schematic view of V-belt type CVT system.

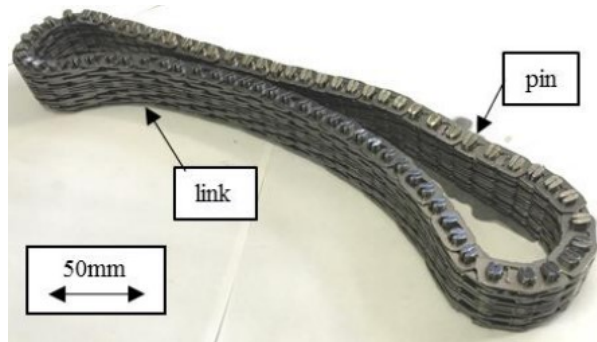


Fig. 1-8 Structure of chain belt.<sup>50)</sup>

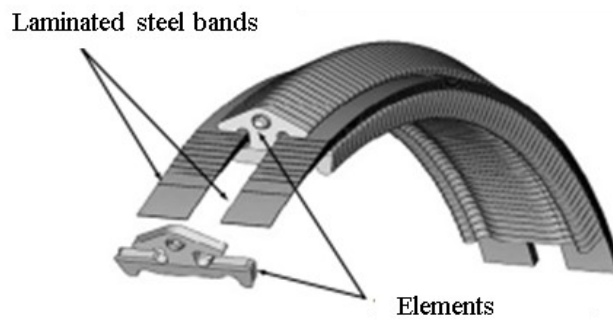


Fig. 1-9 Structure of metal V-belt.<sup>51)</sup>



## 1.2 本研究の目的

金属 V ベルト式 CVT では、摩擦伝動により動力伝達を行う特徴を持つがゆえに、各構成要素間の摩擦面の摩擦特性は CVT の伝動効率に悪影響を及ぼす(図 1-10)。こうした背景から、金属 V ベルト式 CVT の摩擦現象および摩擦特性の向上に関する研究が数多くなされてきた<sup>41)-46),52)-58)</sup>。その結果、金原らはエレメントに作用する力の分析により金属 V ベルト式 CVT の摩擦現象および動力伝達メカニズムを明らかにした<sup>41)-46)</sup>。また、金属ベルトの伝動効率の向上のためには推力を低減することが有効であることが示された。一方で、推力を低くしすぎるとベルトの滑りが大きくなることも示され、最大限の性能を発揮させるためには適切に推力を設定することが重要であることも明らかにされた。その結果、ベルト/プーリ間の非線形滑りの発生から限界プーリ推力を検出し制御することにより CVT の伝動性能が改善可能であることが示された<sup>53),58)</sup>。さらに、プーリ表面形状の制御と CVT 油の改質による摩擦係数の向上を試みた結果、エレメント/プーリ間の摩擦係数の向上により CVT の伝動性能が改善することが示された<sup>51),57)</sup>。

上記の研究がなされる中で、CVT を構成する要素の運動挙動に着目した研究も進められてきた。例えば、CVT を構成する可動シーブの軸と平行な方向に摺動させるために必然的に設けられるボスクリアランスの影響の確認のために、溝幅可変のプーリと溝幅が不変となるようスラスト位置が固定された 2 種類のプーリを用いてプーリのチルトが及ぼす伝動性能への影響が調査された<sup>59)-60)</sup>。その結果、可動シーブの傾斜に伴いベルト/プーリ間の接触範囲が相対的に変化することが示されている<sup>60)</sup>。その結果、ベルトの巻き付き軌道は幾何学的な理論半径に対しずれが生じることも明らかになっている<sup>61)-64)</sup>。また、前節で述べたように、V ベルト式の CVT は可動シーブのみを摺動させる変速機構を有するため、変速の有無によらず必然的に幾何学的にプーリ平行ミスアライメントが生じベルトの軌道のずれが生じることも分かっている<sup>65)</sup>。これらに起因するベルトの軌道のずれは CVT の各構成要素間に生じる摩擦および相対滑りによる変速機の伝動性能の低下を引き起こす要因となることが示されている<sup>66)</sup>。

上述のベルトの軌道のずれはベルトの運動挙動の変化によっても発生する。その要因として、

エレメントは積層リングにより軌道を維持されているものの、それ自体は必然的に生じる隙間(クリアランス)(図 1-11)の中で移動可能であることが挙げられる。そのため、この問題を改善する上で、ベルトの構成要素の運動挙動の詳細な分析は必要不可欠である。これまでにベルトの構成要素の運動挙動を明らかにするための研究もなされてきた。実際の運転条件下で生じるエレメント間のクリアランスの変化が及ぼす滑り特性への影響が報告されている<sup>9),67)-68)</sup>。しかし、これらの報告ではエレメントの運動への言及はなされているものの、エレメントの姿勢変化(図 1-13)等のベルト自体の姿勢変化が及ぼす伝動性能への影響がいまだ完全には明らかにされていない。ベルト自体の姿勢の変化の発生要因も十分に明らかになっていない。そこで、本研究では、CVT 用金属 V ベルトの運動挙動の変化の要因の把握を目的に、金属 V ベルトの動力伝達時の力学作用による伝動特性の変化やベルト自体の運動挙動の変化の要因を分析した。

金属 V ベルト式 CVT は V ベルトおよび平ベルトとしての 2 つの動力伝達経路を持ち、その伝動機構は複雑である。そこで、まず摩擦伝動平ベルトを積層リングに見立て、平ベルトを用いてベルトの姿勢変化を調査し、その後 CVT 用金属 V ベルトの姿勢変化を検討した。

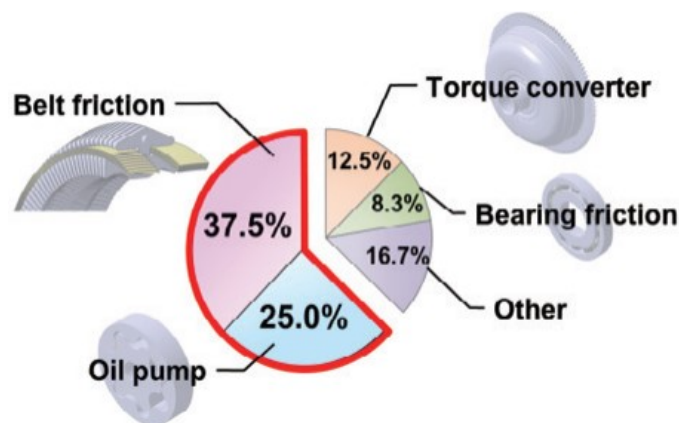


Fig.1-10 Breakdown of power loss of metal V-belt type CVT. <sup>63)</sup>

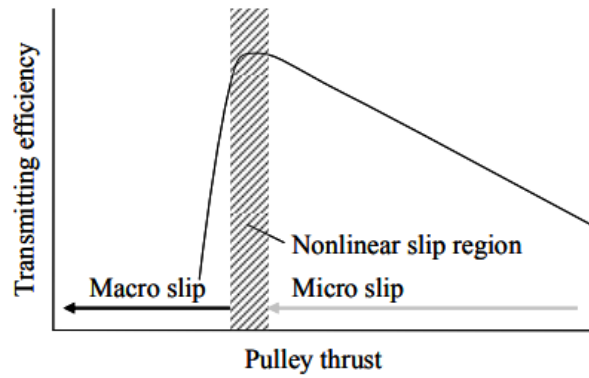


Fig.1-11 Relationship between pulley thrust and transmitting efficiency. <sup>58)</sup>

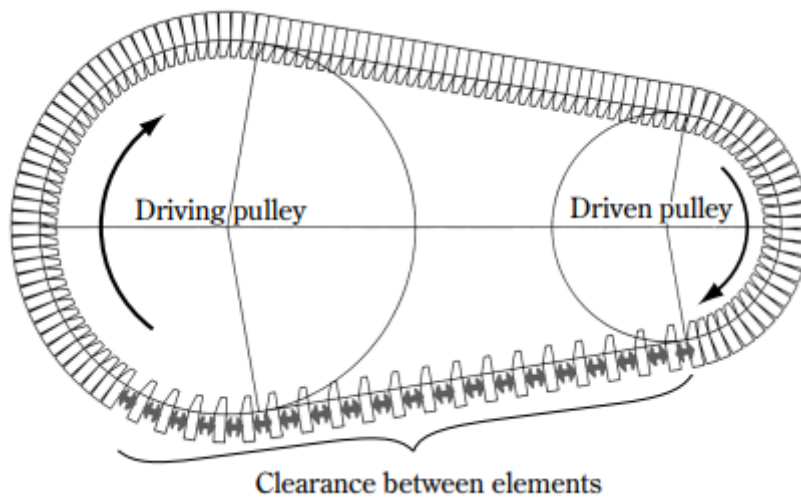


Fig.1-12 Distribution of clearance between elements at operation. <sup>48)</sup>

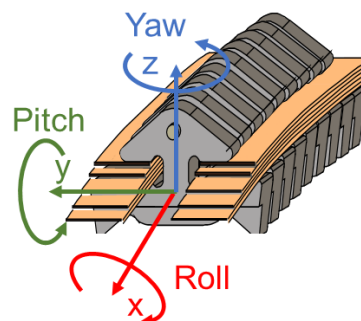


Fig.1-13 Inclination of element.

### 1.3 本論文の構成

本論文は以下の 6 章により構成される。

第1章 序論

第2章 面内角度ミスアライメントを有するプーリにより駆動された摩擦伝動平ベルトのスキュー挙動

第3章 金属 V ベルト式無段変速機の伝達トルクの増加に伴うエレメントの内力状態の変化

第4章 金属 V ベルト式無段変速機の巻き付き変位に及ぼすエレメントの幅方向変形の影響

第5章 金属 V ベルト式無段変速機の伝達トルクの増加に伴うエレメントピッチ角の変化

第6章 結論

第 1 章では序論として摩擦伝動により動力を伝達する CVT の金属 V ベルトのこれまでに得られている知見と課題とを述べ、本研究の必要性和本研究を行うに至った経緯とを述べた。

第 2 章では、CVT 用金属 V ベルトの運動挙動の変化の要因把握を実施するにあたり、まずは平ベルトを積層リングに見立て、平ベルトの運動挙動の変化を把握した。面内角度ミスアライメントを有するプーリにより駆動された摩擦伝動平ベルトのスキュー挙動の変化を明らかにするために、駆動または従動プーリ軸に付与する面内ミスアライメント角の大きさを変更することにより、その 2 軸間を走行するベルトの幅方向の変位、プーリへの進入角、および、退出角の変化を調査した。またスキュー時のベルト挙動を把握するため、加速度センサをベルトに取り付けベルト幅方向の加速度の変化を調査した。

第 3 章以降には実際に採用されている CVT 用金属 V ベルトを用いて運動挙動の変化の要因把握を行った。まず第 3 章では、金属 V ベルトの伝動走行時のエレメントの内力状態の変化要因の把握を目的として、小サイズのひずみゲージを貼り付けたエレメントを金属 V ベルトに組み込み、走行試験を行った。測定されたエレメントの幅方向のひずみから幅方向押し力を見積もる

ことにより、伝達トルクの増加に伴うエレメントの内力状態の変化を調査した。

第 4 章では、エレメントの幅方向変形が巻き付き変位に及ぼす影響を明らかにするために、エレメントに小サイズのひずみゲージを貼り付け、エレメントに生じる幅方向のひずみを測定し、エレメント幅方向変形に伴うベルトの半径方向変位を幾何学的に算出した。

第 5 章では、ベルトの傾斜の指標であるピッチ角の伝達トルクの増加に伴う変化を明らかにすることを目的として、ベルト上に加速度センサを取り付けたエレメントを金属 V ベルトに組み込み、走行試験を実施した。測定された加速度からベルト軌跡を類推することにより、伝達トルクの増加に伴うエレメントのピッチ角の変化を調べた。

第 6 章では、本研究の内容をまとめ、総括して示した。

## 参考文献

- 1) 保城武：“伝動ベルトの寿命と信頼性に関する一考察”，日本ゴム協会誌, Vol.61, No.8, (1988), pp.535-541
- 2) 大窪和也, 藤井透：“動力伝達用ベルトおよびベルト式無段変速機(CVT)の基礎”，トライボロジスト, Vol.63, No.8, (2018), pp.519-525
- 3) 松本祥弘, 小山富夫, 張維明：“フィルムベルトのスキューに関する研究”，日本機械学会講演論文集, No.034-1, (2003), p 31-32
- 4) 程輝, 吉田和司, 矢鍋重夫：“ベルトのスキューに関する研究(第3報, ローラが面外傾斜する場合)”，日本機械学会論文集(C編), Vol.70, No.695, (2004), pp.2013-2020
- 5) 矢鍋重夫, 程輝, 野澤泉：“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)”，日本機械学会論文集(C編), Vol.67, No.658, (2001), pp.1749-1755
- 6) ベルト伝動技術懇話会：“ベルト伝動・精密搬送の実用設計”，東京, 養賢堂, 2018, pp.1-21
- 7) 丸山圭一, 神谷雅治, 西牧啓：“トランスミッション各機種についての現状と将来”，自動車技術, Vol.71, No.9, (2017), pp.12-17
- 8) 小林大介, 加藤芳章, 永原幹雄：“金属 CVT ベルトのフリクショントルク解析”，自動車技術会学術講演前刷集, No.74-98, (1998), pp.9-12
- 9) 小林大介, 馬淵豊, 加藤芳章：“金属 CVT ベルトのトルク伝達メカニズム”，自動車技術会論文集, Vol.30, No.3, (1999), pp.49-53
- 10) E. Maleki Pour and S. Golabi: “Design of Continuously Variable Transmission (CVT) with Metal Pushing Belt and Variable Pulleys”, International Journal of Automotive Engineering”, Vol.4, No.2, (2014), pp.699-717
- 11) 湯谷健太郎, 片岡拓実, 頼長宗男, 二宮啓輔：“金属ベルト式 CVT におけるエレメントの接触とスリップ挙動解析”，自動車技術会論文集, Vol.48, No.2, (2017), pp.311-316

- 12) 守本 佳郎：“無断変速機 CVT 入門”，グランプリ出版，(2004)，pp.7-9
- 13) 井出徹：“CVT 金属ベルトに関して”，自動車技術，Vol.54，No.4，(2000)，pp.4-9
- 14) 藤井透，大窪和也，“金属 V ベルトを用いた CVT の動力損失低減”，自動車技術，Vol.62，No.3，(2008)，pp.58-65
- 15) 吉岡禎，“動力伝達装置”，自動車技術，Vol.66，No.8，(2012)，pp.110-113
- 16) 神田知幸，戸塚博彦，大沼正志，首藤憲正，平田智宏，小形卯京：“グローバル小型車用新 CVT の開発”，Honda R&D Technical Review，Vol.26，No.1，(2014)，pp.40-45
- 17) H. Liu, L. Han, and Y. Cao: “Improving transmission efficiency and reducing energy consumption with automotive continuously variable transmission: A model prediction comprehensive optimization approach”, Applied Energy, Vol.274, No.115303, (2020), pp.1-13
- 18) A. Yildiz, A. Piccininni, F. Bottiglione, and G. Carbone: Modeling Chain Continuously Variable Transmission for Direct Implementation in Transmission Control, Mechanism and Machine Theory, Vol.105, (2016), pp.428-440
- 19) 古賀英隆，服部勇仁，菫澤英夫，日々利文：“駆動系およびトランスミッションの現状と将来展望”，自動車技術，Vol.71，No.9，(2017)，pp.6-11
- 20) F. van. Der. Sluis, E. van. Der. Noll., and H. de. Leeuw: “Key Technologies of the Pushbelt CVT - Status and New Developments- “, International Journal of Automotive Engineering, Vol.4, (2013), pp.1-8
- 21) K. Chen, F. Zhao, Z. Liu, and H. Hao: “Fuel Economy Regulations and Technology Roadmaps of China and the US: Comparison and Outlook”, SAE Technical Paper 2018-01-1826, (2018), doi.org/10.4271/2018-01-1826
- 22) J. Kim, F.C. Park, Y. Park, M. Shizuo: “Design and analysis of a spherical continuously variable transmission”, ASME Journal of Mechanical Design, Vol.124, No.1, (2002), pp.21-29
- 23) T. Iino, A. Okuda, M. Takano, M. Tanaka, K. Sakai, T. Asano, K. Fushimi:”Research of hydrostatic

- 
- CVT for passenger vehicles”, JSAE Review, No. 24, No. 3, (2003), pp.227–230
- 24) P. Kanphet, P. Jirawattana, B. Direcksataporn, Optimal operation and control of a hydrostatic CVT powertrain, SAE Transactions Journal of Passenger Cars: Mechanical Systems, Vol.114, No.6, (2005),pp. 1838–1845, Paper No. 2005-01-1467
- 25) Sakai Y.: “The ”Ecvt” electro continuously variable transmission”, SAE Special Publication Papers (PT-125), SAE Paper No. 880481
- 26) J.M. Miller:”Hybrid electric vehicle propulsion system architectures of the e-CVT type”, IEEE Transactions on Power Electronics, Vol.21, No. 3, 2006, pp. 756–767
- 27) R. Fuchs, Y. Hasuda, I. James: “Modeling simulation and validation for the control development of a full-toroidal IVT”, Proceedings of CVT 2002 Congress, Vol. 1709, VDI Berichte, (2002), pp. 121–129
- 28) Tanaka H.:” Torque control of a double cavity half-toroidal CVT”, International Journal of Vehicle Design Vol.32, No.3–4, (2003), pp.208–215
- 29) S. Akehurst, D.A. Parker, S. Schaff: “CVT rolling traction drives – a review of research into their design, functionality, and modeling”, ASME Journal of Mechanical Design, Vol.128, No.5, (2006), pp.1165–1176
- 30) V.H. Mucino, Z. Lu, J.E. Smith, B. Cowan, M. Kmicikiewicz: “Design of continuously variable power split transmission for automotive applications”, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol.215, No.4, (2001), pp.469–478
- 31) G. Mantriota, Theoretical and experimental study of power split continuously variable transmission system: Part I, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol.215, No.7, (2001), pp.837–850
- 32) G. Mantriota: “Fuel consumption of a vehicle with power split CVT system”, International Journal of Vehicle Design, Vol.37, No.4, (2005), pp.327–342
- 33) N.P. Belfiore, G. De Stefani: “Ball toroidal CVT: a feasibility study based on topology, kinematics,



- statics and lubrication”, *International Journal of Vehicle Design*, Vol.23, No.3–4, (2003), pp.304–331
- 34) P.J. Milner: “Milner CVT for high torque applications”, *Proceedings of CVT 2002 Congress*, Vol. 1709, *VDI Berichte*, (2002), pp. 543–554
- 35) 小林功久: “トロイダル CVT 復活に向けた取組み”, *映像情報メディア学会誌*, Vol.68, No.6, (2014), pp.447-452
- 36) T. Nakazawa, H. Hattori, I. Tarutani, S. Yasuhara, and T. Inoue: “Influence of pin profile curve on continuously variable transmission (CVT) chain noise and vibration”, *Mechanism and Machine Theory*, Vol.154, (2020), 104027
- 37) 浅山弘樹, 河合潤仁, 殿畑厚, 安達正晴: “金属ベルトの駆動メカニズム”, *自動車技術会論文集*, Vol.26, No.2, (1995), pp.78-81
- 38) 藤井透, 金原茂: “金属ベルト式 CVT の伝動メカニズムと今後の展望”, *トライボロジスト*, Vol.45, No.6, (2000), pp.441-448
- 39) 井出徹, 田中裕久: “金属ベルト式無段変速機の変速制御に関する研究(第1報, 無負荷時の変速動特性に及ぼすベルトクランプ力の影響)”, *日本機械学会論文集(C編)*, Vol.66, No.644, (2000), pp.240-246
- 40) Nilabh S., and Imtiaz H.: “A Review on Belt and Chain Continuously Variable Transmissions (CVT): Dynamics and Control”, *Mechanism and Machine Theory*, Vol.44, (2009), pp.19–41
- 41) 金原茂, 北川貴史, 黒川健正, 藤井透: “CVT 用金属ベルトのブロック間押し力およびリング張力の分布”, *自動車技術会論文集*, Vol.25, No.4, (1994), p.125-130
- 42) 北川貴史, 金原茂, 黒川健正, 藤井透: “CVT 用金属Vベルトのブロックに作用する摩擦力及び垂直抗力”, *自動車技術会論文集*, Vol.25, No.4, (1994), p.131-138
- 43) Fujii, T., Kurokawa, T., and Kanehara, S.: “A Study of a Metal Pushing V-Belt Type CVT (Part 2: Compression Force Between Metal Blocks and Ring Tension)”, *SAE Technical Paper 930667*, (1993)
- 44) Kanehara, S., Fujii T., Kitagawa T.: *A Study on a Metal Pushing V-Belt Type CVT (Part 3: What Forces*

- Act on Metal Blocks?), SAE Technical Paper 940735, (1994)
- 45) Kanehara. S., Fujii T., Kitagawa T.: “A Study on a Metal Pushing V-Belt Type CVT (Part 4: Forces Act on Metal Blocks when the Speed Ratio is Changing)”, SAE Technical Paper 950671, (1995)
- 46) 金原茂, 藤井透: “押しブロック式金属 V ベルトを用いた CVT の動力伝達機構に関する研究(平均摩擦係数をパラメータとした動力伝達状態の評価と設計への応用)”, 日本機械学会論文集(C編), Vol.63, No.613, (1997), pp.291-298
- 47) 金原茂, 藤井透, 黒川健正: “押しブロック式金属 V ベルトを用いた CVT に関する研究(伝達トルクとプーリ軸推力の関係)”, 日本機械学会論文集(C編), Vol.60, No.577, (1994), pp.289-294
- 48) 矢ヶ崎徹, 金原茂, 青山英明, 斎藤俊博: “CVT 用金属ベルトの開発—エレメント間クリアランス及びノーズ・ホール間クリアランス, スロット幅の考察—”, 自動車技術, Vol.56, No.9, (2002), pp.60-63
- 49) 田中優洋, 斎藤俊博, 宮本浩二: “動的挙動解析によるハーフトロイダルバリエータのスリップ安全率設計”, Honda R&D Technical Review, Vol.29, No.2, (2017), pp.35-42
- 50) Ichinose H., Okubo K., Fujii T., Watanabe K., Oishi Y., and Ikeda A.: “Influence of Deformation of Pins on Power Loss of Continuously Variable Transmissions Driven through Metal Chain Belt”, The Proceedings of the JSME international conference on motion and power transmissions, Kyoto, Japan, February 28-March 3, (2017), 11-01
- 51) 加藤芳章, 伊藤靖朗, 瀬川俊明: “ベルト CVT 用プーリ表面構造制御による燃費の向上”, 自動車技術, Vol.62, No.4, (2008), pp.49-53
- 52) H. Nishizawa, H. Yamaguchi, H. Suzuki: “Friction Characteristics Analysis for Clamping Force Setup in Metal V-belt Type CVTs”, R&D Review of Toyota CRDL, Vol.40, No.3, (2005), pp.23-30
- 53) 山口裕之, 西澤博幸, 大澤正敬, 二宮啓輔: “CVT ベルトの最大摩擦力発生状態の検出法開発”, 日本機械学会論文集, Vol.85, No.876, (2019), 19-00098

- 
- 54) Nilabh Srivastava, et al.: “Transient dynamics of metal V-belt CVT - Effects of band pack slip and friction characteristic”, *Mechanism and Machine Theory*, Vol.43, No.4, (2008), pp.459-479
- 55) K. van Berkel, T. Fujii, T. Hofman, and M. Steinbuch: “Belt-Pulley Friction Estimation for the Continuously Variable Transmission”, 2011 50th IEEE Conference on Decision and Control and European Control Conference (CDC-ECC), Orlando, FL, USA, December 12-15, (2011), pp.6671-6676
- 56) 二藤優, 渡部誠也, 佐々木信也: “CVT 油潤滑下で形成するトライボフィルムの機械的特性が摩擦現象に与える影響”, *自動車技術会論文集*, Vol.52, No.3, (2021), pp.574-581
- 57) 山崎正典, 加藤芳章, 中原綱光, 市橋俊彦: “エレメント・プーリ間  $\mu$  向上によるベルト CVT の伝達効率向上”, *自動車技術会論文集*, Vol.39, No.2, (2008), pp.287-292
- 58) 坂上恭平, 大窪和也, 藤井透, 吉田秀昭, 矢ヶ崎徹: “金属ベルト式 CVT のすべり状態を記述する指標を用いた最適推力制御とそれによる動力伝達効率の向上”, *自動車技術会論文集*, Vol.39, No.5, (2008), pp.101-106
- 59) Okuda R., Okubo K., Fujii T., Sakagami K. and Yagasaki T.: “Slip Behavior in Pulley Groove up to Sliding Slip at Steady State and Power Transmitting Efficiency on Metal V-belt Type CVT”, *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing*, Vol.11, No.6, (2017), 17-00509
- 60) 服部舜, 大窪和也, 藤井透, 渡辺恭平, 早川純平, 池田篤史: “チェーン式 CVT の伝達トルクの変化に伴う巻付き半径および軸間力の変化”, *自動車技術会論文集*, Vol.50, No.1, (2019), pp.79-83
- 61) 一條秀治, 矢ヶ崎徹, 安藤大起, 坂上恭平, 隅田聡一郎: “高効率金属ベルト式 CVT 変速機構の研究”, *Honda R&D Technical Review*, Vol.26, No.1, (2014), pp.33-39
- 62) 矢ヶ崎徹, 青山英明, 一條秀治, 戸塚博彦, 原田雅道: “金属ベルト CVT の V 面角度の最適化”, *Honda R&D Technical Review*, Vol.22, No.1, (2010), pp.158-164
- 63) 隅田聡一郎, 村上好文, 中曾根牧人: “2020 年モデル CITY 用高効率 CVT”, *Honda R&D*

- 
- Technical Review, Vol.32, No.2, (2020), pp.69-75
- 64) 隅田聡一郎, 矢ヶ崎徹, 青木亮太, 浅井光: “複合 V 面形状プーリおよびピッチ位置変更ベルトによる金属ベルト式 CVT の動力伝達効率向上”, Honda R&D Technical Review, Vol.31, No.2, (2019), pp.74-80
- 65) A. J. Robertson and K. B. Tawi: “Misalignment Equation for the Van Doorne Metal Pushing V-belt Continuously Variable Transmission”, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol.211, No.2, (1997), pp.121-128
- 66) Murai D., Yagasaki T., Okubo K., and Obunai K.: “Influence of axial pulley misalignment on power loss in layered steel bands and of metal V-belt type CVT”, 2021 IEEE Asia-Pacific Conference on Computer Science and Data Engineering (CSDE), Brisbane, Australia, (2021), pp.1-4
- 67) 神名孝紀, 大窪和也, 藤井透, 吉田秀昭, 矢ヶ崎徹: “定常伝動状態下における金属 V ベルトタイプ CVT のエレメントの滑り要因”, 自動車技術会論文集, Vol.40, No.4, (2009), pp.1029-1034
- 68) 坂上恭平: “金属 V ベルト式 CVT の滑り発生メカニズム”, 自動車技術会論文集, Vol.49, No.2, (2018), pp.290-295

## —第2章—

面内角度ミスアライメントを有する  
プーリにより駆動された  
摩擦伝動平ベルトのスキュー挙動

## 2.1 緒言

第1章で示したように、金属Vベルト式CVTはVベルトおよび平ベルトとしての2つの動力伝達経路を持ち、その伝動機構は複雑である。そこで、まず摩擦伝動平ベルトを積層リングに見立て、平ベルトを用いて平ベルトの運動挙動の変化を調査する。

平ベルトの伝動機構を設計する際には平ベルトのスキューと呼ばれる現象が性能に重大な影響を与えることが知られている。平ベルトのスキュー<sup>1)</sup>は、プーリ上で走行中の平ベルトがベルト幅方向へ片寄り、移動する現象である<sup>2)</sup>。この平ベルトのスキューメカニズムを詳細に把握し、金属Vベルト式CVTの機構設計に反映させることが重要である。平ベルトの寿命低下を防ぐために、数多くの研究がなされている<sup>3)-8)</sup>。平ベルトのスキューを引き起こす要因としてプーリ軸間の面内角度ミスアライメントが挙げられるが、プーリ軸の面内角度ミスアライメントにより引き起こされるベルトのスキューの現象やそのベルト運動挙動を詳細に説明したものは少なく、そのメカニズムには不明な点も多い<sup>9)-10)</sup>。そこで本章での研究目的を、面内角度ミスアライメントを有するプーリにより駆動された摩擦伝動平ベルトのスキュー挙動の変化を明らかにし、金属Vベルト式CVTの性能への影響を分析することとした。

本章では、駆動または従動プーリ軸に付与する面内ミスアライメント角の大きさを変更することにより、その2軸間を走行する平ベルトの幅方向の変位、プーリへの進入角および退出角の変化を調査した。またスキュー時の平ベルトの挙動を把握するため、加速度センサをベルトに取り付けベルト幅方向の加速度の変化を調査した。

## 2.2 実験方法

### 2.2.1 試験装置

本研究で用いた走行試験装置の外観を図 2-1 に示す。本装置を A/C モータ，平ベルトおよび 2 つの円筒プーリ（駆動プーリ，従動プーリ）により構成される 2 軸掛け構造とした。張力調整ボルトにより従動プーリを設置したベースプレートをベルト長手方向に変位させることによりプーリの軸間距離を設定した。表 2-1 にプーリおよびベルトの諸元を示す。座標系をベルト進行方向に X 方向，軸傾斜していないプーリの幅方向に Y 方向と定義した。図 2-2 に示すように駆動プーリおよび従動プーリをそれぞれ取り付けたベースプレートにそれぞれ位置決めピンを設置することにより，プーリ軸の重心を中心に垂直軸回り（Z 軸回り）に駆動プーリ・従動プーリにそれぞれ面内ミスアライメント角を与えた。治具を駆動プレート，従動プレートの側面にあてがうことにより，プーリに面内ミスアライメント角を固定した。プーリ軸間中央のベルト弦部近傍に 2 次元レーザ変位センサ((株)キーエンス，LJ-V7080)を設置し，面内角度ミスアライメントを有するプーリ間を走行するベルトの幅方向の変位を測定した。図 2-3 に示すように，加速度センサおよびバッテリーをベルトの外周表面に取り付け，スキュー時のベルト幅方向の加速度の変化も測定した。

Table 2.1 Dimensions of pulleys and belt.

Pulley diameter [mm]	50
Pulley width [mm]	150
Belt thickness [mm]	1.5
Belt width [mm]	20
Belt length [mm]	650

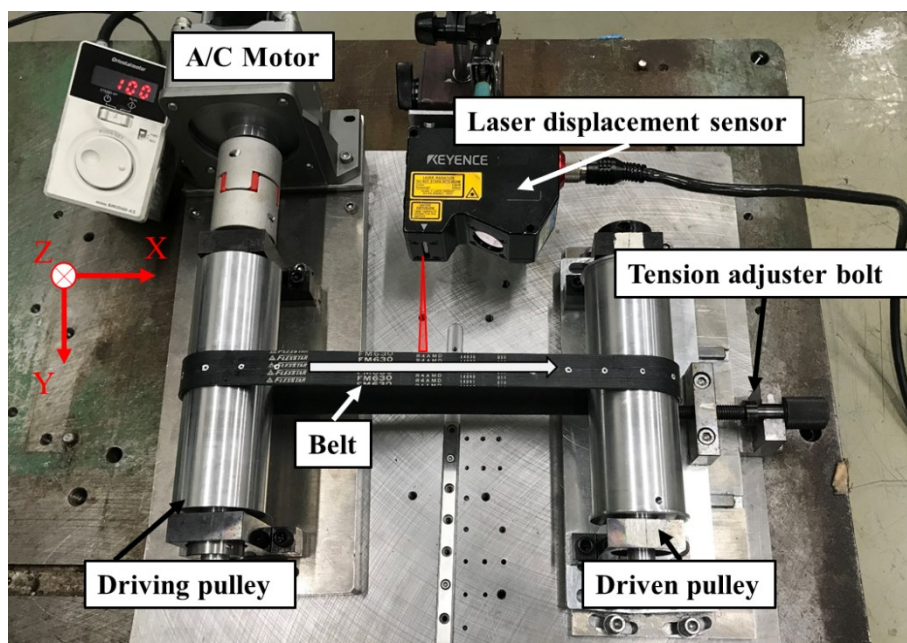


Fig. 2-1 Apparatus of testing system.

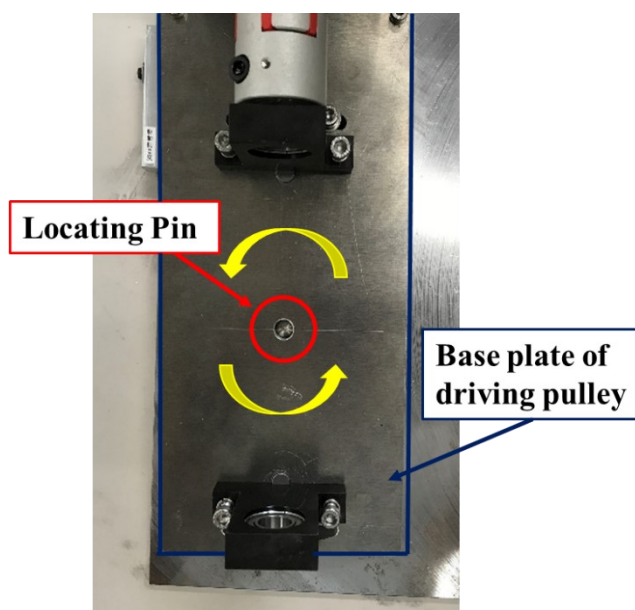


Fig. 2-2 Locating Pin for rotating base plate of driving pulley.



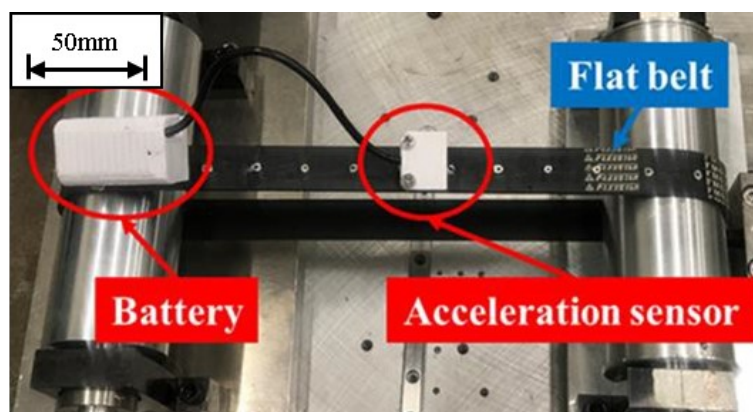


Fig. 2-3 Acceleration sensor and battery mounted on the flat belt.

### 2.2.2 試験条件

試験条件を表 2-2 に示す。駆動プーリの回転数を 10rpm で一定とした。ここで図 2-4 に示すように、駆動プーリの軸が反時計回りの方向に傾斜する方向を正方向としたミスアライメント角を面内ミスアライメント角  $\alpha$  と定義した。また、従動プーリの軸が時計回りの方向に傾斜する方向を正方向としたミスアライメント角を面内ミスアライメント角  $\beta$  と定義した。駆動および従動プーリの面内ミスアライメント角  $\alpha$  および  $\beta$  をそれぞれ  $0^\circ$  から  $3^\circ$  までの範囲で変更した。実験では、まず張力調整ボルトによりベルトに初期張力を与え、駆動プーリまたは従動プーリに面内ミスアライメント角  $\alpha$  または  $\beta$  を与え駆動プーリを駆動させた。ここで、ベルトの中心線の Y 座標が図 2 の位置決めピンの軸心の Y 座標と一致するようにベルトの初期位置を設定した。

Table 2-2 Test conditions.

Rotational speed of driving pulley [rpm]	10
Angular misalignment of driving pulley $\alpha$ (at $\beta = 0[\text{deg}]$ ) [deg]	0, 1, 2, 3
Angular misalignment of driven pulley $\beta$ (at $\alpha = 0[\text{deg}]$ ) [deg]	0, 1, 2, 3
Initial belt tension [N/mm]	15
Distance between axes of pulleys [mm]	250

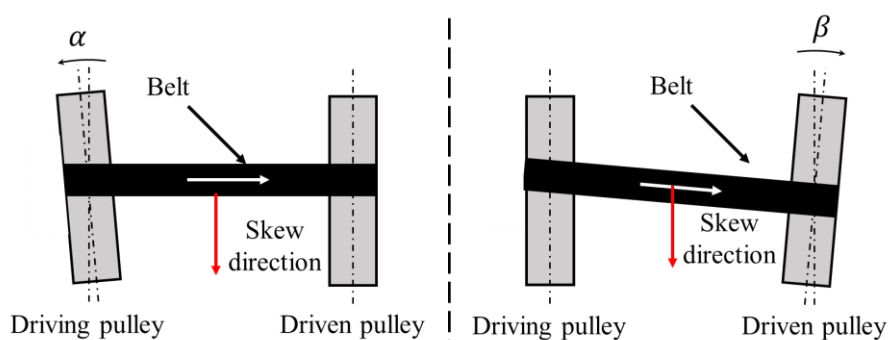


Fig. 2-4 Illustration of pulleys with angular misalignment  $\alpha$  and  $\beta$ .

### 2.2.3 ベルトのスキュー率の定義

ベルトのスキュー率はベルトの幅方向変位の大きさを表す指標であり、式(1)で定義され、ベルトの長手方向の走行距離に対するベルトの幅方向のスキュー変位の割合で算出される。

$$S_r = \frac{u}{U} \times 100 \quad (2.1)$$

ここで、 $S_r$ はベルトのスキュー率[%]、 $u$ はベルトの初期位置からの幅方向のスキュー変位[mm]、 $U$ はベルトの長手方向の走行距離[mm]を表す。

### 2.2.4 ベルトのプーリ進入角およびプーリ退出角の定義および測定方法

図2-5に示すように、走行中のベルトの幅方向の中心線と従動プーリ軸に対する垂線とがなす角をプーリ進入角と定義した。またベルトの中心線と駆動プーリ軸に対する垂線とがなす角をプーリ退出角と定義した。駆動・従動プーリの上部にカメラを設置し、ベルトが従動プーリ入口に進入する際のプーリ進入角およびベルトが駆動プーリ出口から退出する際のプーリ退出角を撮影した。画像解析ソフトウェア(ImageJ<sup>11)</sup>)を用いて、撮影した画像のプーリ軸と図6に示すよ

うなベルト中心線上の2つの目印を結ぶ直線とがなす角度を測定することにより、進入角および退出角を測定した。試験条件を表2-2と同条件とした。

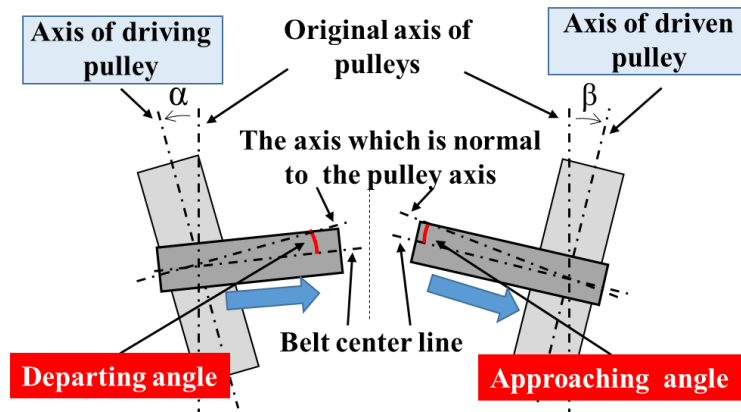


Fig. 2-5 Departing angle and approaching angle.

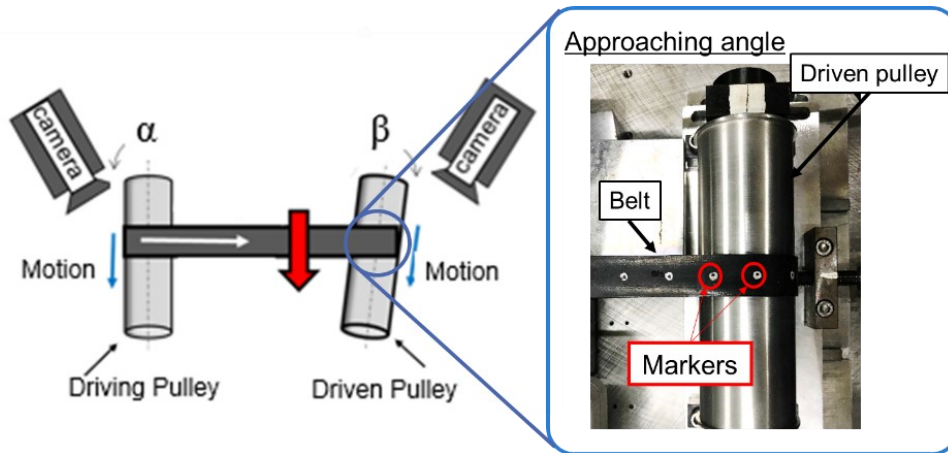


Fig. 2-6 Magnified view of flat belt.

## 2.3 結果および考察

### 2.3.1 ベルト幅方向変位の変化

図 2-7 に駆動プーリに付与する面内ミスアライメントを変化させた場合のベルト幅方向変位の測定結果を示す。また、図 2-8 に従動プーリに付与する面内ミスアライメントを変化させた場合のベルト幅方向変位の測定結果を示す。ここで、縦軸はベルトのベルト幅方向変位  $u$ [mm]、横軸はベルト走行距離  $U$ [mm]を表す。駆動プーリまたは従動プーリに付与する面内ミスアライメントが  $0^\circ$ のとき、ベルトの幅方向の変位はほとんど見られなかった。面内ミスアライメントを有するプーリ間を走行するベルトのスキューは、駆動プーリ軌道直後においてその大きさが比較的ゆるやかに変動した後、ベルトの走行距離とともにベルトとのベルト幅方向変位がほぼ一定の割合で線形的に増加することが分かった。また、その傾きは面内ミスアライメント角の増加に伴い大きくなる傾向が見られた。それらの結果により得られたスキュー率とプーリに付与した面内ミスアライメントの大きさとの関係を図 2-9 に示す。駆動プーリに面内ミスアライメント  $\alpha$ を付与した場合のベルトのスキュー率は面内ミスアライメント  $\alpha$ の増加に伴い線形的に大きくなることが分かった。また、同様に従動プーリに面内ミスアライメント  $\beta$ を付与した場合にもベルトスキュー率は線形的に増加していくことが分かった。さらに、図 9 のスキュー率の測定結果に基づき、スキュー率をミスアライメント角の線形関数で表し直線の傾きを算出し、駆動および従動プーリ軸の単位面内ミスアライメント角あたりのベルトのスキュー率  $S_\alpha$ 、 $S_\beta$ を求めた。ここで、添え字  $\alpha$ は駆動プーリに面内角度ミスアライメントを付与した場合を表し、添え字  $\beta$ は駆動プーリに面内角度ミスアライメントを付与した場合を表す。 $S_\alpha$ および  $S_\beta$ を算出した結果、 $S_\alpha=0.58$ 、 $S_\beta=0.61$ となり、両者の違いは小さいことが分かった。

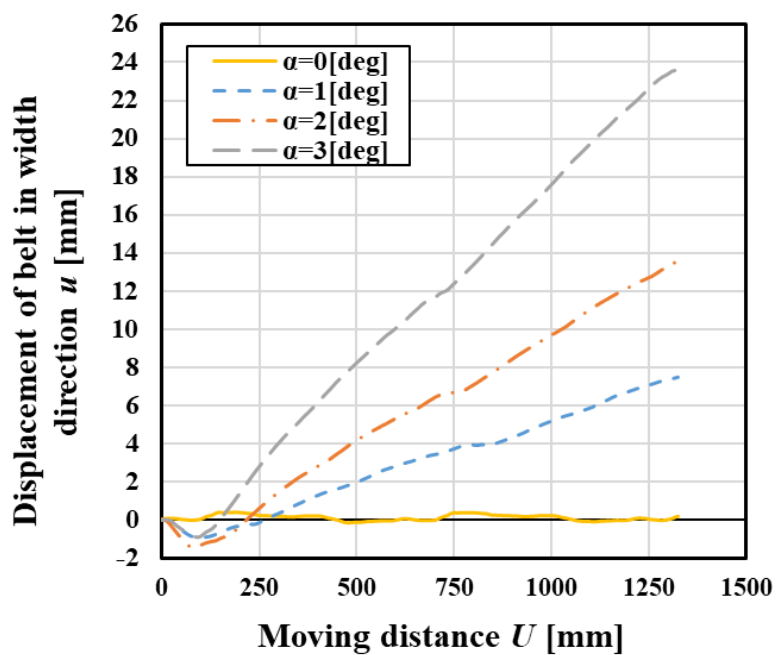


Fig. 2-7 Relationship between displacement in width direction of belt and moving distance when driving pulley had angular misalignments  $\alpha$ .

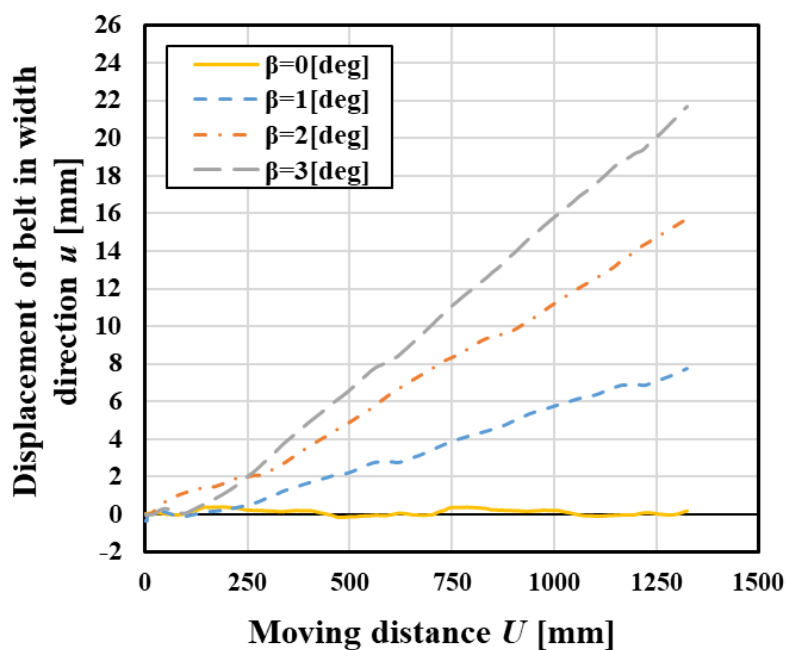


Fig. 2-8 Relationship between displacement in width direction of belt and moving distance when driving pulley had angular misalignments  $\beta$ .

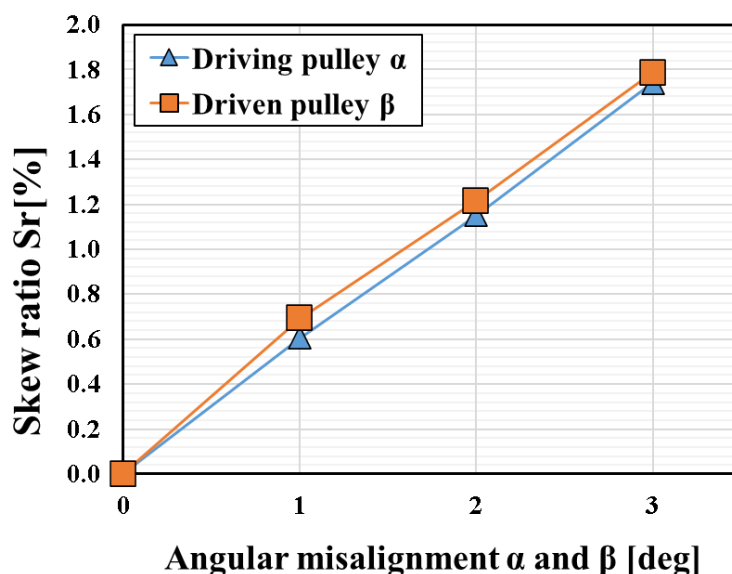


Fig. 2-9 Change of skew ratio with respect to angular misalignment.

### 2.3.2 ベルトのプーリ進入角および退出角と面内ミスアライメントとの関係

図 2-10 に駆動プーリの面内ミスアライメント角 $\alpha$ に対するベルトのプーリ進入角および退出角の変化を示す。また、図 2-11 に同様に従動プーリの面内ミスアライメント $\beta$ に対するベルトのプーリ進入角および退出角の変化を示す。図中の丸印および三角印はそれぞれベルトのプーリ進入角の測定結果、ベルトのプーリ退出角の測定結果を表す。面内ミスアライメント角を付与するプーリの違いによらず、ベルトのプーリ退出角は面内ミスアライメント角の増加に伴い大きくなることが分かった。また、ベルトのプーリ進入角も面内ミスアライメントが増加するとともに大きくなることが分かった。しかし、進入角の大きさはベルトのプーリ退出角のそれよりも比較的小さく、ベルトの進入方向が従動プーリ軸に対して垂直に近い方向で進入しようとする傾向があることが分かった。このことから、面内ミスアライメントを有するプーリ間を走行するベルト、すなわちスキューしているベルトは各プーリの入り口においてプーリ軸に対して垂直に近い方向に進入しようとする傾向があるが、ベルトのプーリ退出角はプーリに付与された面内角度ミスアライメントの違いの影響を大きく受けることが分かった。ここで、オイラーのベルト

理論により、プーリ進入位置はベルトとプーリとが固着しながら連れまわるアイドル領域に存在し、プーリ退出位置はベルトの変形により伸び縮みすることで滑りが発生するアクティブ領域に存在することが知られている。ベルトのプーリ退出角が大きくなる要因としてプーリ退出位置がアクティブ領域に存在するため、退出位置でベルトが幅方向に滑った結果、ベルト退出角が進入角よりも大きくなったと考えられる。

図 2-12 に駆動プーリが面内ミスアライメント角を有する場合の、ベルトのプーリ進入角と面内ミスアライメント角の大きさからベルトのプーリ退出角を減じた角度との関係を示す。ここで、青色の丸印および緑色の三角印はそれぞれベルトのプーリ進入角および面内ミスアライメントの大きさからベルトのプーリ退出角を引いた結果得られた角度を表す。駆動プーリが面内ミスアライメントを有する場合には面内ミスアライメントの大きさからベルトのプーリ退出角を引いた角度はベルトのプーリ進入角より大きいことが分かった。ここで、図 2-13 に示すようなプーリとベルトの幾何学的な位置関係を考える。ここで、ベルトが駆動プーリから退出した後に進行方向を変えず従動プーリに進入したと仮定すると、その面内ミスアライメントの大きさからベルトのプーリ退出角を引いた角度とベルトのプーリ進入角は同じ大きさになると考えられる。しかしながら、それらの大きさは一致しなかったことから、駆動プーリが面内ミスアライメントを有する場合にはベルトは弦部で幅方向に曲げられ進行方向を変えながらスキュー変位したと考えられる。また、図 2-14 に従動プーリが面内ミスアライメントを有する場合のベルトのプーリ退出角と面内ミスアライメント角の大きさからベルトのプーリ進入角を引いた角度との関係を示す。ここで、橙色の三角印および緑色の四角印はそれぞれベルトのプーリ退出角および面内ミスアライメントの大きさからベルトのプーリ進入角を引いた角度の結果を示す。従動プーリが面内ミスアライメントを有する場合には面内ミスアライメントの大きさからベルトのプーリ進入角を引いた角度はベルトのプーリ退出角より大きくなることがわかった。駆動プーリが面内ミスアライメントを有する場合と同様に図 2-15 が示すようなプーリとベルトの幾何学的な位置関係を考える。ここで、ベルトが駆動プーリから退出した後に進行方向を変えず従動プ

プーリに進入したと仮定する。この場合にはその面内ミスアライメントの大きさからベルトのプーリ進入角を引いた角度とベルトのプーリ退出角は同じ大きさであると考えられる。しかしながら、それらの大きさは一致しなかったことから、従動プーリが面内ミスアライメントを有する場合には、ベルトは弦部で幅方向に曲げられ、進行方向を変えながらスキュー変位したと考えられる。

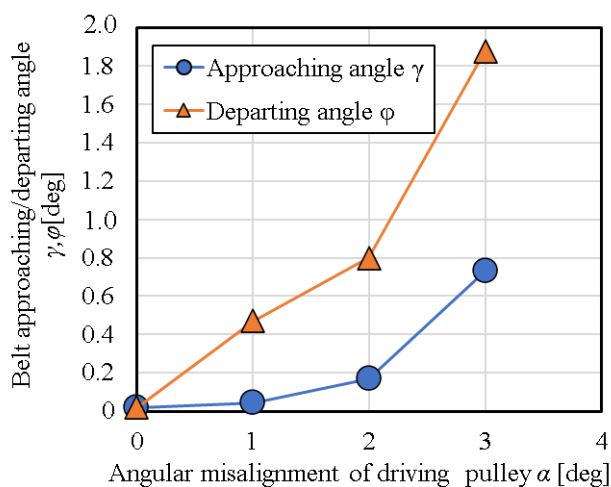


Fig. 2-10 Change of approaching and departing angle with respect to angular misalignment of driving pulley  $\alpha$ .

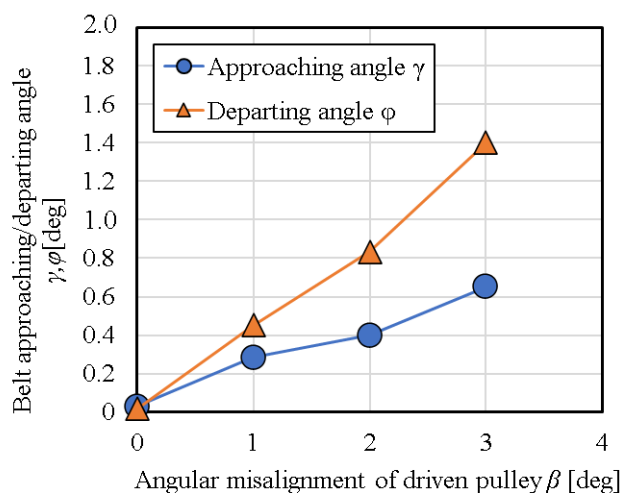


Fig. 2-11 Change of approaching and departing angle with respect to angular misalignment of driven pulley  $\beta$ .



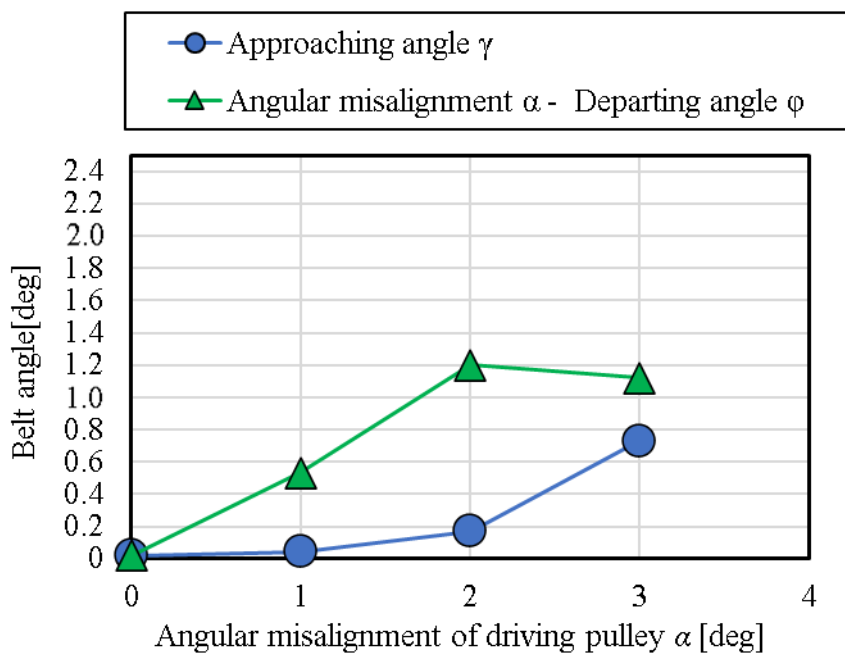


Fig. 2-12 Change of belt approaching angle and angular difference between misalignment angle  $\alpha$  and approaching angle with respect to angular misalignment of driven pulley  $\alpha$ .

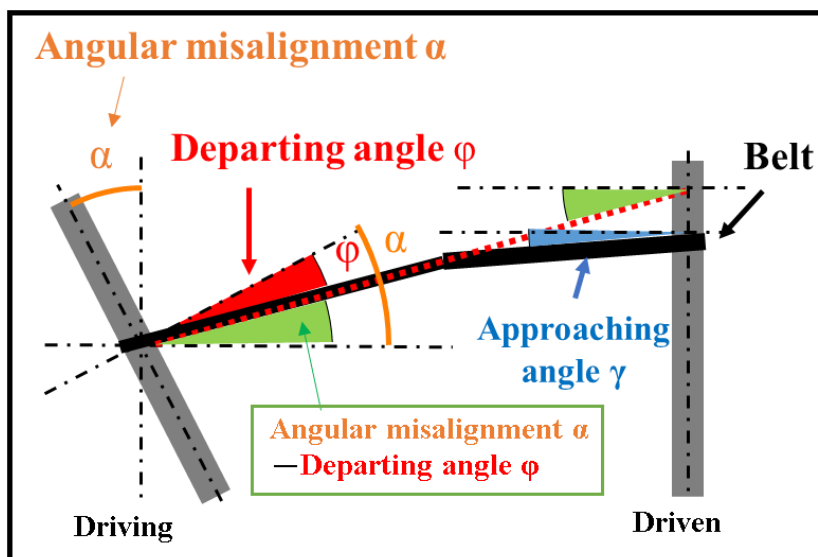


Fig. 2-13 Illustration of geometrical relationship between approaching and departing angle and angular misalignment  $\alpha$ .

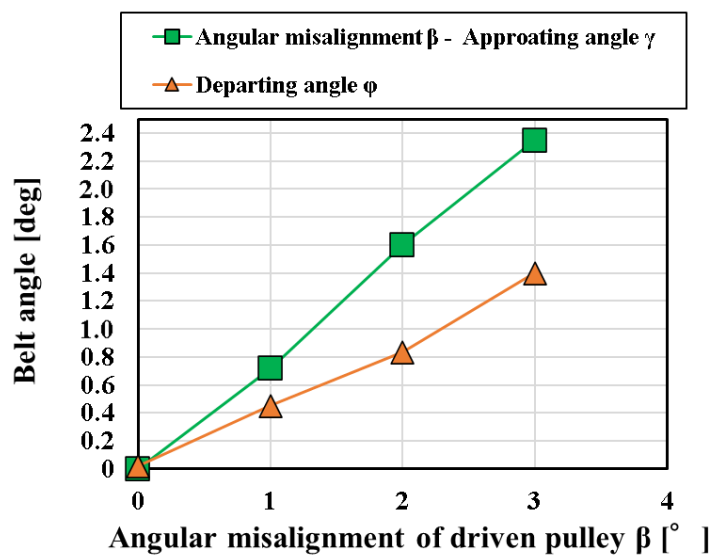


Fig. 2-14 Change of belt departing angle and angular difference between misalignment angle  $\beta$  and approaching angle with respect to angular misalignment of driven pulley  $\beta$ .

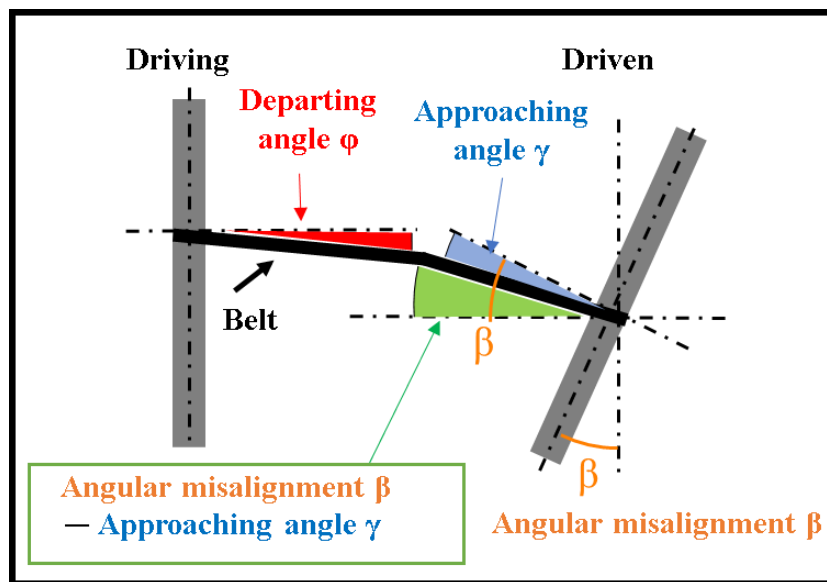


Fig. 2-15 Illustration of geometrical relationship between approaching and departing angle and angular misalignment  $\beta$ .

### 2.3.3 面内ミスアライメントを有するプーリ間を走行するベルト幅方向加速度の変化

図 2-16 に駆動プーリが面内ミスアライメント角を有する場合のベルトに取り付けた加速度センサの無次元位置に対するベルト幅方向の加速度の変化を示す。図の横軸はベルト 1 周を 1 とするようにベルト周長で無次元化したベルト位置を表す。また、図中の破線はプーリと弦部との境界を表し、記号 **Driving** および **Driven** はそれぞれベルトが駆動プーリおよび従動プーリに巻き付いている範囲を表す。従動プーリへの巻き付き中のベルトの幅方向の加速度は正である一方で、駆動プーリへの巻き付き中のベルトの幅方向の加速度はほぼ負であることが確認された。これは、駆動プーリではベルトがスキュー方向と逆方向に移動しながらプーリに巻き付くことを意味する。それに対して、従動プーリではベルトがスキュー方向に移動しながらプーリに巻き付くことを意味する。また、従動プーリのベルト幅方向の加速度の絶対値は駆動プーリのそれよりも大きくなり、ベルトがスキュー方向に沿って移動していることがわかった。次に図 2-17 に従動プーリが面内ミスアライメント角を有する場合のベルトに取り付けた加速度センサの無次元位置に対するベルト幅方向の加速度の変化を示す。従動プーリへの巻き付き中のベルトの幅方向の加速度が正であり、駆動プーリへの巻き付き中のベルトの幅方向の加速度もほぼ正であることが確認された。これは駆動プーリではベルトがスキュー方向に移動しながらプーリに巻き付き、従動プーリでもベルトが駆動プーリの場合と同様にスキュー方向に移動しながらプーリに巻き付くことを意味する。

すなわち駆動プーリに面内ミスアライメント角がある場合と従動プーリに面内ミスアライメント角がある場合とでは、駆動プーリ上でのスキューがベルト進行方向から見て反対方向に生じることがわかった。

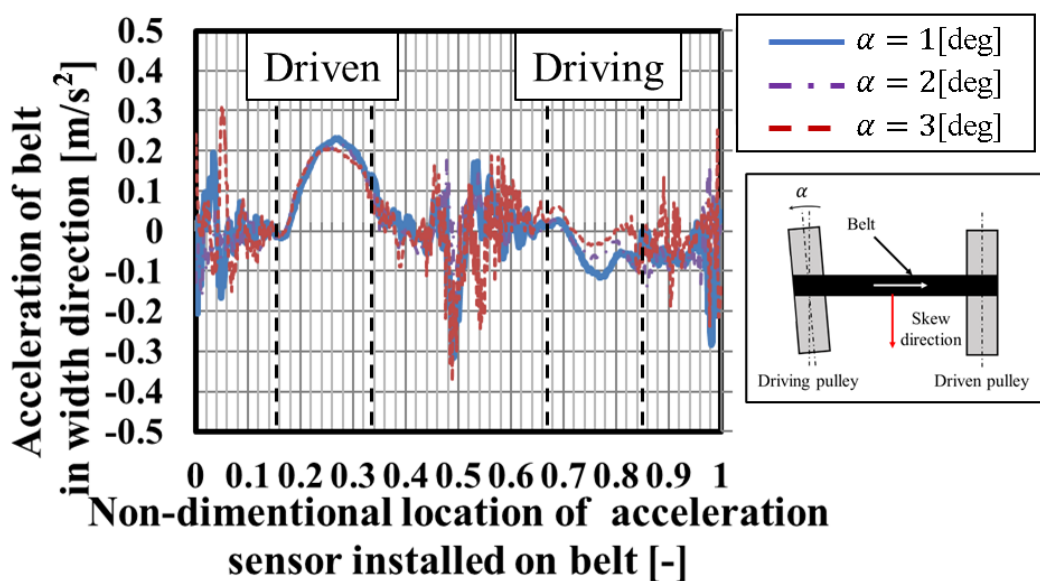


Fig. 2-16 Change of acceleration in width direction of belt.

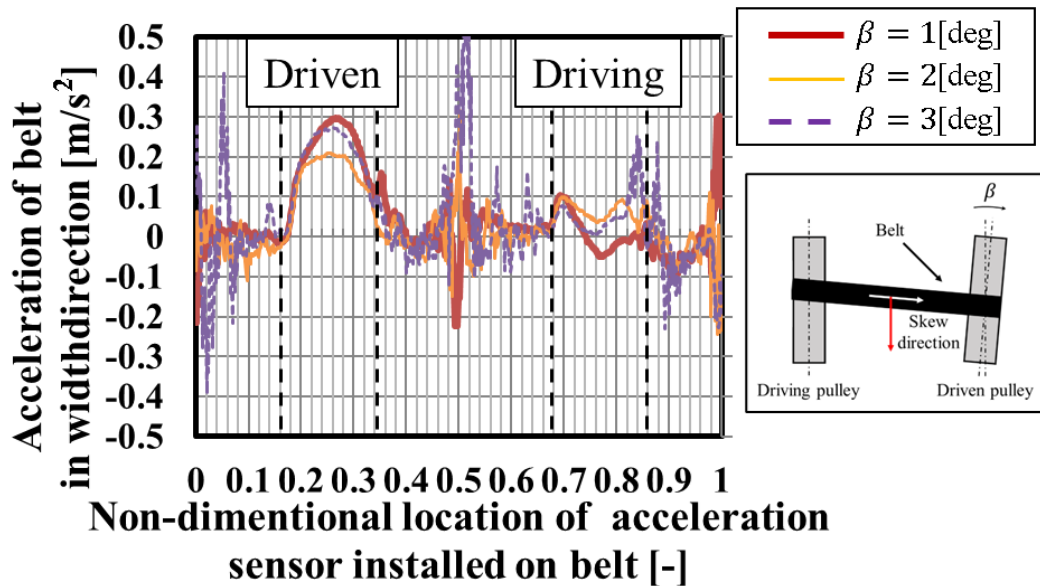


Fig. 2-17 Change of acceleration in width direction of belt.

## 2.4 結言

本研究では、駆動または従動プーリ軸に付与する面内ミスアライメント角の大きさを変更することにより、ベルトのプーリ進入角および退出角と角度ミスアライメントとの関係およびベルト幅方向挙動の変化を調べた。本研究の結果、以下の事がわかった。

- (1) ベルトのスキュー率は、駆動プーリおよび従動プーリの角度ミスアライメントの増加に伴い両者とも線形的に増加する。
- (2) プーリに付与する面内ミスアライメント角の増加に伴い、ベルトのプーリ退出角およびプーリ進入角はともに増加するが、プーリ退出角はプーリに付与された面内角度ミスアライメントの増加に伴い相対的に大きく増加する。
- (3) プーリ進入位置およびプーリ退出位置がそれぞれアイドル領域およびアクティブ領域に存在するため、退出位置でベルトが幅方向に滑ることにより、ベルトのプーリ退出角がプーリ進入角よりも大きくなる。
- (4) プーリが面内ミスアライメント角を有する場合には、ベルトは弦部で幅方向に曲げられ、進行方向を変えながらスキュー変位する。
- (5) 駆動プーリに面内ミスアライメントを有する場合、ベルトは従動プーリではスキュー方向に、駆動プーリではスキュー方向と反対方向に変位する。一方で、従動プーリに面内ミスアライメントを有する場合、ベルトは従動プーリおよび駆動プーリともにスキュー方向に沿って変位する。
- (6) 駆動プーリに面内ミスアライメント角がある場合と従動プーリに面内ミスアライメント角がある場合とでは、駆動プーリ上でのスキューがベルト進行方向から見て反対方向に生じる。

参考文献

- 1) 矢鍋重夫, 程輝, 野澤泉: “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)”, 日本機械学会論文集(C編), Vol.67, No.658, (2001), pp.53-59
- 2) 大倉清: “ベルトの片寄りについて”, ベルト伝動技術懇話会第20回講演会, (2017), pp.24-48
- 3) Zhang, W.: ”Analysis on Skew of Flat Belts in Two-Pulley drives”, ASME, Journal of Mechanical Design, Vol.133, No.111001, (2011), pp.1-13
- 4) Kobayashi, Y. and Toya, K.: “Effect of belt transport speed and other factors on mistracking”, Microsystem Technologies-Springer, 13, (2007), pp.1325-1330
- 5) Gerbert, G.: “Flat Belt Axial Motion on Conical Pulleys”, Power Transmission Gearing Conference, DE-Vol.88, (1996), pp.435-452
- 6) 小林祐子, 戸松公紀: “回転速度やその他の要因によるベルト横ずれの基礎的研究”, 東芝レビュー, Vol.63, No.1, (2008), pp.47-50
- 7) Fenglin, H., Ruibo, H., Hongzhi, Y., and Feng, X.: “Lateral motion of the endless flat belt in a two-pulley belt system”, Advances in Mechanical Engineering, Vol.9, No.4, (2017), pp.1-13
- 8) Kari, D., Kimmo, K., Luis G. Maqueda, and Ahmed A. Shabana: “Nonlinear dynamics of three-dimensional belt drives using the finite-element method”, Nonlinear Dynamics, Vol.48, No.4, (2007), pp.449-466
- 9) Cheng, H., Yoshida, K., and Yanabe, S.: “Finite element analysis of belt skew caused by angular misalignment of rollers”, Institution of Mechanical Engineers, Vol.218, No.10, (2004), pp.1223-1232
- 10) 矢鍋重夫, 程輝, 野澤泉: “ベルトのスキューに関する研究(実験およびシミュレーション)”, 日本機械学会論文集(C編), Vol.66, No.647, (2000), pp.14-20
- 11) Rasband, W.S., ImageJ, U. S. National Institutes of Health, Bethesda, Maryland, USA, <https://imagej.nih.gov/ij/>, 1997-2018

## —第3章—

金属Vベルト式無段変速機の  
伝達トルクの増加に伴う  
エレメントの内力状態の変化

### 3.1 緒言

第2章では、摩擦伝動平ベルトを積層リングに見立て、平ベルトのスキュー挙動の変化を調査した。その結果、プーリが面内ミスアライメント角を有する場合には平ベルトは弦部で幅方向に曲げられ進行方向を変えながらスキュー変位することが示された。このことから、金属ベルト式CVTのプーリ軸が軸間の方向に対し傾斜する場合には、積層リングは弦部で幅方向に曲げられ進行方向を変えながらスキュー変位することが考えられるため、金属ベルト式CVTの伝動性能の低下が懸念される。

この金属Vベルト式CVTが高い伝達効率を実現するためには、適切にベルト挟圧力を設定することが必要である<sup>1)5)</sup>。伝達トルクが変化すると、そのベルト挟圧力によるエレメントへの作用力は変化する<sup>6)10)</sup>ため、金属Vベルトのエレメントの内力状態(プーリの推力によりエレメントが受ける幅方向の圧縮力、以下、幅方向押し力と呼ぶ)の変化は重要な因子である。しかし、そのようなエレメントの内力状態の変化の要因は十分には明らかにされていない。そこで、本章の研究目的を金属Vベルトの伝動走行時のエレメントの内力状態の変化の要因を明らかにすることとした。

本章では、小サイズのひずみゲージを貼り付けたエレメントを金属Vベルトに組み込み、試験機で走行試験を行った。測定されたエレメントの幅方向のひずみから幅方向押し力を見積もることで、伝達トルクの増加に伴うエレメントの内力状態の変化を調べた。



3.2 実験方法・試験条件

図 3-1(a)に示すように、エレメントの一部に薄肉の加工を施したエレメントを用意し、加工部分とその裏面（図 3-1(b)）にひずみゲージをエレメント幅方向に貼り付けた。左右での幅方向押し力の違いを調べるためにひずみゲージの貼り付け位置をエレメント上の左右対称な位置とした。図 3-2 に示すように、左右位置の区別を、ベルト進行方向を向いて右側及び左側と定義した。実際には方法の簡素化のためひずみゲージを片側ずつに貼付し、走行試験を実施した。図 3-3 にひずみゲージを貼付した加工済エレメントの写真を示す。また、変速の速度比を安定させるために、走行試験を駆動プーリ溝内にカラーを取り付けた状態で行った。図 3-3 に示すようにひずみ測定用超小型データロガー(i-NEAT(株)製,MDLIN-4SG)をベルト上に実装した。そのベルトを試験機に設置した状態を図 3-4 に示す。

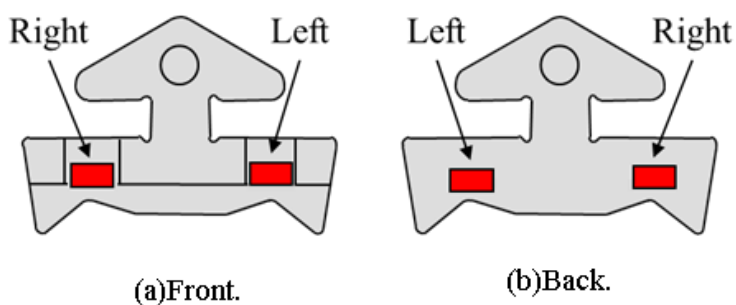


Fig. 3-1 Locations of strain gauges on (a) front face and (b) back face.

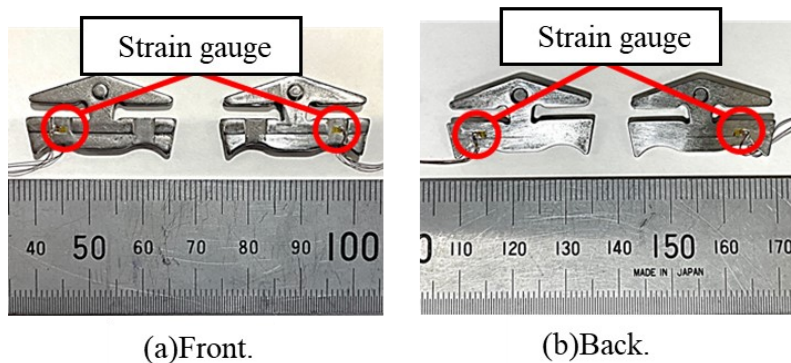


Fig.3-2 Element with strain gauges.

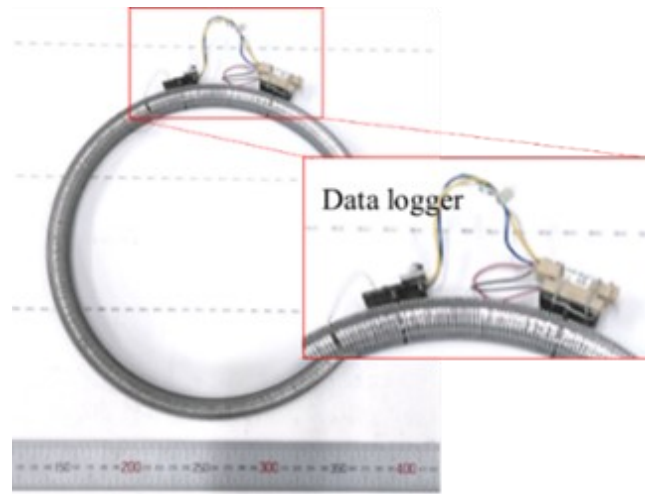


Fig. 3-3 Data logger mounted on test belt.

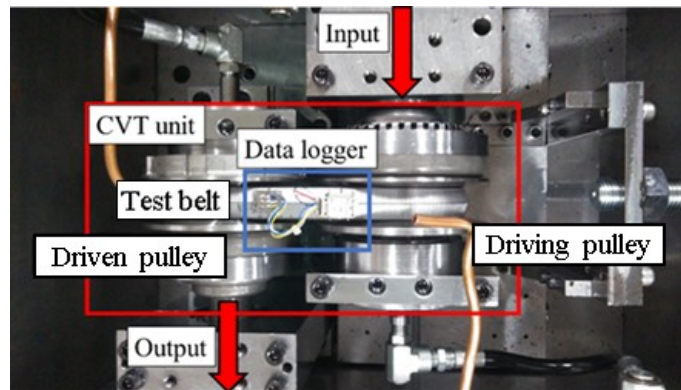


Fig. 3-4 Test belt set on testing machine.

ここで、本研究に用いた走行試験機の模式図を図3-5に示す。本装置では、電動モータにより動力を与えた。モータで発生させた動力を駆動軸からCVTユニットを介して従動軸へ伝達させ、動力を電磁ブレーキにより吸収させた。トルクメータと回転数検出機を駆動軸、従動軸それぞれに設置し、駆動軸、従動軸トルク  $T_{DR}$ ,  $T_{DN}$  及び駆動軸、従動軸回転数  $N_{DR}$ ,  $N_{DN}$  を検出した。試験条件を表3-1に示す。本研究では測定を可能とするために駆動軸の回転数を低速の5rpmとした。金属間接触によるベルト及びプーリの摩耗を軽減するため、ユニット中の各接触部にCVT fluidによる潤滑を行なった。また、油圧を用いて駆動および従動軸に推力を作用させた。

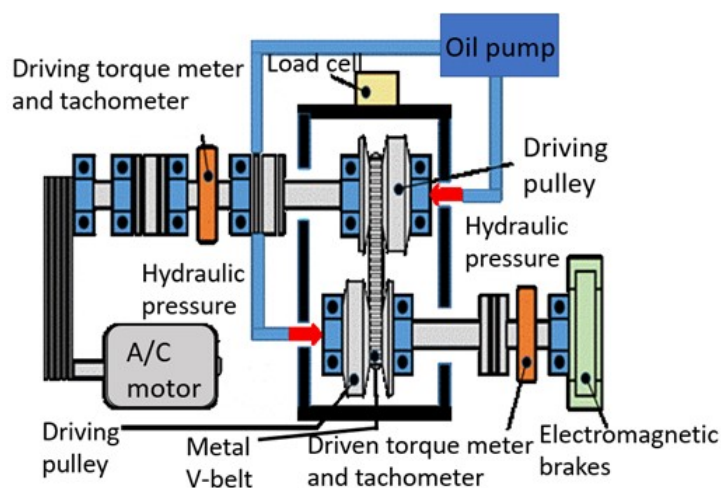


Fig. 3-5 Schematic view of testing system.

Table 3-1 Test conditions for measurement of strain of element in clamping direction.

Rotational speed of driving pulley $N_{DR}$ [rpm]	5.0
Speed ratio $i$ [-]	1.0
Clamping force of driving pulley $F_{DR}$ [kN]	7.4
Clamping force of driven pulley $F_{DN}$ [kN]	6.3
Limit torque ratio $\tau$ [-]	$\cong 0, 0.2, 0.4, 0.6, 0.8$

ここで、速度比  $i$  は従動軸回転数  $N_{DN}$  に対する駆動軸回転数  $N_{DR}$  の比を表し、次式により定義した。

$$i = \frac{N_{DR}}{N_{DN}} \quad (3.1)$$

また限界トルク比  $\tau$  を

$$\tau = \frac{T_{in}}{T_{max}} \quad (3.2)$$

によって定義した。  $T_{in}$  ,  $T_{max}$  はそれぞれ駆動軸トルクおよび駆動軸が伝達可能な最大伝達トルクを表す。ここで、電磁ブレーキを用いてベルト/プーリ間に全滑りが発生するまで負荷トルクを徐々に増加させることにより最大伝達トルクの測定を行った。本研究では限界トルク比  $\tau$  を5段階に変更した。

ここで、式 (3.3) を用いてエレメントの前後面に発生するひずみの平均をとることにより曲げひずみの成分をキャンセルした。

$$\varepsilon_j = \frac{\varepsilon_{j \text{ front}} + \varepsilon_{j \text{ back}}}{2} \quad (3.3)$$

$\varepsilon_j$ ,  $\varepsilon_{j \text{ front}}$ ,  $\varepsilon_{j \text{ back}}$  はそれぞれ、エレメントに生じる幅方向の圧縮ひずみ、進行方向から見てエレメントの前面に生じるひずみ、裏面に生じるひずみを表す。

$$P_{total} = \sum_{j=1}^n P_j = k \sum_{j=1}^n \varepsilon_j \quad (3.4)$$

ここで、 $\varepsilon_j$ はエレメント1枚当たりのエレメント幅方向ひずみ、 $n$ はプーリ内でのエレメント個数、 $P_j$ はエレメント1枚当たりの幅方向押し力、 $k$ は校正係数、 $P_{total}$ はプーリ全体の推力の合力（本試験では、従動プーリの合計推力）を表す。なおここでは校正係数 $k$ を一定と考え、次式によりプーリ溝中を走行する1枚のエレメントに生じる幅方向押し力を見積もった。

$$P_j = k\varepsilon_j \quad (3.5)$$

### 3.3 試験結果及び考察

図3-6(a)～(e)、および図3-7(a)～(e)に走行時の1つのエレメントに生じる左側および右側位置で測定した幅方向押し力の変化をそれぞれ示す。図中の横軸は、ベルトの1周を1とするようにベルト周長で無次元化されたエレメントの位置を表す。図中のDRの記号は駆動プーリの溝内、DNの記号は従動プーリの溝内、Fixedは固定シーブ、Movableは可動シーブを表す。また、DR及びDNの範囲以外の位置はベルトの弦部に相当する。実際の運転条件下ではプーリの高速回転に伴う遠心力の増加によりエレメント幅方向押し力が低下することが懸念されるが、低回転数での測定条件下であっても幅方向押し力の定性的な傾向に影響を及ぼさないものとみなした。

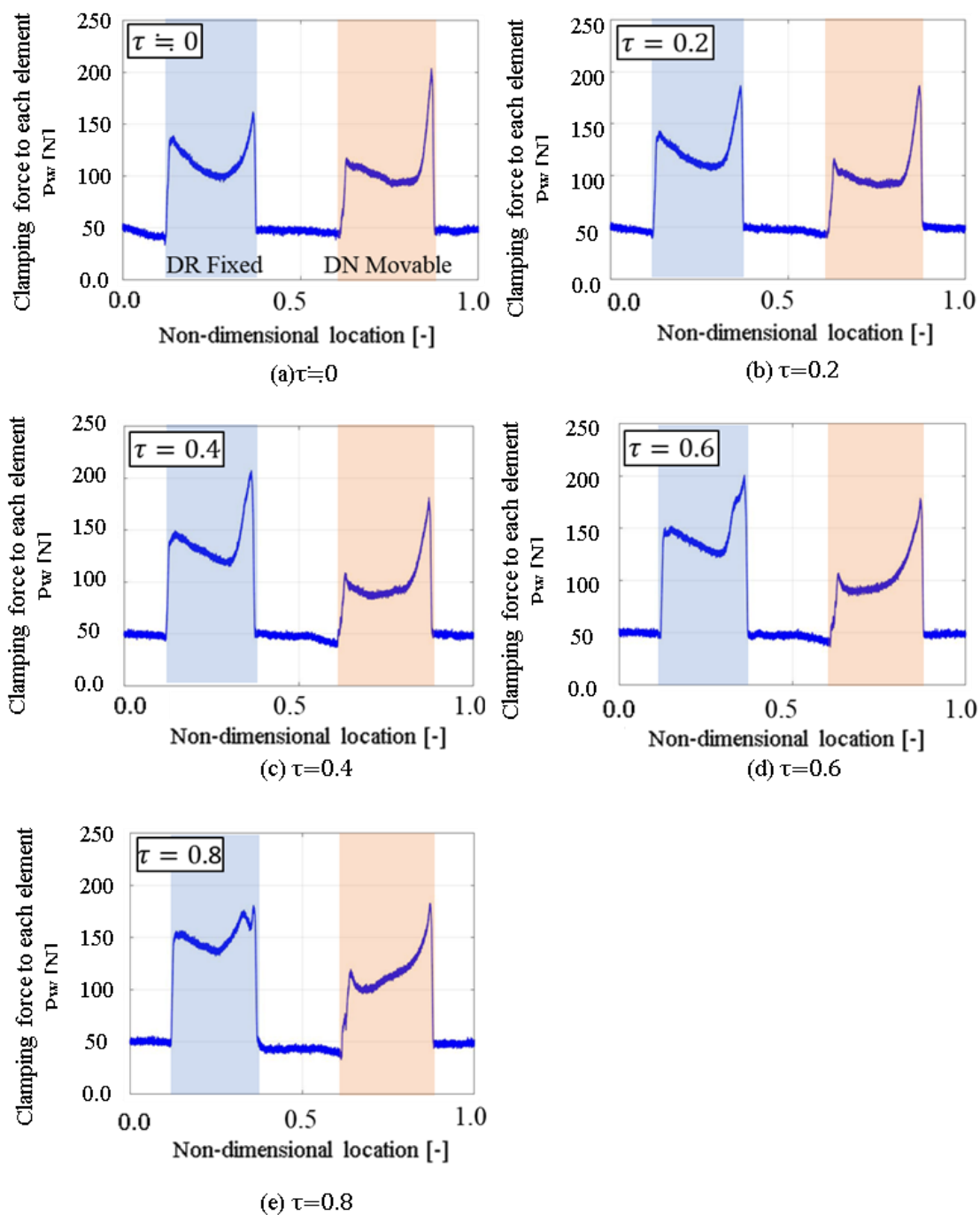


Fig.3-6 Clamping forces to left part of each element.

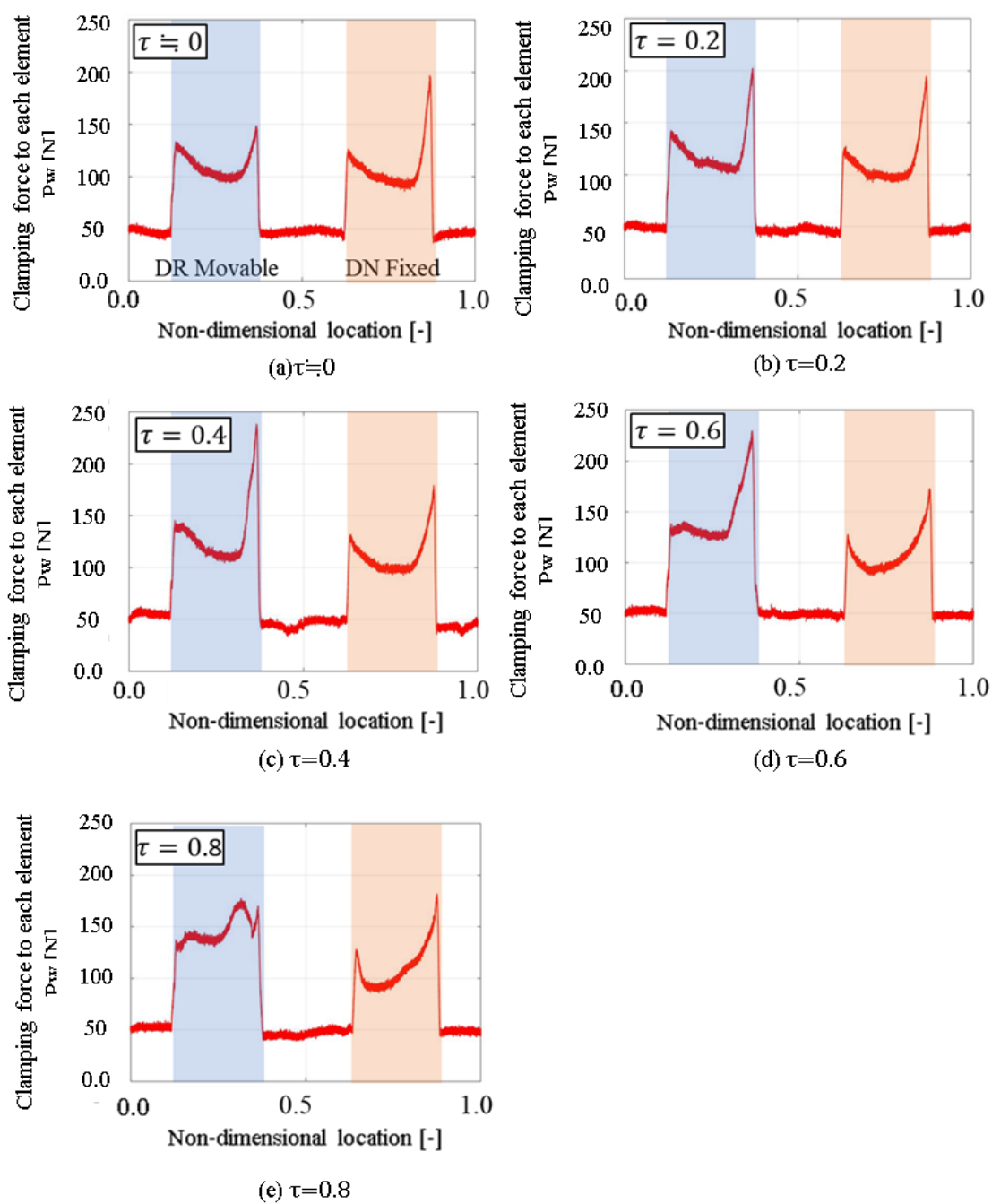


Fig.3-7 Clamping forces to right part of each element.

無負荷条件下において、プーリ溝内における幅方向押し力は一定ではなく、プーリ溝入口でまず増加し、その後プーリ溝の中間位置に向かって減少し、溝出口付近で再度増加した。このようにプーリ溝内では1枚のエレメントが受ける幅方向力は一定でないことが分かった。ここで、エレメントの幅方向押し力の変化はベルトの半径方向変位によるものと仮定した場合のベルト巻き付き軌跡の模式図を図3-8に示す。図が示すようにCVTベルトがプーリの理想巻き付き円に対し長楕円状に巻き付いているためであると考えられる。次に伝達トルクを増加させた場合、プーリ溝内における幅方向押し力は一定ではなく、プーリ溝入口でまず増加し、その後プーリ溝の中間位置に向かって減少し、溝出口付近で再度増加した。これは無負荷条件下で見られた傾向と同様であった。また、左右いずれの位置でも、同様な傾向の結果が得られた。なおトルク比0.8の条件では駆動プーリ溝出口付近で特徴的な挙動が見られた。

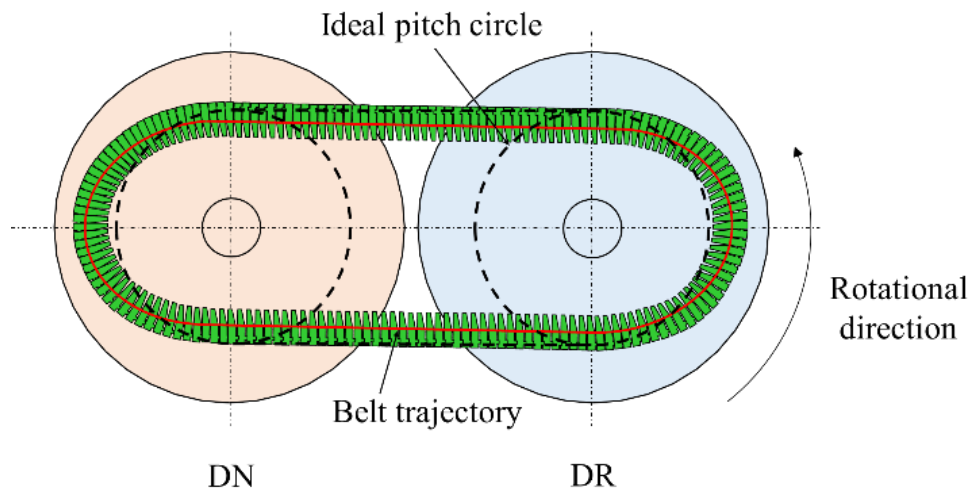


Fig. 3-8 Schematic view of belt trajectory on pulley.



ここで、伝達トルクの増加に伴い幅方向押し力に変化が生じる要因を調べるために、プーリ溝内にある全エレメントに生じる幅方向押し力の合力の代表点(円周方向に見た変化分布図の図心位置)  $\phi$  を次式によって算出した。

$$\phi = \frac{\sum_j^n (P_{wj} \theta_j)}{P_{w total}} \quad (3.6)$$

ここで  $P_{wj}$  をプーリ入口から見て  $j$  番目のエレメントに生じる幅方向押し力、 $\theta_j$  をプーリ入口から見て  $j$  番目の巻き付き位置の角度座標、 $n$  をプーリ溝中のエレメントの枚数（速度比1では約107枚）、 $P_{w total}$  をプーリ溝中のエレメントに生じる幅方向押し力の総和を表す。例えば、速度比  $i=1.0$  でありエレメントの巻き付き位置によらず幅方向押し力が一定になる場合には  $\phi=90[^\circ]$  となる。

図3-10に幅方向押し力の図心位置とトルク比の関係を示す。また、図3-11にベルト巻き付き軌跡の模式図上に全エレメントに生じる幅方向押し力の合力の代表点を重ね書きした図を示す。

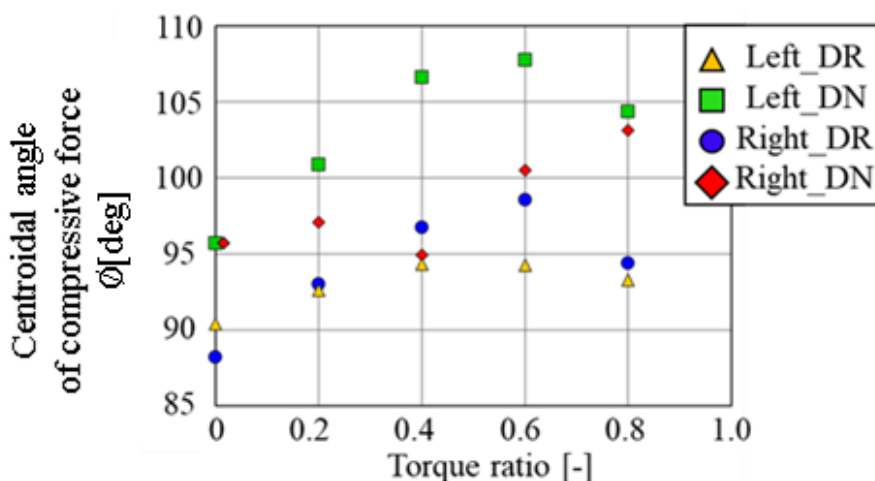


Fig. 3-9 Relation between centroidal angle of clamping force and torque ratio.

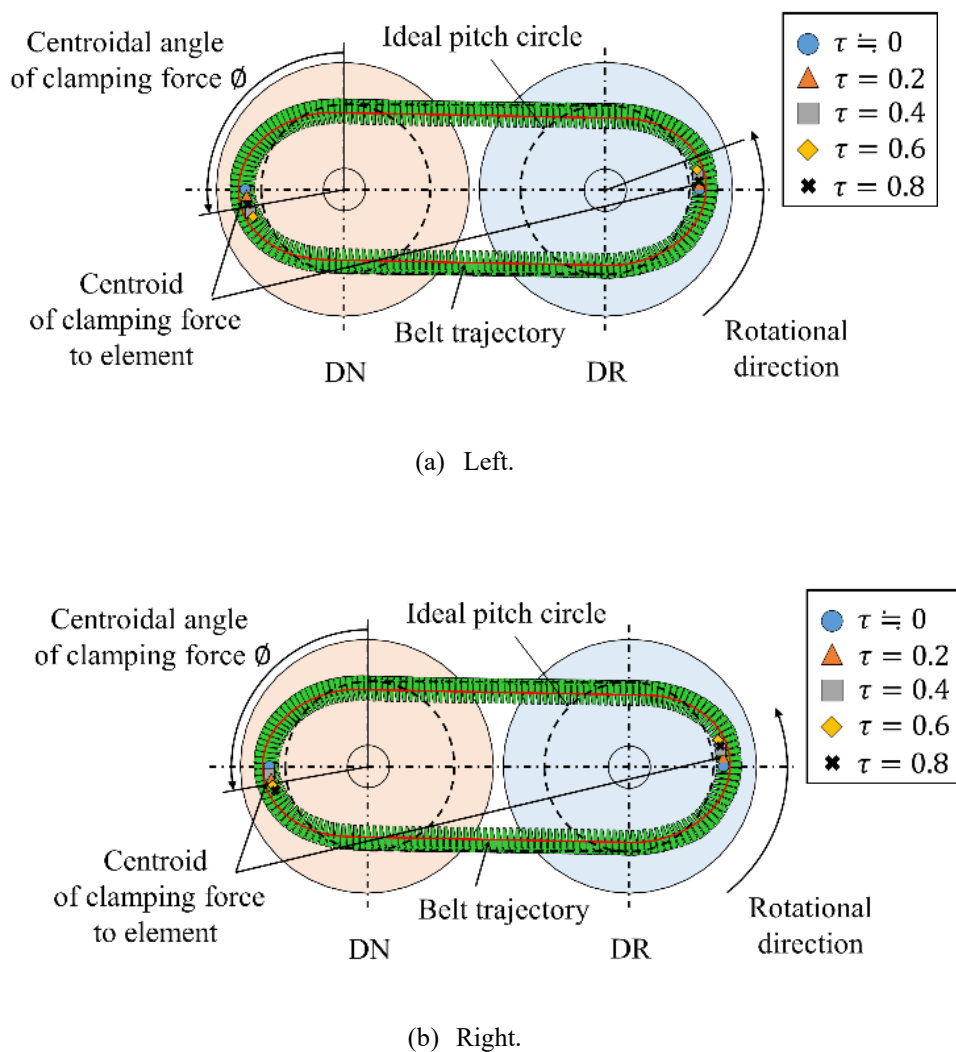


Fig. 3-10 Change of centroidal location of clamping force at (a)left and (b) right side with respect to torque ratio.

図 3-9 および図 3-10 が示すように、幅方向押し力の合力の代表位置は、伝達トルクの増加に伴い出口方向に移動することがわかった。このことはオイラーのベルト伝動理論で予測されるエレメント間押し力分布の伝達トルクの変化に伴う現象により説明することができると考えられる。なお限界トルク比を 0.8 まで大きくすると合力の代表点はそのまま出口方向に移動せず、若干 90°位置に近づく傾向が見られた。高トルク条件ではプーリ溝中でエレメントの間隔が同じで

ある時に想定されるそれよりもアクティブ範囲が拡大する事が示唆された。さらに、図3-6および図3-7が示すように、プーリ溝内における幅方向押し力がプーリ溝入口でまず増加し、その後プーリ溝の中間位置に向かって減少し、溝出口付近で再度増加する傾向は同様であったが、両プーリにおいて伝達トルクの増加に伴い左右位置での内力の値には差異が生じることがわかった。これまでの研究により、CVT走行中において動力伝達時には図3-11に示すように可動シーブの軸方向がプーリの軸方向に対しても軸間の方向に対しても傾斜するいわゆる歳差運動<sup>11),12)</sup>をする知見<sup>13)</sup>が示されている。本結果は、伝達トルクの増加に伴いベルトとプーリとの接触位置がその歳差運動により半径方向に移動する事を示すと思われる。言いかえると、本報で示したような伝達トルクの増加に伴うエレメントの幅方向押し力の変化の左右位置での違いは、ベルトとプーリの接触位置の歳差運動に伴う半径方向の移動により生じると言える。

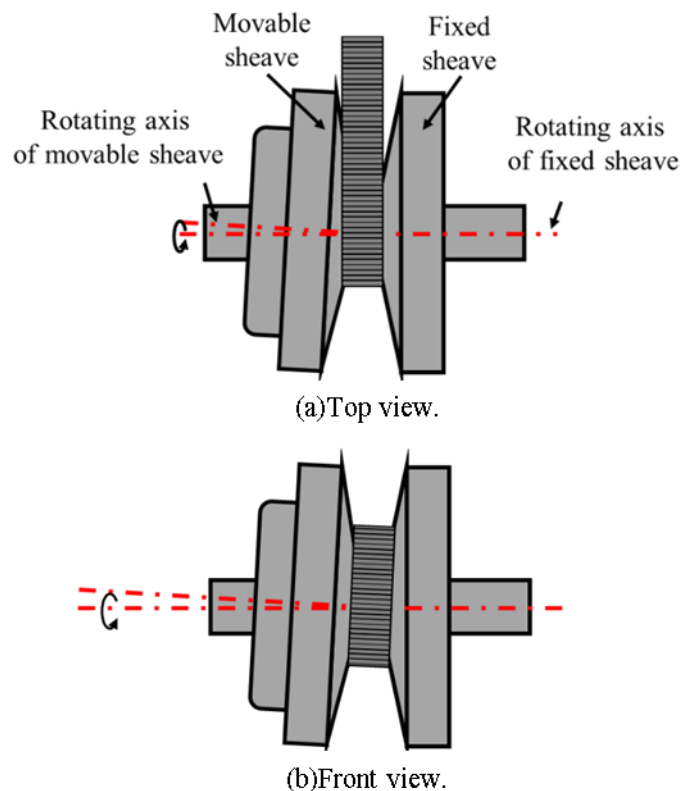


Fig. 3-11 Precessional motion of movable sheave.

### 3.4 結言

本研究では、小サイズのひずみゲージを貼り付けたエレメントを金属Vベルトに組み込み、試験機で走行試験を行った。測定されたエレメントの幅方向のひずみから幅方向押し力を見積もることで、伝達トルクの増加に伴うエレメントの内力状態の変化を調べた。本研究の結果、以下の事がわかった。

- (1) 幅方向押し力はプーリ出入口において著しく増加した。これはCVTベルトがプーリに対し楕円状に巻き付いているためであると考えられる。
- (2) 伝達トルクの増加に伴うエレメントの幅方向押し力の変化の左右位置での違いは、可動シーブの軸方向がプーリの軸方向に対して傾斜する歳差運動に伴うベルトとプーリの接触位置の半径方向の移動により説明された。

### 参考文献

- 1) 西澤博幸, 山口裕之, 鈴木秀之: “金属ベルト式 CVT における狭圧力設定のための摩擦特性解析”, R&D Review of Toyota CRDL, Vol.40, No.3, (2005), pp.14-20
- 2) 坂上恭平: “金属ベルト式 CVT の滑り発生メカニズム”, 自動車技術会論文集, Vol.49, No.2, (2018), pp.290-295
- 3) B.Bonsen, T.W.G.L. Klaassen, R.J. Pulles, S.W.H. Simons, M. Steinbuch, P.A. Veenhuizen: “Performance optimization of the push-belt CVT by variator slip control”, International Journal of Vehicle Design, Vol.39, No.3, (2005), pp.232-256
- 4) G. Carbone, L. Mandialardi, B. Bonsen: “CVT dynamics: Theory and experiments”, Mechanism and Machine Theory, Vol.42, No.6, (2007), pp.409-428
- 5) 矢ヶ崎徹, 青山英明, 一條秀治, 戸塚博彦, 原田雅道: “金属ベルト CVT の V 面角度の最適化”, Honda R&D Technical Review, Vol.22, No.1, (2010), pp.158-16
- 6) 金原茂, 藤井透: “押しブロック式金属ベルトの伝達機構に関する研究”, Honda R&D Technical Review, Vol.7, (1995), pp.49-67

- 7) 金原茂, 北川貴史, 黒川健正, 藤井透: CVT 用金属ベルトのブロック間押し力およびリング張力の分布, 自動車技術会論文集, Vol.25, No.4, (1994), p.125-130
- 8) 北川貴史, 金原茂, 黒川健正, 藤井透: CVT 用金属Vベルトのブロックに作用する摩擦力及び垂直抗力, 自動車技術会論文集, Vol.25, No.4, (1994), p.131-138
- 9) Fujii, T., Kurokawa, T., and Kanehara, S.: "A Study of a Metal Pushing V-Belt Type CVT (Part 2: Compression Force Between Metal Blocks and Ring Tension)", SAE Technical Paper 930667, (1993)
- 10) Kanehara. S., Fujii T., Kitagawa T.: A Study on a Metal Pushing V-Belt Type CVT (Part 3: What Forces Act on Metal Blocks?), SAE Technical Paper 940735, (1994)
- 11) 寺田英嗣, 深沢 智明, 入江 稟三: "歳差運動ボール減速機の基礎解析(第1報)—同軸出力形の動作原理—", 精密工学会誌, Vol.69, No.5, (2003), pp.688-692
- 12) 金田さやか 他: "歳差運動する天体上ローバのための伝播時間計測による位置推定法", 日本航空宇宙学会論文集, Vol.63, No.5, (2015), pp.183-187
- 13) 神名孝紀, 大窪和也, 藤井透, 吉田秀昭, 矢ヶ崎徹: "定常伝動状態下における金属Vベルトタイプ CVT のエレメントの滑り要因", 自動車技術会論文集, Vol.40, No.4, (2009), pp.1029-1034



## —第 4 章—

金属 V ベルト式無段変速機の  
巻き付き変位に及ぼす  
エレメントの幅方向変形の影響

#### 4.1 緒言

第3章で述べた金属Vベルトのエレメントの内力状態の変化に関する研究では、伝達トルクの増加に伴い、エレメントの幅方向押し力の変化の左右位置での違いが生じることが分かった。また、その要因は可動シーブの軸方向がプーリの軸方向に対して傾斜する歳差運動に伴うベルトとプーリの接触位置の半径方向の移動により説明されることを明らかにした。このことから、このベルトとプーリの接触位置の半径方向の移動によりベルトの巻き付き変位が発生すると考えられる。

金属Vベルト式CVTでは、可動シーブの軸方向の傾斜がベルトの巻き付き変位の変化の要因であることが知られている<sup>1)4)</sup>が、他にもエレメントの幅方向の変形<sup>5)</sup>による変位の変化が存在するはずである。しかしながら、エレメントの幅方向変形が及ぼすベルトの巻き付き時の半径方向変位に及ぼす影響は定量的には明らかになっていない。そこで本章での研究目的を、エレメントの幅方向変形が巻き付き変位に及ぼす影響を明らかにすることとした。

本章では、エレメントに小サイズのひずみゲージを貼り付け、エレメントに生じる幅方向のひずみを測定し、エレメント幅方向変形に伴うベルトの半径方向変位を幾何学的に算出した。

#### 4.2 実験方法・試験条件

##### 4.2.1 試験装置

本研究に用いた走行試験機の模式図を図4-1に示す。本装置では、ACモータで発生させた動力を駆動軸からCVTユニットを介して従動軸へ伝達した。トルクメータと回転数検出機を駆動軸、従動軸それぞれに設置し、駆動軸、従動軸トルク $T_{DR}$ 、 $T_{DN}$ 及び駆動軸、従動軸回転数 $N_{DR}$ 、 $N_{DN}$ を検出した。試験条件を表4-1に示す。本研究では測定を可能とするために駆動軸の回転数を低速の5.0rpmとした。また、本章では、疑似的な無負荷条件とした。金属間接触によるベルト及びプーリの摩耗を軽減するため、ユニット中の各接触部にCVT fluidによる潤滑を行なった。また、油圧を用いて駆動および従動軸推力を作用した。



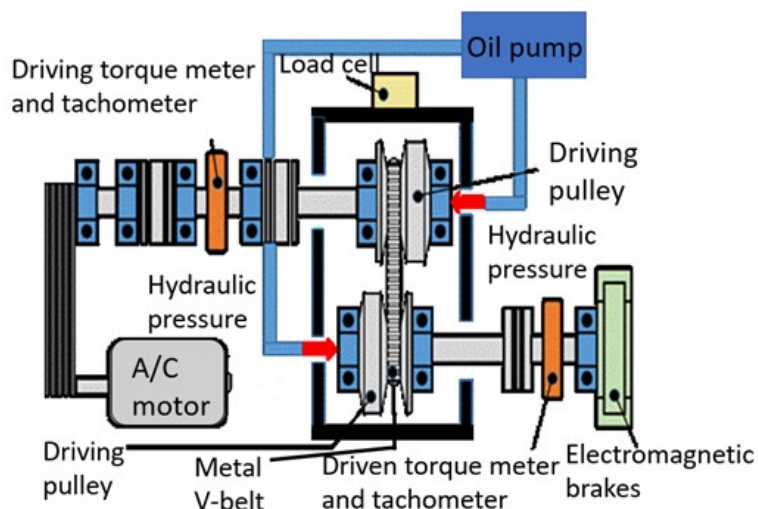


Fig. 4-1 Schematic view of testing system.

Table 4-1 Test conditions for measurement of strain of element in clamping direction.

Rotational speed of driving pulley $N_{DR}[rpm]$	5.0
Speed ratio $i[-]$	1.0
Clamping force of driving pulley $F_{DR}[kN]$	7.3
Clamping force of driven pulley $F_{DN}[kN]$	6.3
Torque $T_{DN}[Nm]$	$\cong 0$

ここで、速度比  $i$  は従動軸回転数  $N_{DN}$  に対する駆動軸回転数  $N_{DR}$  の比を表し、次式により定義した。

$$i = \frac{N_{DR}}{N_{DN}} \quad (4.1)$$

#### 4.2.2 CVT エレメントに生じる幅方向ひずみの測定

CVT エレメントに生じる幅方向ひずみを測定するために、図 4-2(a)に示すように、エレメントの一部を薄肉に加工したエレメントを用意し、加工部分とその裏面（図 4-2(b)）にひずみゲージを 4 か所にエレメントの幅方向に貼り付けた。ひずみゲージの貼り付け位置をエレメント上の対称左右な位置とした。図 4-3 にひずみゲージを貼付した加工済エレメントの写真を示す。また、試験中の速度比を一定とするために、走行試験を駆動プーリ溝内にカラーを取り付けた状態で行った。図 4-4 に示すようにひずみ測定用の超小型データロガー((株)i-NEAT,MDL1N-4SG)をベルト上に実装した。そのベルトを試験機に設置した状態を図 4-5 に示す。

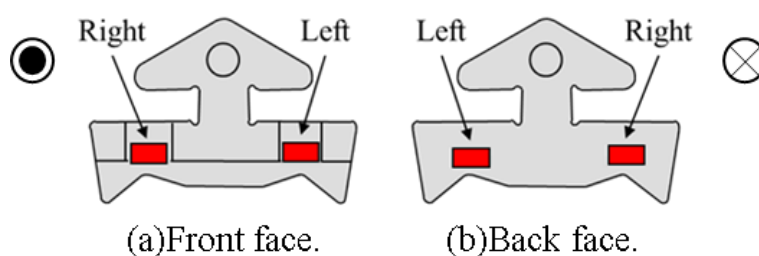


Fig. 4-2 Locations of strain gauges on (a) front face and (b) back face.

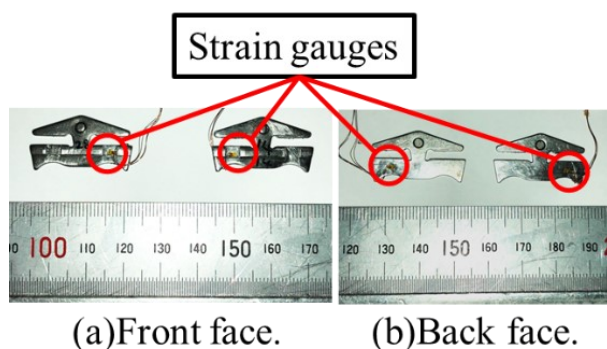


Fig. 4-3 Element with attached strain gauges.

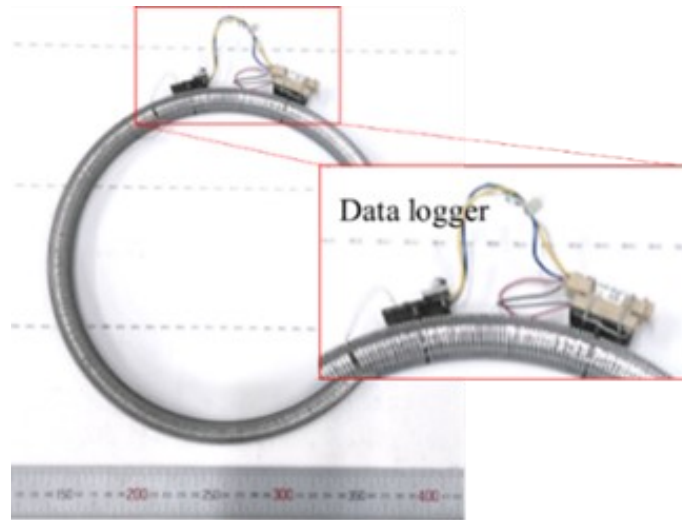


Fig. 4-4 Data logger mounted on test belt.

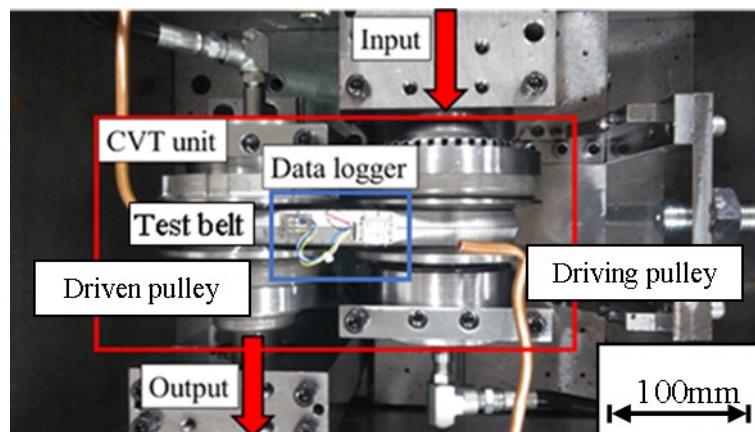


Fig. 4-5 Test belt set on testing machine.

ここで、式 (2) を用いてエレメントの左右位置の前後面に発生する 4 か所のひずみの平均値をとることにより曲げひずみの成分をキャンセルし、エレメントに生じる幅方向の圧縮ひずみを算出した。

$$\varepsilon_w = \frac{\varepsilon_{front} + \varepsilon_{back}}{2} \quad (4.2)$$

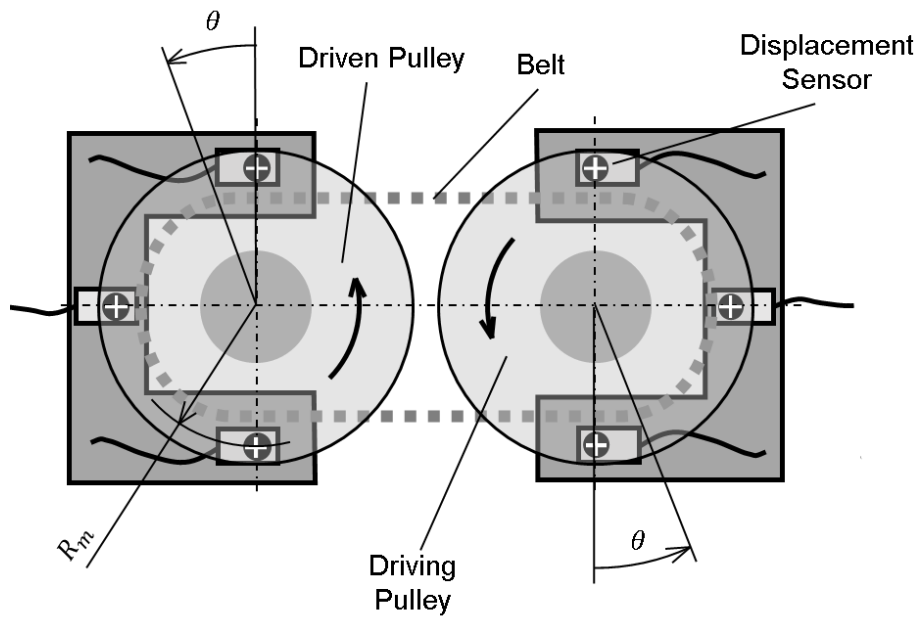
## 4.2.3 各プーリシーブの軸方向変位の測定

駆動及び従動の各プーリの可動シーブ及び固定シーブの各位置における軸方向変位の測定を行った。図4-6のような測定装置を作製した。渦電流変位計(KEYENCE製)を両プーリそれぞれのシーブのベルト噛み込み位置(0deg)、ベルト巻き付き中央位置(90deg)およびベルト噛み離れ位置(180deg)に向けて設置し、変位計とプーリ各位置のシーブ側面との間の距離を測定した。また、それぞれのシーブの軸方向変位を足し合わせるにより次式を用いて局所的な溝幅変位 $\Delta u$ を算出した。

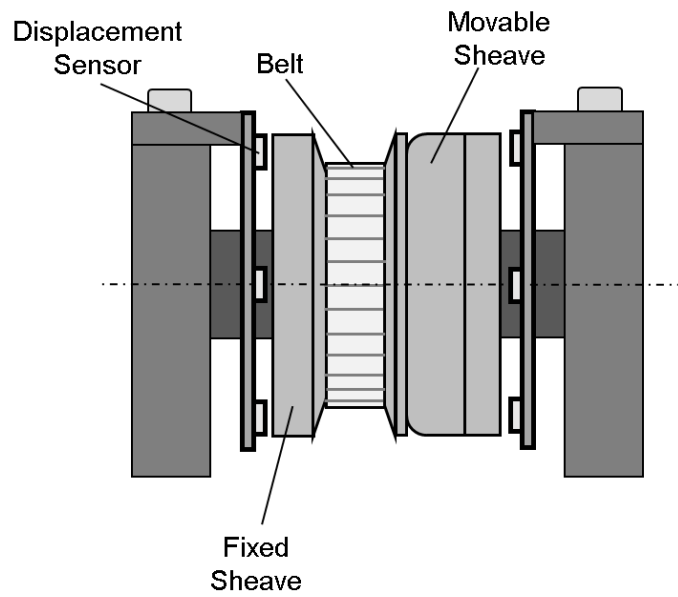
$$\Delta u = \Delta u_{Fixed} + \Delta u_{Movable} \quad (4.3)$$

ここで、 $\Delta u_{Fixed}$ および $\Delta u_{Movable}$ はそれぞれ固定シーブおよび可動シーブの軸方向変位を表す。

まず、伝達トルクを0Nm、速度比を1.0とした状態でプーリに付与する推力が0Nであるときの可動プーリの基準位置を決定するための試験を行った。駆動軸回転数を5.0rpmとし、推力を5段階で変化させ、それぞれの推力条件での渦電流変位計と可動シーブの距離を測定した。駆動プーリの可動シーブの変位を測定するときの推力条件の違いを表4-2に、従動プーリの可動シーブを測定するときの推力条件の違いを表4-3に示す。この試験によって得られた各プーリの可動シーブの位置の変化を推力の線形関数で近似し、外挿することにより推力0N時の各可動シーブの基準位置を定めた。



(a)Side view.



(b)Front view.

Fig. 4-6 Schematic view for measuring displacement of sheave.

Table.4-2 Test conditions for measurement of displacement of driving pulley in axial direction.

Number of pressure condition	Clamping force of driving pulley $F_{DR}[kN]$	Clamping force of driven pulley $F_{DN}[kN]$	Torque applied to driven pulley $T_{DN}[Nm]$
1	5.45	30.2	≒0
2	9.08		
3	12.7		
4	16.3		
5	20.0		

Table.4-3 Test conditions for measurement of displacement of driven pulley in axial direction.

Number of pressure condition	Clamping force of driving pulley $F_{DR}[kN]$	Clamping force of driven pulley $F_{DN}[kN]$	Torque applied to driven pulley $T_{DN}[Nm]$
1	7.26	7.13	≒0
2	11.3	11.2	
3	15.3	15.2	
4	23.6	22.7	
5	30.3	30.3	

### 4.3 試験結果及び考察

#### 4.3.1 エレメントの幅方向変形に伴うベルト半径方向変位

図 4-7 に走行時の 1 枚のエレメントに生じる幅方向の垂直ひずみの変化を示す。図中の横軸は、ベルトの 1 周の長さを 1 とするようにベルト周長で無次元化したエレメントの位置を表す。図中の DR の記号は駆動プーリの溝内、DN の記号は従動プーリの溝内を表し、また、DR 及び DN の以外の範囲の位置はベルトの弦部に相当する。

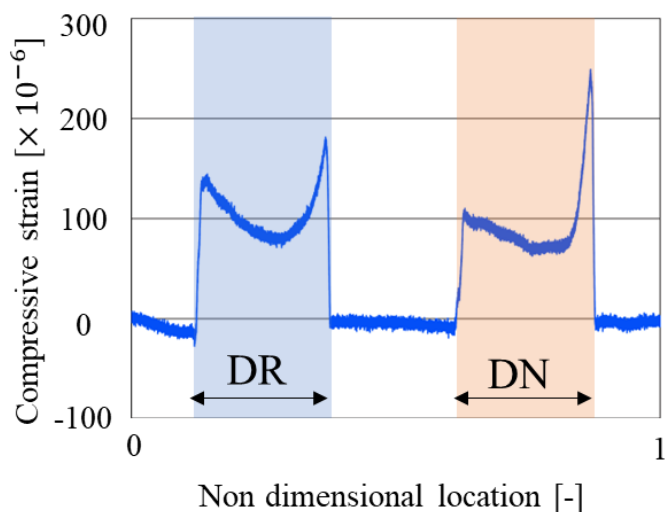


Fig. 4-7 Change of strain of element in clamping direction.

発生するひずみの変化から考えると、無負荷条件下であってもプーリ溝内における幅方向押し力は一定ではなく、プーリ溝入口でまず増加し、その後プーリ溝の中間位置に向かって減少し、溝出口付近で再度増加した。そこで、このエレメントの幅方向力による変形が生み出すベルトの半径方向の変位 $\Delta R_{Ele}$ を算出した。すなわち、CVT 走行中のエレメントに作用する幅方向ひずみ $\varepsilon_w$ と CVT を走行させずベルトをプーリで挟み込んだ時の幅方向ひずみ $\varepsilon_{w Ave}$ の差 $\Delta\varepsilon_w$ は、

$$\Delta\varepsilon_w(\theta) = \varepsilon_w(\theta) - \varepsilon_{w Ave} \quad (4.4)$$

で表される. ここで,  $\theta$  はベルトの巻き付き位置角を表す. エレメントを単純な棒要素と考えると, エレメントの圧縮変形 $\Delta d$ は,

$$\Delta d(\theta) \doteq \Delta \varepsilon_w(\theta) \times b \quad (4.5)$$

で表される. ここで,  $b$  はフランク面中央高さ位置におけるエレメントの幅を示す. 従って, エレメントが $\Delta d$  変形したときに発生するベルト半径方向変位 $\Delta R_{Ele}$ はプーリ溝角  $\alpha$  を用いて次式を用いて表される.

$$\Delta R_{Ele}(\theta) = \frac{\Delta d(\theta)}{2 \tan \frac{\alpha}{2}} \quad (4.6)$$

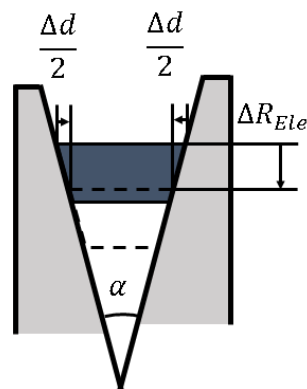
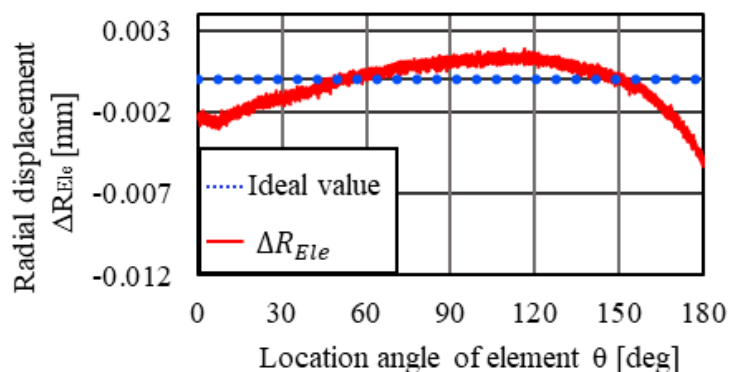


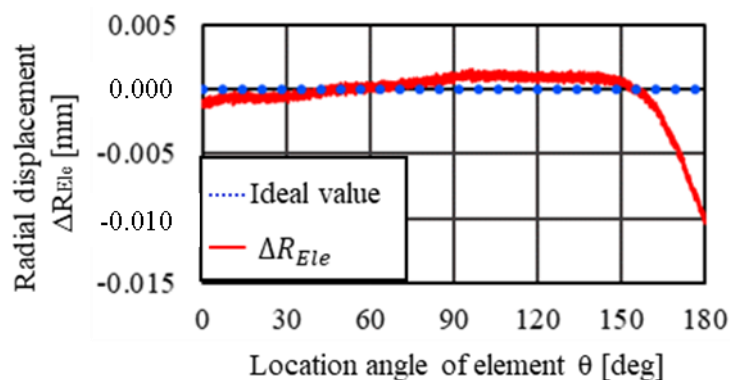
Fig. 4-8 Radial displacement due to deformation of element.

図 4-9 に式(6)を用いて駆動および従動プーリベルト半径方向変位 $\Delta R_{Ele}$ を算出した結果を示す. ここで, ベルトの理想巻き付き状態時のベルト巻き付き半径変位 $\Delta R_{ideal}$ を 0mm とした.





(a) Driving pulley.



(b) Driven pulley.

Fig. 4-9 Radial displacement due to element deformation at winding (a) Driving and (b) Driven pulley.

駆動プーリ溝中の 0-50deg, 150-180deg ではエレメントの幅方向変形によりベルト巻き付き半径は減少し, それ以外では増加する傾向が見られた. また, 従動プーリの 0-50deg, 160-180deg ではベルト巻き付き半径は減少し, それ以外では増加する傾向が見られた. エレメントの変形によりベルトの理想巻き付き径に対して半径方向変位は駆動及び従動プーリの出入口付近では小さくなり, それ以外の範囲では大きくなることが分かった.

### 4.3.2 プーリの溝幅の変化に伴うベルト半径方向変位の変化

プーリ溝が開く方向を正として、各プーリのベルト噛み込み位置(0deg)、ベルト巻き付き中央位置(90deg)およびベルト噛み離れ位置(180deg)における可動シーブおよび固定シーブの軸方向変位をそれぞれ算出した。図 4-10 にそれぞれのシーブの軸方向変位を足し合わせることで局所的な溝幅の開口変位を算出した結果を示す。図中の DR の記号は駆動プーリの溝内、DN の記号は従動プーリの溝内を表す。なお、4.3.1 節と同様にプーリに付与する推力が 0N であるときの変位を 0mm として算出した。無負荷条件下であっても各シーブの測定結果から算出した各位置における溝幅は一定ではないことが分かった。すなわち、両プーリの 0deg 位置ではプーリの溝幅は若干減少し、90deg および 180deg 位置では溝幅は増加することが分かった。

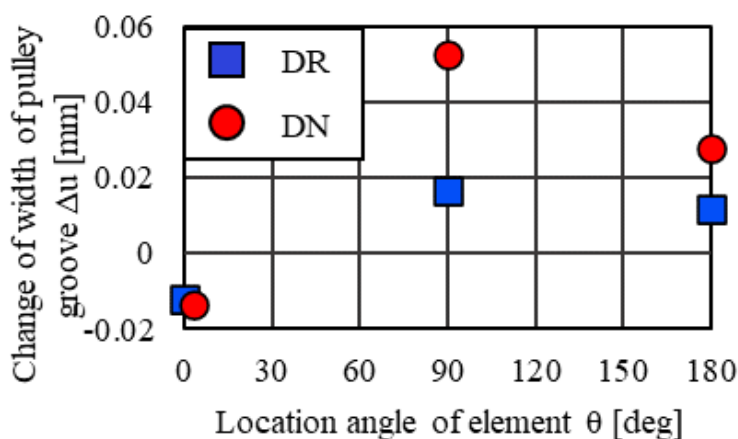


Fig. 4-10 Change of width of pulley groove.

このプーリの溝幅の変化に伴い発生するベルトの半径方向の変位 $\Delta R_{pulley}$ を算出するために、プーリを剛体であるとみなし、プーリの入口から見て 0deg、90deg および 180deg の 3 点におけるプーリ軸方向変位の測定箇所の座標が同一平面上に存在すると仮定した。ここで、x 軸をプーリ軸間の方向、y 軸をプーリ軸方向、z 軸を試験機のベンチ面から見て鉛直方向とした。このとき、プーリの自転軸の傾斜である歳差運動がある場合、およびプーリの自転軸の傾斜である歳差

運動が無い場合の幾何学的な平面の方程式はそれぞれ次式により表される。

$$a_j x + b_j y + c_j z = d_j \quad (4.7)$$

ここで、添え字の  $j = 1$  のときはプーリの自転軸の傾斜である歳差運動がある場合の条件での値を表し、添え字の  $j = 2$  のときはプーリの自転軸の傾斜である歳差運動が無い場合の条件での値を表す。実際には  $a_2 = c_2 = 0$  となる。また、定数  $d_j$  を  $0deg$  および  $180deg$  の2点におけるプーリ軸方向変位の平均値とした。2点の測定箇所の座標から定数  $a_j$ 、 $b_j$  および  $c_j$  を算出すると、 $a_j$ 、 $b_j$  および  $c_j$  は次式により表される。

$$\begin{Bmatrix} a_j \\ b_j \\ c_j \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} x_{0deg} & y_{0deg} & z_{0deg} \\ x_{90deg} & y_{90deg} & z_{90deg} \\ x_{180deg} & y_{180deg} & z_{180deg} \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} d_j \\ d_j \\ d_j \end{Bmatrix} \quad (4.8)$$

歳差運動をしたプーリの軸方向変位が作る平面の法線ベクトルの  $z$  軸から測った傾斜角度を算出することにより、 $z$  軸から見た歳差運動の中心軸の傾斜方向角  $\varphi$  (図 4-11) は次式により表される。

$$\varphi = \text{Arctan} \left( -\frac{a_1}{c_1} \right) \quad (4.9)$$

動力伝達時のプーリの歳差運動を考慮したプーリV溝中での楔入変位の最大の方向の位置角(以下、最大楔入変位位置角)  $\psi$  は次式のように幾何学的に計算できる。

$$\psi = \varphi + \frac{\pi}{2} \quad (4.10)$$

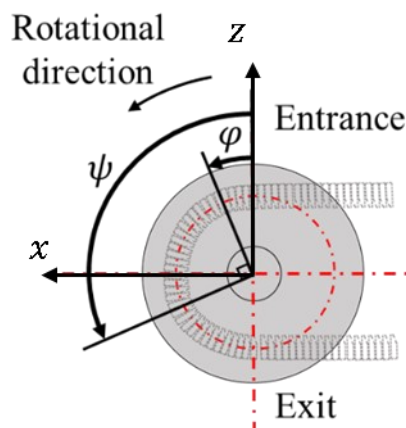


Fig. 4-11 Definition of tilt angle of pulley.

また、プーリを剛体とみなし、傾斜によるベルト半径方向変位を推定した。プーリの軸方向変位が正弦波関数により表されると仮定した。このとき、プーリの軸方向変位 $\Delta u$ は次式により表される。

$$\Delta u(\theta) = A \sin \left( \theta - \psi + \frac{\pi}{2} \right) \quad (4.11)$$

ここで、 $A$  は可動プーリの軸方向変位の振幅を表す。0deg および 180deg での可動プーリの軸方向変位の測定値の平均値を正弦波関数の振幅の中心値とした。このとき、振幅  $A$  は可動プーリの軸方向変位の測定結果および最大楔入変位位置角  $\psi$  の算出結果を用いて次式で算出される。

$$A = \frac{y_{90deg} - \frac{y_{0deg} + y_{180deg}}{2}}{\sin \psi} \quad (4.12)$$

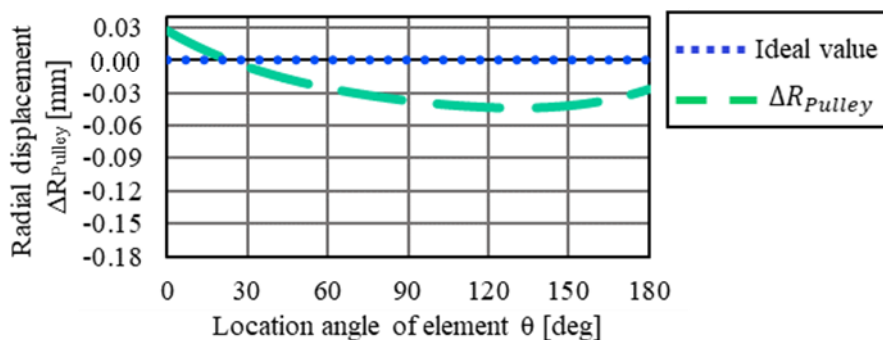
以上より、プーリの溝幅の変化に伴うプーリの V 溝角の変分 $\Delta \alpha$ およびベルト半径方向変位 $\Delta R_{pulley}$ は式(4.13)および(4.14)により表される。

$$\Delta\alpha = \tan^{-1} \frac{\Delta u}{R_m} \quad (4.13)$$

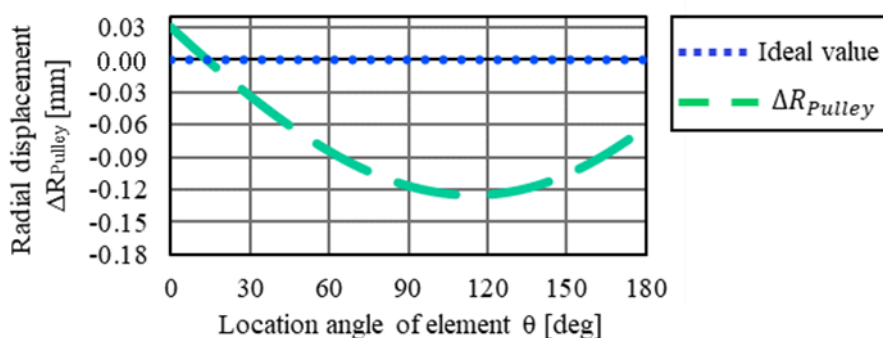
$$\Delta R_{pulley} = R_1 - R_2 = \frac{b}{2} \left( \frac{1}{\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)} - \frac{1}{\tan\left(\frac{\alpha+\Delta\alpha}{2}\right)} \right) \quad (4.14)$$

ここで、 $R_1$ はプーリ溝幅に変位が生じる前のベルト巻き付き半径、 $R_2$ はプーリ溝幅に変位が生じた後のベルト巻き付き半径、 $\Delta\alpha$ はプーリが剛体変位していると仮定したときのプーリ溝幅が変化した時に生じる溝角の変化を表す。

図4-12に式(4.13)を用いて4.3.2節の結果からプーリ溝幅の変化に伴うベルト半径方向変位 $\Delta R_{pulley}$ を算出した結果を示す。シーブの軸方向変位の発生によりベルトの巻き付き半径は両プーリの0-30degの位置において増加しベルトが半径方向外側に押し出される一方で、30-180degの位置においては減少し、ベルトは半径方向内側に入り込む傾向が見られた。ベルトの理想巻き付き径に対して駆動及び従動プーリの入口付近では大きくなり、それ以外の範囲では小さくなることが分かった。



(a) Driving pulley.



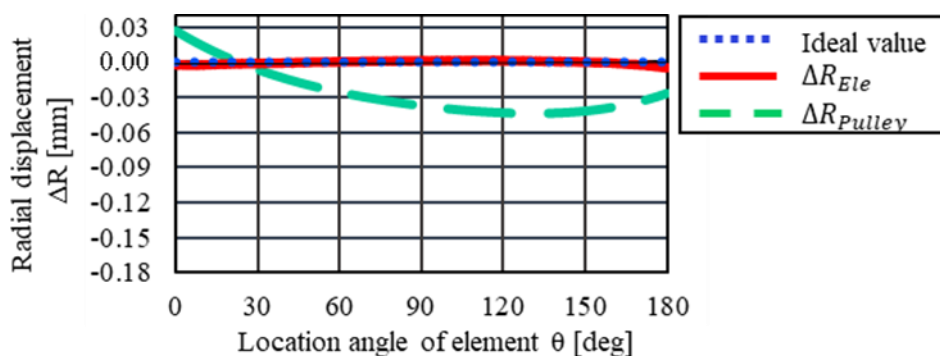
(b) Driven pulley.

Fig. 4-12 Radial displacement due to width change of pulley groove at winding (a) Diving and (b) Driven pulley.

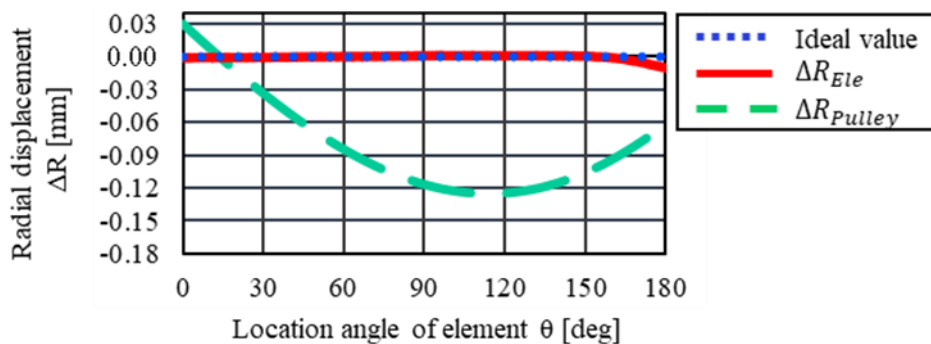
#### 4.3.3 ベルト巻き付き変位の変化に及ぼす影響の比較

図 4-13 にそれぞれのプーリのエレメントの幅方向変形に伴うベルト半径方向変位とプーリの溝幅変化に伴うベルト半径方向変位を合わせて示す。ここで、 $|\Delta R_{ELE}|$ とはエレメントの変形による半径方向変位の絶対値であり、 $|\Delta R_{Pulley}|$ とはプーリの溝幅の変化による半径方向変位の絶対値を示す。 $|\Delta R_{ELE}| + |\Delta R_{Pulley}|$ に占める $|\Delta R_{ELE}|$ の割合を算出した結果、駆動プーリの 0deg, 90deg, 180deg の位置ではそれぞれ、7.86%, 2.89%, 15.1%であり、従動プーリの各位置でそれらは、

2.79%, 0.67%, 14.4%となり、いずれも相対的には小さな値となった。このことから、CVT 走行中に生じるベルト半径方向変位の主因は、先行研究でも議論された通りシーブの軸方向変位であることが分かった。しかし、比較的剛な要素で構成される金属Vベルト式CVTでは、エレメントの幅方向変形に伴い生じるベルト半径方向変位は観察されるその変位のうち最大で約15%を占めており、ベルト半径方向変位の主因はシーブの軸方向変位であるが、エレメントの幅方向変形による影響は一般には無視できない値であることが分かった。



(a) Driving pulley.



(b) Driven pulley.

Fig. 4-13 Radial displacement at winding (a) Driving and (b) Driven pulley.

#### 4.4 結論

本研究では、エレメントに小サイズのひずみゲージを貼り付け、エレメントに生じる幅方向のひずみを測定し、エレメントの幅方向変形が巻き付き変位に及ぼす影響を調べた。その結果得られた結論を以下に示す。

- (1) エレメントの変形によりベルトの半径方向変位は駆動及び従動プーリの出入口付近では小さくなり、それ以外の範囲では大きくなる。
- (2) プーリの軸方向変位の発生によりベルトの半径方向変位は駆動及び従動プーリの入口付近は大きくなり、それ以外の範囲では小さくなる。
- (3) ベルト半径方向変位の主因はシーブの軸方向変位であるが、エレメントの幅方向変形に伴い生じるベルト半径方向変位は観察されるその変位のうち最大で約15%を占めており、エレメントの幅方向変形による影響は重要である。

#### 参考文献

- 1) 磯崎悠介, 大窪和也, 藤井透, 坂上恭平, 矢ヶ崎徹: “金属Vベルトを用いたCVTのトルク変動下での動力伝達”, 自動車技術会論文集, Vol.49, No.6, (2018), pp.1230-1236
- 2) Kuwabara, S., Fushimi, Y., Fujii, T., Kanehara, S.: “Study on a metal pushing V-belt CVT: numerical analysis of forces acting on a belt at steady state”, Transactions of the Society of Automotive Engineers of Japan, Vol.19, (1998), pp.117-122
- 3) 浅山弘樹, 河合潤二, 殿畑厚, 安達正晴: “金属製圧縮タイプベルトの駆動メカニズム”, 自動車技術会論文集, Vol.29, No.2, (1995), pp.78-81
- 4) 金原茂, 藤井透: “押しブロック式金属ベルトの伝達機構に関する研究”, Honda R&D Technical Review, Vol.7, (1995), pp.49-67
- 5) 井出徹, 内山博一, 米田毅, 田中裕久: “金属Vベルトの変速メカニズムについて”, 自動車技術会論文集, Vol.32, No.1, (2001), pp.59-64



## —第 5 章—

# 金属 V ベルト式無段変速機の 伝達トルクの増加に伴う エレメントピッチ角の変化

## 5.1 緒言

第3章では、可動シーブの軸方向がプーリの軸方向に対して傾斜する歳差運動に伴うベルトとプーリの接触位置の半径方向の移動により説明されることを明らかにした。また、第4章では、ベルト半径方向変位の主因はシーブの軸方向変位であるが、エレメントの幅方向変形による影響も重要であることを明らかにした。これらのことから、ベルトとプーリの接触位置の半径方向の移動およびベルトの半径方向の変位により、エレメントの挙動も変化すると考えられる。そのため、大きな押し付け荷重を支えるエレメントの挙動<sup>1)2)</sup>を明らかにすることが重要である。しかしながら、著者らが知る限りエレメントの挙動が走行時のベルトの傾斜に及ぼす影響は明確にされていない。そこで本章での研究目的を、ベルトの傾斜の指標であるピッチ角(図5-1)の伝達トルクの増加に伴う変化を明らかにすることとした。

本章では、ベルト上に加速度センサを取り付けたエレメントを金属Vベルトに組み込み、走行試験を実施した。測定された加速度からベルトの軌跡を類推することにより、伝達トルクの増加に伴うエレメントのピッチ角の変化を調べた。

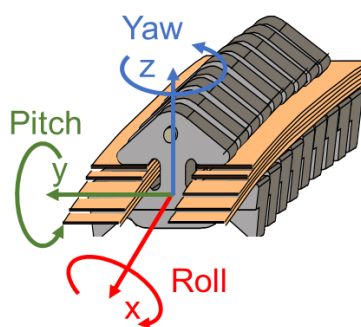


Fig.5-1 Inclination of element.

## 5.2 実験方法・試験条件

### 5.2.1 試験装置

本研究に用いた走行試験機の模式図を図 5-2 に示す。本装置では、AC モータで発生させた動力を駆動軸から CVT ユニットを介して従動軸へ伝達させ、動力を電磁ブレーキにより吸収させた。トルクメータと回転数検出機を駆動軸、従動軸それぞれに設置し、駆動軸、従動軸トルクおよび駆動軸、従動軸回転数を検出した。試験条件を表 5-1 に示す。本研究では測定を可能とするために駆動軸の回転数を低速の 5rpm とした。金属間接触によるベルトおよびプーリの摩耗を軽減するため、ユニット中の各接触部に CVT 油による潤滑を行った。また、油圧を用いて駆動軸推力および従動軸推力を作用した。変速の速度比を安定させるために、走行試験を駆動プーリ溝内にカラーを取り付けた状態で行った。

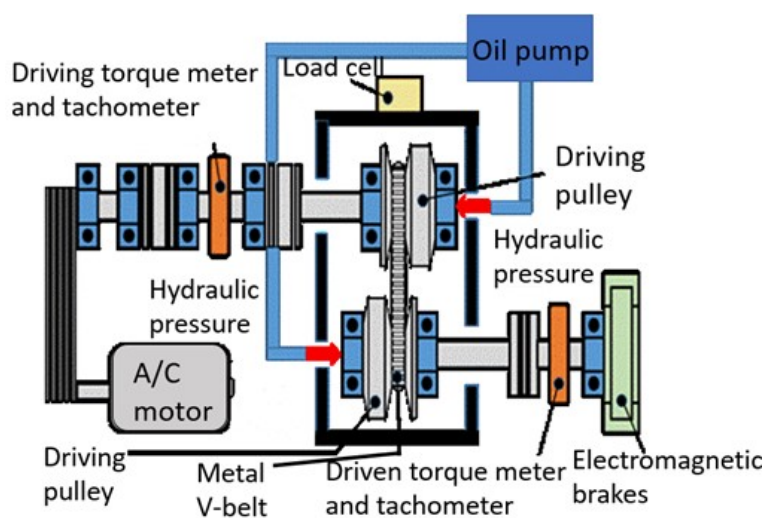


Fig. 5-2 Schematic view of testing system.

Table 5-1 Test conditions for measurement of acceleration of element.

Rotational speed of driving pulley $N_{DR}$ [rpm]	5.0
Speed ratio $i$ [-]	1.0
Clamping force of driving pulley $F_{DR}$ [kN]	7.4
Clamping force of driven pulley $F_{DN}$ [kN]	6.3
Driven torque $T_{DN}$ [Nm]	$\approx 0, 10, 20, 30, 40, 50$

ここで、速度比  $i$  は従動軸回転数  $N_{DN}$  に対する駆動軸回転数  $N_{DR}$  の比を表し、次式により定義した。

$$i = \frac{N_{DR}}{N_{DN}} \quad (5.1)$$

### 5.2.2 CVT エレメントの加速度の測定

ベルトを構成するエレメントに T 字に加工した鋼板を溶着し、加速度測定用エレメントを作製した。このエレメントの鋼板上部に 3D プリンタを用いて製作したケースに収納された加速度センサを設置し、ネジ止めすることにより、ベルト上に実装した。図 5-3 に加速度の座標系の定義を示す。エレメントの進行方向を x 座標、横方向を y 座標、上下方向を z 座標と定義した。図 5-4 に測定に使用したセンサを示す。本研究では、低ノイズの 3 軸加速度センサ(Analog Devices 製 ADXL355)および光センサ(CdS cell)の 2 種類のセンサを用いた。加速度センサでベルト周回時のエレメントの加速度を測定し、光センサでベルトに向けられた光源からのレーザ光を検知した。サンプリング周波数を 100Hz とした。また、図 5-5 に光センサで検知するレーザ光を照射する機器とその位置関係を示す。センサが従動プーリの入口に位置した時点で計測を開始した。

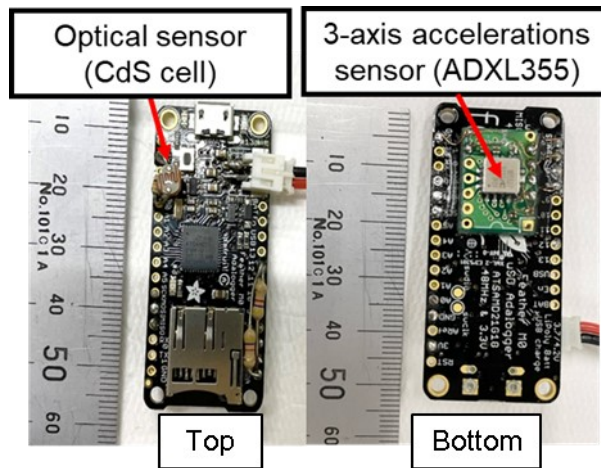


Fig. 5-3 Magnified view of acceleration sensor.

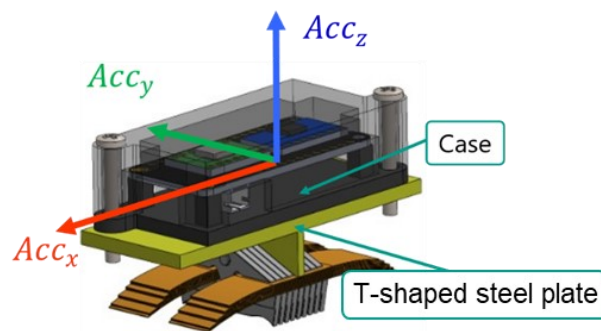


Fig. 5-4 Definition of local coordinate of acceleration.

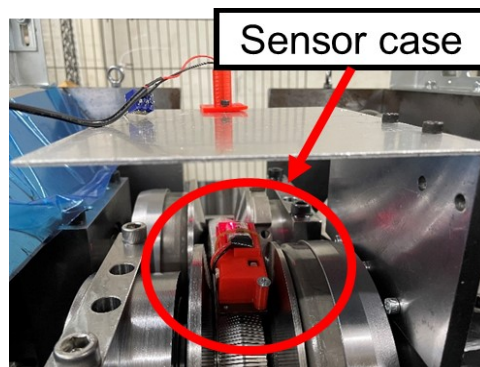


Fig. 5-5 Acceleration sensor mounted on belt.

### 5.2.3 加速度の測定データの平滑化処理

エレメントの加速度データには機械振動などの様々なノイズが含まれる。本研究ではそのノイズを除去するためにFIR(Finite Impulse Response)を用いたローパスフィルタ(以下、FIRフィルタ)<sup>3)</sup>を用いた。FIRフィルタは重み関数を用いた移動平均であり以下の式(5.2)により定義される。

$$y(n) = \sum_{k=0}^{N-1} x(n-k)h(k) \quad (5.2)$$

ここで、 $x(n)$ 、 $y(n)$ および $h(k)$ はそれぞれ入力の離散時間信号、出力の離散時間信号、および重み関数を表す。FIRフィルタの乗算に用いる係数の数であるタップ数を用いてFIRフィルタを作成する際には両端の境界で大きな歪みが生じることが知られている。そこで、本研究ではその歪みによる影響を低減するための重みつけのパラメータ群を決定するために窓関数を用いた。窓関数には周波数分解能に優れているハミング窓を適用し以下の式(5.3)を用いた<sup>4)</sup>。

$$h(n) = 0.54 - 0.46\cos\left(\frac{2\pi n}{N-1}\right) \quad (5.3)$$

$$(0 \leq n \leq N-1)$$

### 5.2.4 遠心加速度成分の除去

エレメントがプリー溝中で巻き付く時には、エレメントは回転運動するため円周外側方向に遠心力を受ける。これによりエレメントの半径方向には遠心加速度が生じるため、エレメントの純粋な挙動による加速度を取得するためには遠心加速度成分を除去する必要がある。そこで、プリー溝中での遠心加速度を算出するために遠心加速度 $a_{cen}$ を以下の式(5.4)で定義した。

$$a_{cen} = r\omega^2 = r\left(\frac{\pi N}{30}\right)^2 \quad (5.4)$$

ここで、 $r$ 、 $\omega$  および  $N$  はそれぞれエレメントの巻き付き半径、エレメントの回転角速度およびプーリへの巻き付き時のエレメントの回転数を表す。

### 5.3 試験結果および考察

#### 5.3.1 ベルトの巻き付き軌跡

図5-6に加速度センサにより測定されたベルト進行方向のエレメントの加速度を示す。図中の横軸は、ベルトの1周を1となるようにベルト周長で無次元化されたエレメントの位置を表す。図中のDRの記号は駆動プーリの溝内、DNの記号は従動プーリの溝内を表す。また、DR及びDNの範囲以外の位置はベルトの弦部に相当する。図6が示すように、加速度センサにより検出されたエレメントの加速度にはベルトの回転時のエレメントにかかる重力加速度成分が含まれる。そこで、以下に示す式(5.5)を用いて試験機から見た全体座標でのエレメントのピッチ角 $\theta_{pG}$ を算出した。

$$\theta_{pG} = \sin^{-1} \left( \frac{-Acc_x}{\sqrt{g^2 - Acc_y^2}} \right) \quad (5.5)$$

ここで、振動によるノイズや遠心力を除去した加速度の大きさは重力加速度の大きさである $g=9.81[m/s^2]$ と等しいとみなした。また、 $Acc_x$ および $Acc_y$ はエレメントの2軸方向の加速度を表す。

図7に式(5)を用いて算出したベルト1周分でのエレメントのピッチ角 $\theta_{pG}$ の変化を示す。図示方法を図6と同様とした。ここで、図中のDRの記号は駆動プーリの溝内、DNの記号は従動プーリの溝内を表す。また、DR及びDNの範囲以外の位置はベルトの弦部に相当する。図7が示すように、ベルト周回中の巨視的なピッチ角 $\theta_{pG}$ の変化は概ね幾何学的な変化に従う傾向が見

られた。しかし、プーリの入口および出口付近でのピッチ角 $\theta_{pG}$ の変化は幾何学的な姿勢角では説明できないことが分かった。また、伝達トルクの増加に伴いピッチ角 $\theta_{pG}$ は従動プーリ出入口付近で局所的に増加した一方で、駆動プーリではその逆の挙動をする傾向が見られた。このことから、伝達トルクの増加に伴い、ベルトの緩み側ではエレメントが真円軌跡に対し外側に移動する一方でベルトの張り側ではエレメントが真円軌跡に対し内側に移動する傾向があることが分かった。

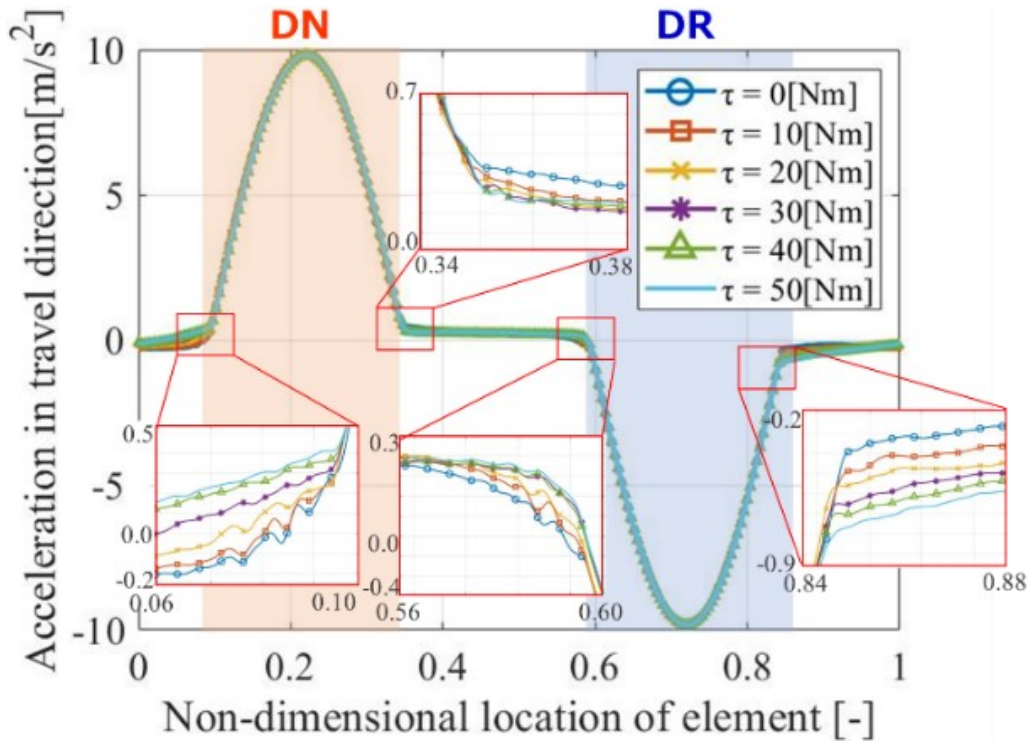


Fig. 5-6 Acceleration in travel direction of element.



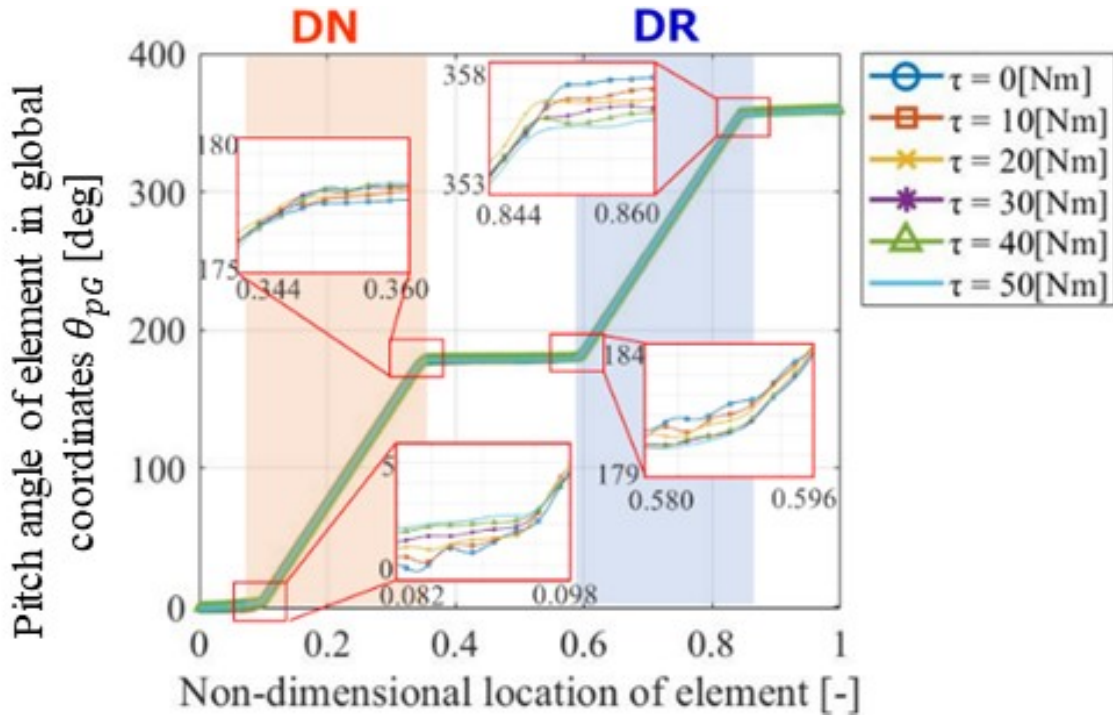


Fig. 5-7 Change of pitch angle of element in global coordinates.

ここで、ベルト周速 $v_b$ および式(5.5)により算出されたピッチ角 $\theta_{pG}$ を元に一周分のベルトの軌跡を算出した。ベルト周速 $v_b$ を一定と仮定すると、ベルト周長 $L$ とベルトの回転周期 $T$ を用いてベルト速度 $v_b$ は式(5.6)で表される。また、エレメントの姿勢角を考慮すると、サンプリング時間 $\Delta T$ 経過した時のエレメントの変位 $\Delta x$ および $\Delta y$ は式(5.7)および(5.8)で表される。

$$v_b = \frac{L}{T} \quad (5.6)$$

$$\Delta x = v_b \cos \theta_{pG} \Delta T \quad (5.7)$$

$$\Delta y = v_b \sin \theta_{pG} \Delta T \quad (5.8)$$

ここで、ベルトの回転周期  $T$  を光センサがレーザ光を検出する時間から再び検出するまでの時間とした。周回するベルトの軌跡の算出の際には従動軸中心を原点とした。サンプリング時間  $\Delta T$  経過した時のエレメントの変位  $\Delta x$  および  $\Delta y$  を足し合わせることで、式(5.9)および(5.10)を用いて周回するベルトの巻き付き軌跡を算出した。また、ベルトがプーリに真円に巻付くと仮定した時に想定される軌跡(以下、真円軌跡)も算出した。

$$x(i) = \sum_{j=1}^i \Delta x(j) \quad (5.9)$$

$$y(i) = \sum_{j=1}^i \Delta y(j) \quad (5.10)$$

ここで、ここでベルトの長手方向の剛性は十分大きいので、真円軌跡の算出の際にはベルト周速をベルト走行位置によらず一定とし、プーリ巻き付き中でのエレメントの角速度をプーリへの巻き付き位置によらず一定とみなした。

図 5-8 に算出した周回するベルトの軌跡を示す。ここで、図中の DR の記号は駆動プーリの溝内、DN の記号は従動プーリの溝内を表す。また、DR 及び DN の範囲以外の位置はベルトの弦部に相当する。図 5-8 より駆動および従動プーリの入口付近では真円軌跡と比べ外側へ押し出される一方で、駆動および従動プーリの出口付近では内側に入り込む傾向が見られた。

また、駆動プーリ出口から従動プーリ入口までの弦部(図 5-8 の上弦部)では、伝達トルクの増加に伴いベルトは内側に移動する傾向が見られた。一方で、従動プーリ出口から駆動プーリ入口までの弦部(図 5-8 の下弦部)では、伝達トルクの増加に伴いベルトが真円軌跡に対し外側に移動する傾向が見られた。無負荷条件下において、駆動プーリ出口から従動プーリ入口までの弦部では張り側となり、従動プーリ出口から駆動プーリ入口までの弦部では緩み側となる一方で、伝達トルクが増加すると、駆動プーリ出口から従動プーリ入口までの弦部が緩み側に、従動プーリ出口から駆動プーリ入口までの弦部で張り側に切り替わることが分かった。

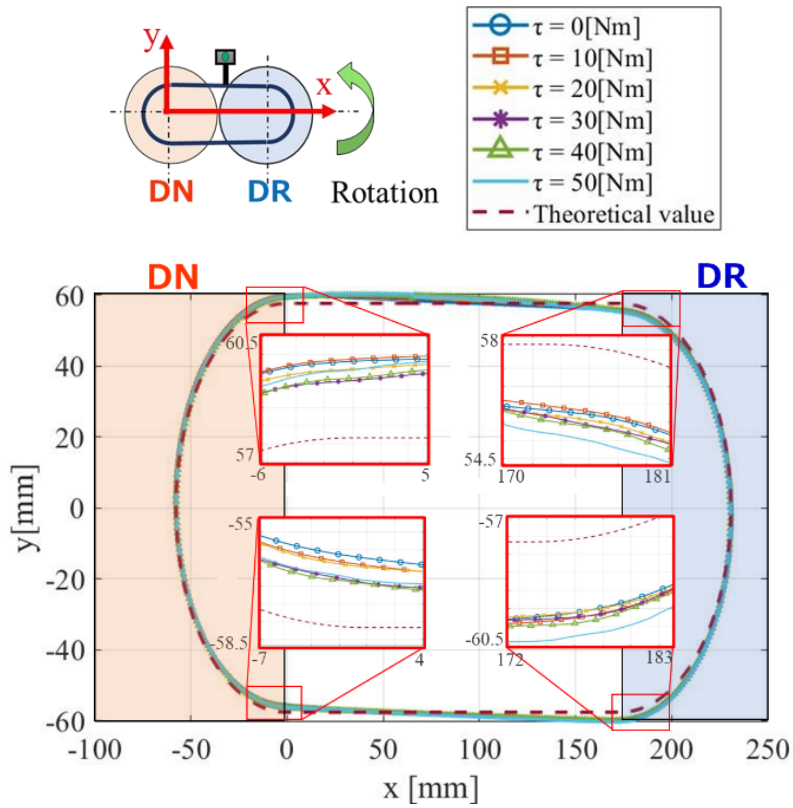


Fig. 5-8 Orbital change of belt with respect to transmitting torque.

### 5.3.2 エレメントのピッチ角の局所的变化

試験機から見た全体座標でのエレメントのピッチ角 $\theta_{pG}$ からベルト巻き付き位置角を引くことにより、以下の式(5.11)を用いてエレメントから見た局所座標でのエレメントのピッチ角 $\theta_{pL}$ を算出した。

$$\theta_{pL} = \theta_{pG} - \theta \quad (5.11)$$

ここで、 $\theta$ はエレメントの巻き付け位置角を表す。また、局所座標でのエレメントのピッチ角 $\theta_{pL}$ の正方向はエレメントが進行方向に倒れこむ方向を表す。従動および駆動プーリ溝中でのエレメントの巻き付け位置角 $\theta$ の算出の際には、それぞれ式(5.12)および(5.13)を用いた。

$$\theta = \frac{t}{T_c} \theta_c \quad (\text{Driven pulley}) \quad (5.12)$$

$$\theta = \frac{t}{T_c} \theta_c + 180 \quad (\text{Driving pulley}) \quad (5.13)$$

ここで、 $t$ 、 $\theta_c$ および $T_c$ はそれぞれエレメントがプーリに巻き付き始めてからの経過時間、エレメントとプーリの接触角およびエレメントとプーリの接触時間を表す。

図 5-9 にエレメントから見た局所座標でのエレメントのピッチ角 $\theta_{pL}$ の算出結果を示す。ここで、図中の DR の記号は駆動プーリの溝内、DN の記号は従動プーリの溝内を表す。また、DR 及び DN の範囲以外の位置はベルトの弦部に相当する。図 5-9 が示すように、エレメントは駆動および従動の両プーリ溝中にて、いわゆる後方に倒れ込んだ状態でプーリに巻き付くことが分かった。また、エレメントはプーリ出口付近で後方に倒れ込んだ状態で脱出し、弦部で前方に倒れ込む方向にピッチ回転しながら移動し、プーリ入口付近で前方に倒れ込みながら進入することが分かった。

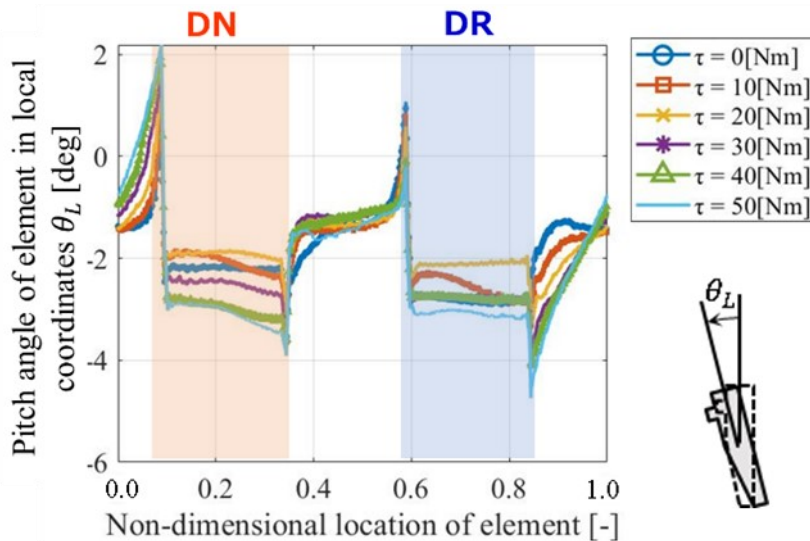


Fig. 5-9 Change of pitch angle of element in local coordinates.

#### 5.4 結言

本研究では、ベルト上に加速度センサを金属Vベルトに組み込み走行試験を実施し、測定された加速度からベルト軌跡を類推することにより伝達トルクの増加に伴うベルト軌跡の変化を調べた。その結果、得られた結論を以下に示す。

- (1) ベルト周回中の巨視的なピッチ角の変化は概ね幾何学的な変化に従うが、プーリの入口および出口付近での局所的なピッチ角の変化は幾何学的な姿勢角では説明できない。
- (2) 伝達トルクの増加に伴い、ベルトの緩み側ではエレメントが真円軌跡に対し外側に移動する一方でベルトの張り側ではエレメントが真円軌跡に対し内側に移動する。
- (3) エレメントは駆動および従動の両プーリ溝中では後方に倒れ込んだ状態でプーリに巻き付く。
- (4) エレメントはプーリ出口付近で後方に倒れこんだ状態で脱出し、弦部で前方に倒れ込む方向にピッチ回転しながら移動し、プーリ入口付近で前方に倒れ込みながら進入する。

#### 参考文献

- 1) H. Tani, H. Yamaguchi, H. Hattori, M. Shimizu, K. Arakawa, and Y. Hattori: "Measurement of the Behavior of a Metal V-belt for CVTs", R&D Review of Toyota CRDL, Vol.45, No.3, (2014), pp.23-30
- 2) R. Okuda, K. Okubo, T. Fujii, K. Sakagami, and T. Yagasaki: "Slip behavior in pulley groove up to sliding slip at steady state and power transmitting efficiency on Metal V-belt type CVT", Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing, Vol.11, No.6, (2017), pp.1-10
- 3) 三谷政昭: "FIR フィルタの設計(その1)", 日本音響学会誌, Vol.44, No.8, (1988), pp.603-609
- 4) 城戸健一: "デジタルフィルタの原理(その3)", 日本音響学会誌, Vol.43, No.6, (1987), pp.448-452



# —第6章—

結言

## 6.1 本論文の結論

本研究では CVT 用金属 V ベルトの運動挙動の変化の要因の把握を目的とし、金属 V ベルトの動力伝達時の力学作用による伝動特性の変化やベルト自体の運動挙動の変化の要因を分析した。その結果、以下の知見を得た。

第1章では、序論としてまず、伝動ベルトに関するニーズが多様化しておりベルトが産業的に重要であることに言及した。続いて、上述のベルトのニーズから自動車産業界において、歯車を用いたかみ合い伝動により変速を実現する自動変速機(AT)の代替の変速機として摩擦伝動によるベルト式無段変速機(CVT)の開発が進められていることを述べた。その上で、摩擦伝動により動力を伝達する CVT の金属 V ベルトのこれまでに得られている知見と課題を述べ、本研究の必要性と本研究を行うに至った経緯を述べた。

第2章では、まず摩擦伝動平ベルトを積層リングに見立て、平ベルトを用いて運動挙動の変化の要因の把握を行った。具体的には、面内角度ミスアライメントを有するプーリにより駆動された摩擦伝動平ベルトのスキュー挙動の変化の要因の把握を目的として、駆動または従動プーリ軸に付与する面内ミスアライメント角の大きさを変更することにより、ベルトのプーリ進入角および退出角と角度ミスアライメントとの関係およびベルト幅方向挙動の変化を調べた。その結果、プーリに付与する面内ミスアライメント角の増加に伴い、ベルトのプーリ退出角およびプーリ進入角はともに増加するが、プーリ退出角はプーリに付与された面内角度ミスアライメントの増加に伴い相対的に大きく増加することが分かった。また、プーリが面内ミスアライメント角を有する場合には、ベルトは弦部で幅方向に曲げられ、進行方向を変えながらスキュー変位することが分かった。駆動プーリに面内ミスアライメントを有する場合、ベルトは従動プーリではスキュー方向に、駆動プーリではスキュー方向と反対方向に変位する一方で、従動プーリに面内ミスアライメントを有する場合、ベルトは従動プーリおよび駆動プーリともにスキュー方向に



沿って変位することが分かった。駆動プーリに面内ミスアライメント角がある場合と従動プーリに面内ミスアライメント角がある場合とでは、駆動プーリ上でのスキューがベルト進行方向から見て反対方向に生じることが分かった。これらのことから、金属ベルト式 CVT のプーリ軸が軸間の方向に対し傾斜し、積層リングが弦部で幅方向に曲げられ進行方向を変えながらスキュー変位することが類推された。

第3章以降では実際に採用されている CVT 用金属 V ベルトを用いて運動挙動の変化の要因の把握を行った。第3章では、小サイズのひずみゲージを貼り付けたエレメントを金属 V ベルトに組み込み、試験機で走行試験を行い、測定されたエレメントの幅方向のひずみから幅方向押し力を見積もることで、伝達トルクの増加に伴うエレメントの内力状態の変化を調べた。本研究の結果、幅方向押し力はプーリ出入口において著しく増加した。これは CVT ベルトがプーリに対し楕円状に巻き付いているためであると考えられる。また、伝達トルクの増加に伴うエレメントの幅方向押し力の変化の左右位置での違いは、可動シーブの軸方向がプーリの軸方向に対して傾斜する歳差運動に伴うベルトとプーリの接触位置の半径方向の移動により説明された。

第4章では、第3章で調べたエレメントの内力状態の変化による変形に伴うベルトの半径方向変位を調査した。その結果、エレメントの変形によりベルトの半径方向変位は駆動及び従動プーリの出入口付近では小さくなり、それ以外の範囲では大きくなることが分かった。また、プーリの軸方向変位の発生によりベルトの半径方向変位は駆動及び従動プーリの入口付近は大きくなり、それ以外の範囲では小さくなることが分かった。ベルト半径方向変位の主因はシーブの軸方向変位であるが、エレメントの幅方向変形に伴い生じるベルト半径方向変位は観察されるその変位のうち最大で約 15%を占めており、エレメントの幅方向変形による影響は一般には無視できない値であることが分かった。

第5章では、伝達トルクの増加に伴うベルトの傾斜の指標であるピッチ角の変化を明らかにすることを目的として、ベルト上に加速度センサを金属Vベルトに組み込み走行試験を実施し、測定された加速度からベルト軌跡を類推することにより伝達トルクの増加に伴うベルト軌跡の変化を調べた。その結果、ベルト周回中の巨視的なピッチ角の変化は概ね幾何学的な変化に従うが、プーリの入口および出口付近での局所的なピッチ角の変化は幾何学的な姿勢角では説明できないことが分かった。また、エレメントはプーリ出口付近で後方に倒れこんだ状態で脱出し、弦部で前方に倒れ込む方向にピッチ回転しながら移動し、プーリ入口付近で前方に倒れ込みながら進入することが分かった。

以上の各章で得られた結果より、金属ベルト式CVTのプーリ軸が軸間の方向に対し傾斜し、積層リングが弦部で幅方向に曲げられ進行方向を変えながらスキュー変位することが考えられた。次に、CVT用金属Vベルトの運動挙動の変化の要因は、可動シーブの軸方向がプーリの軸方向に対して傾斜する歳差運動に伴うベルトとプーリの接触位置の半径方向の移動であることが類推された。また、上記の接触位置の半径方向の移動は可動シーブの軸方向変位によるものであると考えられてきたが、実際にはエレメントの幅方向変形による影響を無視できないことを明らかにした。これらの要因の結果、ベルトを構成するエレメントの姿勢に変化が生じ、ベルトの軌道のずれが誘発されたと考えられる。

## 6.2 今後の展望

今後の展望として、昨今の自動車産業界でのニーズに基づきCVTの重要性を述べた上で、本研究に関連する今後の展望を述べる。

年々、脱炭素社会への移行により、自動車の電動化に対する期待が高まっている。パワートレインの視点からも従来の内燃機関に比べて部品点数の削減が見込まれることから、電気自動車(EV)が注目を浴びている。しかし、電動化の推進がなされるうえで、EVの航続距離、搭載され

るバッテリーのサイズ，製造コストの低減等の様々な課題が存在する。

EV は，モータが低速から大きなトルクを発生可能な特性を有するため，それ自体が変速機を搭載しなくても車両としての機能を果たすことが一般に知られている。しかし，上述の課題の解決策として，変速機の採用が有力な候補として挙げられている。そのため，CVT の滑らかな変速を可能とする機能は EV の快適性を損なうことがないと考えられている。EV に CVT を搭載する動きは年々広がりを見せており，CVT のシェアは今後も拡大し続けるとみられる。

本研究の結果，ベルトを構成するエレメントの姿勢に変化が生じ，ベルトの軌道のずれが誘発されたと考えられた。しかし，エレメントの姿勢変化等のベルト自体の姿勢変化が及ぼす伝動性能への影響はいまだ完全には明らかにされていない。この課題を解決する上で，まずエレメントの姿勢変化が及ぼすエレメント/プーリ間の摩擦特性への影響を分析することが必要不可欠であると考えている。その上で，ベルトの軌道のずれを低減するためのベルト形状の最適化の可能性がある。ベルトの形状に限らず，エレメント/プーリ間の摩擦特性の最適化によるベルトの軌道のずれが低減する可能性も期待される。

本研究における CVT 用金属 V ベルトの運動挙動の変化の要因の分析結果が CVT のさらなる伝動性能の向上の一助となり，自動車産業のさらなる発展を期待して，本論文を締めくくりたい。



## 本論文に関連する研究業績

### 1. 投稿論文

- 1) 三林 誠治, 八幡 樹, 小武内 清貴, 大窪 和也, ” 金属 V ベルト式無段変速機の伝達トルクの増加に伴うエレメントの内力状態の変化”, 自動車技術会論文集, Vol.53, No.4, (2022), pp.731-736
- 2) Kazuki Oshima, Seiji Mitsubayashi, Kiyotaka Obunai, Kazuya Okubo, "Orbital Change of belt for Metal V-belt Type CVT (Continuously Variable Transmission) - Change of pitch angle at strings -", IOP Conference Series Materials Science and Engineering, Vol.1250, No.1, (2022), 012001
- 3) 三林 誠治, 八幡 樹, 小武内 清貴, 大窪 和也, ” 金属 V ベルト式無段変速機 (CVT) の巻き付き変位に及ぼすエレメントの幅方向変形の影響”, 自動車技術会論文集, Vol.53, No.6, (2022), pp.1033-1038
- 4) 三林 誠治, 堤 昂太, 小武内 清貴, 大窪 和也, ” 面内角度ミスアライメントを有するプーリにより駆動された摩擦伝動平ベルトのスキュー挙動”, 設計工学, Vol.58, No.1, (2023), pp.19-32
- 5) 三林 誠治, 大嶋 一輝, 小武内 清貴, 大窪 和也, ” 金属 V ベルト式 CVT の伝達トルクの増加に伴うエレメントピッチ角の変化”, ハリス理化学研究報告, Vol.63, No.4 , (2023), pp.29-36

### 2. 国際会議

- 1) Itsuki Hachiman, Seiji Mitsubayashi, Kiyotaka Obunai, Kazuya Okubo, "Change of Winding Radial Displacement for Metal V belt Type CVT Accompanying with Deformation of Element in Width Direction", 6th International Conference on Advanced Materials, Structures and Mechanical Engineering (ICAMSME 2022), Incheon, South Korea (Remote Video Conference), 03/2022

- 2) Kazuki Oshima, Seiji Mitsubayashi, Kiyotaka Obunai, Kazuya Okubo, "Orbital Change of belt for Metal V-belt Type CVT (Continuously Variable Transmission) - Change of pitch angle at strings -", The 6th International Conference on Material Science and Engineering Technology (6th ICMSET 2022), Jeju Island, Korea (Remote Video Presentation), 03/2022

### 3. 国内会議(口頭発表)

- 1) 八幡 樹, 三林 誠治, 小武内 清貴, 大窪 和也, "金属 V ベルト式無段変速機の伝達トルクの増加に伴うエレメントの内力状態の変化", 自動車技術会 2021 春季大会学術講演会, オンライン開催, 05/2021
- 2) 大嶋 一輝, 三林 誠治, 小武内 清貴, 大窪 和也, "金属 V ベルト式無段変速機 (CVT) の伝動時のエレメント半径方向速度の変化", 自動車技術会 2021 春季大会学術講演会, オンライン開催, 05/2021

### 4. 国内会議(ポスター発表)

- 1) 八幡 樹, 三林 誠治, 小武内 清貴, 大窪 和也, "金属 V ベルト式無段変速機の動力伝達時のエレメントの内力状態の変化", 日本機械学会関西支部第 96 期定時総会講演会, 大阪 (オンライン開催), 03/2021
- 2) 大嶋 一輝, 三林 誠治, 小武内 清貴, 大窪 和也, "金属 V ベルト式無段変速機 (CVT) の伝動時のエレメント半径方向速度の変化", 日本機械学会関西支部第 96 期定時総会講演会, 大阪 (オンライン開催), 03/2021

### 5. その他(口頭発表)

- 1) 三林 誠治, 小武内 清貴, 大窪 和也, "摩擦平ベルトの面内ミスアライメント角を有するプーリでのスキュー角の違い", ベルト伝動技術懇話会 第 25 回講演会, 京都, 09/2019
- 2) 三林 誠治, 田中 鳳竜, 小武内 清貴, 大窪 和也, "同志社大学 研究進捗状況", 2019 年度 TRAMI 機械摩擦・熱研究会/摩擦伝達分科会/機械伝達分科会 6 大学合同発表会,

名古屋, 06/2019

- 3) 三林 誠治, 田中 鳳竜, 小武内 清貴, 大窪 和也, “同志社大学 研究進捗状況”, 2019年度 TRAMI 機械摩擦・熱研究会/摩擦伝達分科会/機械伝達分科会 6 大学合同発表会, 鳥取, 11/2019
- 4) 八幡 樹, 大嶋 一輝, 三林 誠治, 小武内 清貴, 大窪 和也, “同志社大学 研究進捗状況”, 2019 年度 TRAMI 機械摩擦・熱研究会/摩擦伝達分科会/機械伝達分科会 6 大学合同発表会, オンライン開催, 11/2020
- 5) 八幡 樹, 大嶋 一輝, 三林 誠治, 小武内 清貴, 大窪 和也, “同志社大学 研究進捗状況”, TRAMI 機械摩擦・熱研究会/摩擦伝達分科会/機械伝達分科会 FY21 第 1 回合同中間発表会, オンライン開催, 07/2021
- 6) 八幡 樹, 大嶋 一輝, 三林 誠治, 小武内 清貴, 大窪 和也, “同志社大学 研究進捗状況”, TRAMI 機械摩擦・熱研究会/摩擦伝達分科会/機械伝達分科会 FY21 第 2 回合同中間発表会, オンライン開催, 12/2021





## 謝辞

本研究を遂行するにあたり、同志社大学理工学部の藤井透名誉教授、大窪和也教授、小武内清貴准教授には終始多大な御教示、御指導を賜りました。研究上のことだけでなく、未熟な私に様々な視点、洞察力、想像力及び独創性の必要性を教えていただきました。まず、ここに深く感謝の意を表し、厚くお礼申し上げます。

また、本大学の諸先生方には幅広い知識と深い学問内容を受けて頂きました。ここに心から御礼申し上げます。

本研究において、自動車用動力伝達技術研究組合（TRAMI）の皆様には本学との共同研究という形で、様々なアドバイスや設備提供をして頂きました。ここに深く感謝の意を評し、御礼の言葉とさせていただきます。

本大学の本学の実習工場の先生方には、工作機械の扱い方や加工の際のコツだけでなく、加工者の目線で設計することの大切さなど沢山のアドバイスと手助けを頂きました。心より御礼申し上げます。

本研究の進行に際し、同じ研究チームとして研究の土台を築き上げてきた八幡樹君(2021年度博士前期課程修了)、大嶋一輝君(2021年度博士前期課程修了)、神谷拓君(2022年度博士前期課程1年生)に心から感謝いたします。また、学部生時代の1年間、笹井裕達君(2018年度学部卒業)、藤原聡子君(2021年度博士前期課程修了)、古本駿君(2022年度博士前期課程2年生)、福生亜斗君(2022年度博士前期課程2年生)、岩戸冬雅君(2022年度博士前期課程1年生)、大橋慶之君(2022年度博士前期課程1年生)、森裕一郎君(2022年度学部4年生)、岩本遵哉君(2022年度学部4年生)には多大な御尽力を賜りました。ここに記して感謝の意を表します。また、苦境に立たされていた私をいつも温かく受け入れてくれた研究室の卒業生並びに村山凌太郎君(2022年度博士後期課程2回生)をはじめとした現役学生の皆さんに深く感謝いたします。

最後に、本研究を行うにあたり、何不自由ない環境を与えてくれた両親に感謝の言葉を述べて結びとさせていただきます。

2022年11月

三林 誠治