エスカレーター用変速駆動メカニズムの基礎技術開発*

小倉 学^{*1}, 湯村 敬^{*2}, 治田 康雅^{*3}
吉川 達也^{*4}, 薮内 賀義^{*5}Fundamental Development of Partial Speed Change
Mechanism for EscalatorManabu OGURA^{*6}, Takashi YUMURA, Yasumasa HARUTA,
Tatsuya YOSHIKAWA and Kazuyoshi YABUUCHI^{*6} Human Resources Development Center, Mitsubishi Electric Corp.,
8-1-1 Tsukaguchi Honmachi, Amagasaki-shi, Hyogo, 661-8661 Japan

The conventional escalator keeps the operation speed, when passengers move at any traveling position. If the speed at the inclined middle part is faster than the riding and leaving position, such a system can not only achieve short traveling time, but can also offer safety ride to elderly and disabled person. Therefore, the concept to change the speed partially in the traveling range has a great advantage to the passenger. The idea for speed change mechanism has already been established to a moving walk, which is horizontal one dimensional motion. However there is no actual two dimensional system with the speed change mechanism, due to its complex configuration. This paper shows a new speed change mechanism for an escalator, which is a typical moving mechanism for the two dimensional service, and shows a design method of the mechanism to fill the acceleration specification. The proposed mechanism can be achieved by a simplified link and cam mechanism to realize a smooth speed change between the inclined and horizontal zone. The simplified design method based on difference equation can evaluate the transient motion of the escalator step, which is strongly affected by the geometric constraints. The simulation result and an experiment with a 5 m-tall prototype show its design validation for the smooth ride comfort even in the area of the speed change.

Key Words: Design Engineering, Simulation, Elevator, Mechanism, Escalators, Vibration of Mechanism, Inclination Section High-Speed Escalator, Step Speed Changing, Travel Time Shortening, Safety Securing

1. 緒 言

世の中に普及しているエスカレーターは、階段循環路の全ての箇所が一定速度で走行するよう構成されている。すなわち、乗降口における進行方向速度と一定傾斜部における進行方向速度は相等しい。もし仮に、乗降口部の階段速度に対し、一定傾斜部の階段速度を相対的に高めて駆動することができれば（以下、このような駆動メカニズムを変速駆動メカニズムと呼ぶ）、次の2つの利点を持つエスカレーターが実現できる：①乗降口で通常速走行、傾斜部で高速走行することで移動時間の短縮が図られる。②乗降口で低速走行、一定傾斜部で通常速走行すれば、移動時間をほとんど長くすることなく、お年寄りや体の不自由な方に対し

乗降時の安全性が更に高められる。

これまで、このような変速駆動メカニズムは、階段（パレット）間の1次元的な相対運動を取扱う動く歩道においては具体的な開発例が報告されているが⁽¹⁾⁽²⁾、階段間の2次元的な相対運動を取り扱う必要があるエスカレーターでは、アイデアレベルの検討^{(3)~(6)}にとどまり、具現化例や設計法についての報告はなされていない。

今回、筆者らは、比較的単純なリンク機構とカム機構を併用した新機構を開発し、階段間に隙間や干渉を生じさせることなく、また、安全性に影響を与える振動（加速度）を乗客が転倒しない程度に低く抑えて滑らかに変速させることのできる変速駆動メカニズムの設計法を確立した。本設計法では、連続時間で運行する階段の幾何学的な運動を、離散時間の応答として簡易的に算出する方法を導出し、変速時の加速度が仕様値以下となる変速駆動メカニズムの形状や寸法を算出する。そして、階高5mの実験機を試作し、上記技術の妥当性を検証した。本論文では、その内容について

* 原稿受付 2009年5月28日。

^{*1} 正員、三菱電機(株)人材開発センター(☎661-8661 尼崎市塚口本町8-1-1)。^{*2} 正員、三菱電機(株)先端技術総合研究所。^{*3} 正員、三菱電機(株)稲沢製作所(☎492-8682 稲沢市菱町1)。^{*4} 三菱電機(株)稲沢製作所。^{*5} 三菱電機(株)生産技術センター。

E-mail: Ogura.Manabu@ab.MitsubishiElectric.co.jp

報告する。

2. 変速駆動メカニズムの構造と変速原理

2・1 構造 踏段の速度を変化させる方法として最も単純に考えられるのは、個々の踏段をそれぞれ別々に速度制御する方法である。しかし、この方法では、踏段1つひとつに駆動機を取付け、自走式⁽⁵⁾とした上に、踏段間の隙間や干渉を防止するための機構や精度の高い位置・速度制御を必要とし、複雑で高価なものとなる。もう一つの方法は、機構を用いて踏段間隔を変化させることによって踏段速度を変化させる方法である。この方法には、踏段間を連結するリンク機構を、カム機構を用いて変態させるアイデア⁽³⁾や、リードを変化させたねじ送り機構を用いるアイデア⁽⁶⁾がある。本開発では、単純さとコストの面で有利な、リンク機構とカム機構を用いる方法について、より単純な構成でスムーズな変速が実現できる機構を検討し、以下に述べる変速駆動メカニズムを考案する。

図1に、開発した変速駆動メカニズムの全体構造を示す。また、図2に、図1の上部拡大図を示す。さらに、図3、4に、図2中のA部、B部の拡大図を示す。踏段(Step)は、人が乗る踏板(tread)と蹴上げ板(Riser)から構成されている。踏段の移動の案内と姿勢の制御は、踏段の両側面に設けられた駆動ローラ(Step link roller)が固定部に配置された駆動レール(Main track)に案内され、同じく追従ローラ(Trailing roller)が追従レール(Trailing track)に案内されることにより行われる(以上、図2)。隣接する踏段間はリンクにより連結されている。この踏段間を連結するリンクは、真直ぐな1本のリンクではなく、屈折リンクと呼ぶ屈折点で2つに折れ曲がることのできる2本のリンクから構成されている(図3、4)。図5に、屈折リンクの詳細図を示す。屈折リンクは、隣接する踏段の駆動ローラ軸間を連結し、中間(屈折点)で屈折することが可能なリンク構成となっている。今回考案した屈折リンクは、屈折リンクを第1リンクと第2リンクの2本のリンクのみで構成しており、リンク機構の単純化を図り、軸受部の数を最小化することで、ガタや摩擦の影響を極力受け難くしている。第1リンクには、くの字に曲がったブラケットが固定されており、ブラケットの屈曲点と屈折リンクの屈折点(第1リンクと第2リンクの結合部)は一致している。ブラケットの駆動ローラと反対の端部には、補助ローラ(Assistant roller)が取り付けられている。この補助ローラは補助レール(Assistant track)により案内されており、駆動レールと補助レールの間隔を変化させることにより、補助ローラと補助レールは一種のカム機構として動作し、屈折リンクが屈伸して踏段

Fig.1 Variable speed driving system for escalator

Fig.2 Magnified view of upper section of variable speed driving system for escalator

Fig.3 Magnified view of section A in fig.2

Fig.4 Magnified view of section B in fig.2

Fig.5 Folding link mechanism

間隔が変化する。

踏段の駆動は、一定傾斜部に配置された駆動装置により行う。図6に駆動装置部の拡大図を示す。単純化のため、屈折リンクに固定されているブラケットは図示していない。駆動装置の駆動チェーンは、紙面に垂直な方向に間隔をおいて2本平行に配置され、駆動スプロケットと従動スプロケットの間に巻きかけられている。2本の駆動チェーンの間には屈折リンクの歯と噛み合うローラ（図示せず）が駆動チェーンとともに循環移動できるように駆動チェーンに取り付けられている。そして、屈折リンク鎖の歯が往路側、帰路側ともローラを介して駆動チェーンと噛み合うことにより踏段の循環移動が可能となる。

Fig.6 Magnified view of drive unit

2・2 踏段間隔と変速比 次に、踏段間隔と変速比（乗降口部踏段速度と一定傾斜部踏段速度の比）との関係について考察する。図7は、乗降口部における踏段速度 v_0 、踏段間隔 w と一定傾斜部における踏段速度 v_1 、踏段間隔 s 、および変速比 k の関係を説明するための図である。乗降口部の踏段速度を v_0 、踏段が踏段

一段分移動するために要する時間を t とすると、乗降口部での踏段間隔 w は、 $w = v_0 t$ と表される。同様に、一定傾斜部における踏段速度を v_1 とすると、一定傾斜部での踏段間隔 s は、 $s = v_1 t$ となる。ここで、変速比を k とすると、 $v_1 = kv_0$ であるから、一定傾斜部での踏段間隔 s は、

$$s = v_1 t = kv_0 t = kw \quad \text{----- (1)}$$

となる。よって、一定傾斜部の踏段速度が乗降口部の k 倍あれば、踏段間隔も k 倍となる。これは逆に、一定傾斜部の踏段間隔を乗降口部の踏段間隔の k 倍にすれば、変速比が k となるとも言える。この関係を用いて、以下に示す簡便な方法で変速駆動メカニズムを設計する。

v_0 : Step speed at landing section

w : Step interval at landing section

v_1 : Step speed at inclination section

s : Step interval at inclination section

k : Changing speed ratio

Fig.7 Concerning parameters on changing speed

3. 変速駆動メカニズムの基本設計

3・1 変速比 変速比は変速駆動メカニズムの基本性能であり、大きくとれた方が移動時間短縮や安全性向上の効果が大きい。変速比を大きくすると傾斜部における踏段間隔が広くなり、踏段間の段差も大きくなる。図8は、これを説明する概略図である。乗降口における駆動ローラ軸心間の距離が w である場合、速度の変わらない標準形のエスカレーターでは、傾斜部における駆動ローラ軸心間の距離も w である。また、

Fig.8 Relation between changing speed ratio and step position

一般に一定傾斜部の傾斜角度は 30° であるから、踏段間段差は $0.5w$ となる。これに対し、変速比が k の傾斜部高速エスカレーターでは、傾斜部における駆動ローラ軸心間の距離は、 kw となり、踏段間段差は $0.5kw$ となる。標準形のエスカレーターでは w が約 400mm であるから、標準形のエスカレーターの踏段間段差は約 200mm である。今回の開発では、変速することによる移動時間短縮の効果とエスカレーターが非常停止した際に乗客が踏段上を無理なく歩けることの両方を考慮して、変速比 k を 1.5 に設定した。

3.2 踏段形状 歩行性や安全性を考慮するため、踏段の奥行き寸法（≡水平部での駆動ローラ軸心間の距離）や踏段間の段差をどの程度の値にすべきかを検討する必要がある。変速比を 1.5 に設定した踏段の奥行き寸法と踏段間段差の何通りかの組み合わせで固定踏段を製作し、被験者に実際にその上を歩いてもらい、歩行性や恐怖感等についての聞き取り調査を実施した。その結果、今回の開発では、踏段の奥行き寸法 340mm 、踏段間段差 255mm で設計を進めることとした。図9は、標準形エスカレーターの踏段と変速駆動メカニズムに用いる踏段の寸法関係を比較したものである。

Fig.9 Comparison of shape of standard step and developed step

段差が変化する場合に生じる踏段間の開口部を、固定されたライザー（蹴上げ板）を用いて塞ぐ場合には、ライザーの形状を、隣接踏段の相対位置関係がたどる軌跡に一致させる必要がある。したがって、乗降口と傾斜部との間で踏段間隔が変化しない標準形のエスカレーターではライザーの形状が円弧状となるが、踏段間隔の変化する変速駆動メカニズムでは設計による自由度がある。今回の開発では、ライザーの製作の容易さを考慮して、ライザーが平板状（側面図では直線状）となるように決め、隣接踏段の相対位置関係が直線状に変化するように補助レールの形状を決定した。次章で述べる設計法の点でも、ライザーが平板状である方が取扱いが容易である。

4. 速度・加速度の算出と補助レール形状の設計

図10に、上曲部における屈折リンク式変速駆動メカニズムの幾何学的構成を示す。この図を用いて、隣接する踏段のうち、上段側踏段の駆動ローラ軸心が一定傾斜部と上曲部との境界にある場合を初期状態として、上昇運転時の隣接踏段駆動ローラ軸心の位置、進行方向速度、進行方向加速度を差分方程式により、離散時間応答として近似的に求める。尚、座標の原点は、駆動ローラ軸心移動軌跡の水平部と一定傾斜部を結ぶ半径 R の円弧（上曲部）の中心とする。

Fig.10 Composition of steps in the upper curved section

まず、上段側踏段の駆動ローラ軸心 C の初期位置 $(x_3(0), y_3(0))$ 、および、下段側踏段の駆動ローラ軸心 A の初期位置 $(x_1(0), y_1(0))$ を求める。一定傾斜部の傾斜角度を α_m とすると、図10より、

$$x_3(0) = R \sin \alpha_m \quad \text{----- (2)}$$

$$y_3(0) = R \cos \alpha_m \quad \text{----- (3)}$$

である。式(1)の関係から、 $(x_1(0), y_1(0))$ は次式で与えられる。

$$x_1(0) = x_3(0) + s \cos \alpha_m \quad \text{----- (4)}$$

$$y_1(0) = y_3(0) - s \sin \alpha_m \quad \text{----- (5)}$$

次に、上昇運転時の踏段の動作について検討する。水平部での踏段進行方向の速度を v_0 とすると、一定傾斜部での踏段進行方向の速度 v_1 は、

$$v_1 = kv_0 \quad \text{----- (6)}$$

であり、一定傾斜部における駆動ローラ軸心間の距離 s を移動するために必要な時間 t_{ac} は、

$$t_{ac} = \frac{s}{v_1} \quad \text{----- (7)}$$

である。また、 t_{ac} を m 等分 (今回は $m=50$ 程度とした) した時間間隔ごとに軸心 A、C の動きを計算するもの とすれば、時間間隔 dt は、

$$dt = \frac{t_{ac}}{m} \quad \text{----- (8)}$$

となる。以下、時刻 $t(i) = dt \cdot i$ (i は自然数) における 軸心 A、C の位置 $(x_1(i), y_1(i))$, $(x_3(i), y_3(i))$, および軸心 C の進行方向速度 $u_3(i)$, 進行方向加速度 $a_3(i)$ を軸心 A が一定傾斜部上にある場合と上曲部より先にある場合 とに場合分けして求める。

軸心 A が一定傾斜部上にある場合

軸心 A の位置 $(x_1(i), y_1(i))$ は、

$$x_1(i) = x_1(0) - v_1 t(i) \cos \alpha_m \quad \text{----- (9)}$$

$$y_1(i) = y_1(0) + v_1 t(i) \sin \alpha_m \quad \text{----- (10)}$$

であり、軸心 A の水平方向、垂直方向の速度 $u_{x1}(i)$, $u_{y1}(i)$ は、

$$u_{x1}(i) = v_1 \cos \alpha_m \quad \text{----- (11)}$$

$$u_{y1}(i) = v_1 \sin \alpha_m \quad \text{----- (12)}$$

である。また、軸心 A を上段側に w だけ水平移動した 点 B の位置 $(x_2(i), y_2(i))$ は、

$$x_2(i) = x_1(i) - w \quad \text{----- (13)}$$

$$y_2(i) = y_1(i) \quad \text{----- (14)}$$

であり、水平に対するライザーの傾きを θ とすると、 軸心 C の位置 $(x_3(i), y_3(i))$ は、点 B を通る傾き $\tan \theta$ の直 線と原点を中心とする半径 R の円との交点であるから、

$$x_3(i) = \frac{f(i) - \sqrt{f(i)^2 - (1 + p_1(i)^2)(q_1(i)^2 - R^2)}}{1 + p_1(i)^2} \quad \text{----- (15)}$$

$$y_3(i) = p_1(i)x_3(i) + q_1(i) \quad \text{----- (16)}$$

ここで、

$$f(i) = -p_1(i)q_1(i)$$

$$p_1(i) = -\tan \theta, \quad q_1(i) = x_2(i) \tan \theta + y_2(i)$$

である。尚、 θ は、

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{k \sin \alpha_m}{k \cos \alpha_m - 1} \right) \quad \text{----- (17)}$$

である。これらから、軸心 C の水平方向、垂直方向の 速度 $u_{x3}(i)$, $u_{y3}(i)$ を階段進行方向が正となるように (速 度が正となるように) 求めると、後退差分近似法によ り、

$$u_{x3}(i) = \frac{x_3(i-1) - x_3(i)}{dt} \quad \text{----- (18)}$$

$$u_{y3}(i) = \frac{y_3(i) - y_3(i-1)}{dt} \quad \text{----- (19)}$$

として求める。

軸心 A が上曲部より先にある場合 (t_{ac} 経過後)

時間 t_{ac} 経過後、軸心 A が上曲部より先に存在する場 合には連続の条件より、次式が成立する。

$$x_1(i) = x_3(i-m) \quad \text{----- (20)}$$

$$y_1(i) = y_3(i-m) \quad \text{----- (21)}$$

同様に、軸心 A の水平方向、垂直方向の速度 $u_{x1}(i)$, $u_{y1}(i)$ は、

$$u_{x1}(i) = u_{x3}(i-m) \quad \text{----- (22)}$$

$$u_{y1}(i) = u_{y3}(i-m) \quad \text{----- (23)}$$

である。これらより、点 B、軸心 C の位置 $(x_2(i), y_2(i))$, $(x_3(i), y_3(i))$ は、式(13), (14), (15), (16)から同様に求め られる。ただし、 $x_3(i) < 0$ のとき、 $x_3(i)$ は点 B を通る傾 き $\tan \theta$ の直線と直線 $y=R$ との交点となるから、

$$x_3(i) = \frac{R - q_1(i)}{p_1(i)} \quad \text{----- (24)}$$

$$y_3(i) = R \quad \text{----- (25)}$$

である。また、軸心 C の水平方向、垂直方向の速度に ついても、式(18), (19) から同様に求められる。

以下、水平方向、垂直方向の速度から、軸心 C の進 行方向の速度と加速度を求める。まず、速度について は、水平方向速度と垂直方向速度の単純なベクトル和 となるから、軸心 C の進行方向速度 $u_3(i)$ は、

$$u_3(i) = \sqrt{u_{x3}(i)^2 + u_{y3}(i)^2} \quad \text{----- (26)}$$

となる。また、進行方向加速度 $a(i)$ は、速度から、直ち に、

$$a(i) = \frac{u_3(i) - u_3(i-1)}{dt} \quad \text{----- (27)}$$

として求めることができる。

加速度が 500 mm/s^2 以下であれば、乗客が転倒する可 能性は低いことから (安全性を十分確保するため、更 に小さな値で規格化しようとする動きもあるが)、今回 の開発では、この値を目標仕様として、設計を進めた。

図 11, 12 は, $R=1610\text{mm}$, $w=340\text{mm}$, $\alpha_m=30^\circ$ として, $v_0=500\text{mm/s}$, $v_1=750\text{mm/s}$ の場合と $v_0=333\text{mm/s}$, $v_1=500\text{mm/s}$ の場合 (標準のエスカレーターの進行方向速度は 500mm/s) の上曲部上昇運転時における軸心 C の進行方向速度および進行方向加速度の変化を示すものである。尚, 今回, エスカレーターの傾斜角度を 30° としているのは, 前章で検討した歩行安全性, 恐怖感とエスカレーターの設置スペースの両方を考慮した結果による。また, 曲部の曲率半径 R を 1610mm としたのは, 曲率半径はできるだけ小さくした方が移動時間を短縮できるが, 変速時の最大加速度は大きくなるため, 最大加速度の目標値である 500mm/s^2 以下に 10% 程度の余裕をみて決定したものである。これは, 図 12 の $750 \rightarrow 500\text{mm/s}$ 変速時のグラフで, 最大加速度 (減速度) が約 $450\text{mm/s}^2 (=500 \times 0.9)$ になっていることに対応する。

Fig.11 Step velocity in upper curved section during upward motion

Fig.12 Step acceleration in upper curved section during upward motion

これらの図から, ライザー形状が直線的であっても, 上曲部 (変速領域) において速度は滑らかに減速する

ことがわかる。また, 加速度 (減速度) は, 一定傾斜部から上曲部に進入する箇所で最も大きくなっているが, 先にも述べたように, 750mm/s から 500mm/s への変速の場合でも目標値である 500mm/s^2 以下となっている。

Fig.13 Shape of folding link

以上の検討により, 変速領域における進行方向速度, および, 加速度の評価が可能となったが, これが実現されるように補助レールの形状を決定する必要がある。ここでは, 図 13 を用いて, 補助レール形状の決定方法を簡単に説明する。今回の設計では, 第 1 リンクの駆動ローラ軸心から屈折点までの距離と第 2 リンクの長さを等しく $l_1 (=255\text{mm}: \text{一定傾斜部における踏段間隔 } 510\text{mm} \text{ の } 1/2)$ として検討を進めた。隣接する踏段の駆動ローラ軸心の位置 A, C が決定されると屈折点 G の位置は, 軸心 A を中心とする半径 l_1 の円と軸心 C を中心とする半径 l_1 の円の交点として求められる。補助ローラ軸心 H は, 屈折点 G を起点に直線 CG から角度 ϕ だけ折り曲げた直線上の屈折点 G から l_2 の距離にある点として求めることができる。これを時間 dt ごとに算出していくと, 補助ローラ軸心 H の移動軌跡を求めることができる。補助レールの形状は, この補助ローラ軸心 H の軌跡から補助ローラの半径分だけ離れた平行線を引くことにより決定される。尚, l_2 の長さは, 一定傾斜部で駆動ローラ軸と補助レールが干渉しない範囲で最も短い長さにとっている。

5. 試 作

エスカレーターの変速駆動メカニズムは, リンク機構やカム機構 (ローラとレールの当接部) を多用しており, 摩擦やガタの影響が出易い構造となっている。摩擦やガタの影響は計算では予測しにくく, それらが動作特性にどの程度影響するのかを明らかにするため

には、実験的な検討が必要となる。また、前章までの検討で、原理的には実現可能との見通しが得られたが、実際に具現化が可能であるのかどうかを実験的に確認しておく必要がある。表 1 は、確認実験のために製作した実験機の主な仕様である。また、図 14 は、実験機の下曲部から下側乗降口部にかけてのレール、図 15 は、

実験機の水平部における屈折リンク機構である。

本実験機では、製作の容易化を図るため、変速領域における補助レールの形状を複数の円弧と直線で近似している。近似に際しては、円弧と円弧、あるいは、円弧と直線の境界部分の傾きが滑らかに繋がるように、円弧の中心や半径、直線の傾きを決定した。また、近似曲線の理想曲線からのずれ量は、曲部における隣接踏段の相対位置関係がほぼ直線的に（ライザーをなぞるように）変化する範囲に抑えた。図 16 は、上曲部における補助ローラ軸心の移動軌跡の理想曲線と近似曲線を比較したものであり、両者がほぼ完全に一致していることがわかる。一定傾斜部側（右端）で理想曲線と近似曲線が一致していないのは、理想曲線はエスカレーターの曲部と一定傾斜部の間で傾きが不連続となるが、近似曲線ではこれを R で補間しているためである。

Table 1 Specification of prototype

Height	5000mm
Horizontal length	18260mm
Depth of step: w	340mm
Height of step	255mm
Inclination angle: α_m	30°
Velocity of inclination section	750mm/sec
Number of steps	66
Changing speed ratio: k	1.5

Fig.14 Rail of prototype from lower curved rail section to lower landing section

Fig.15 Folding link mechanism of prototype at lower landing section

Fig.16 Comparison of approximate curve and ideal curve for moving locus of assistant roller

今回開発した速度、加速度の簡易計算手法（差分近似法）の妥当性を検証するため、試作したレール形状での速度、加速度を簡易計算手法、汎用の機構解析ソフトである「DADS」（現 Virtual.Lab Motion）による詳細シミュレーション、および、実測の間で比較した。DADS による詳細シミュレーションを実施したのは実験機の試作前に簡易計算には現れない動作特性の有無を確認するためである。速度については、簡易計算手法と実測結果の比較のみを示す（図 17）が、両者の速度はよく一致していることがわかる。図 18、19 は加速度の比較であり、それぞれ、簡易計算手法と DADS、DADS と実測の間のものである。簡易計算と DADS による詳細シミュレーションの加速度の比較（図 18）では、詳細シミュレーションの 23.65s、24.2s 付近にみら

れる大きな加速度変動以外の部分についてはよく一致していると言える。この大きな加速度変動は簡易計算モデルでは考慮していないターンマチック機構(図2の左端の2つの円弧状のレールが組み合わされた機構)の動作に起因するものである。しかし、実測結果から

Fig.17 Comparison between experiment and calculation of velocity of full-scale model

Fig.18 Comparison between calculation and simulation of acceleration of full-scale model

Fig.19 Comparison between experiment and simulation of acceleration of full-scale model

わかるようにこの加速度変動は目標値としていた $\pm 500\text{mm/s}^2$ 以内に入っており、安全性に影響を与えるものではない。このターンマチック機構に起因する加速度変動を除けば、簡易計算手法により、補助レール形状に起因する加速度変動を精度よく算出できることが確認できる。また、図19では、実測結果と詳細シミュレーションの結果がよく一致することが確認できる。さらに、これらの加速度特性は、図12(750→500mm/s)ともよく一致している。ただ、実験機では補助レール形状が理想曲線ではないことや一定傾斜部と上曲部の境界部でレールの傾きが不連続とならないよう R で補間していることにより、両者には若干の違いが生じている。

以上より、本設計法およびレール形状の近似方法が補助レールの設計に有効であることが確認できた。

6. 結 言

本論文では、2次元的な動作を行うエスカレーターでの変速駆動メカニズムの開発を目的に、具現化可能な機構の考案とその設計法の検討を行い、以下の結論を得た。

- (1) 比較的単純なリンク機構とカム機構を併用した具現化可能な変速駆動メカニズムを考案した。
- (2) エスカレーターの使用状況に基づき、有効な変速比、踏段間隔、踏段形状を決定した。
- (3) 変速領域における補助レールの設計法を確立し、変速時の加速度を算出する式を導出した。また、この加速度を、乗客が転倒する可能性の低い 500mm/s^2 以下に抑制可能な機構およびレール形状と寸法を明らかにした。
- (4) これらの設計結果を基に、実験機を試作し、本設計法の妥当性を確認した。

文 献

- (1) Tadachi,K., Variable speed moving walk "Accel Liner"(in Japanese), *Journal of the Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol.104, No.992, (2001.7), p49
- (2) Sacki,H. Nuwa,T. Yasukawa,M. Takagi,S. Takasaki,K, SPEED WALK:Development of Accelerating Moving Walk, *Mitsubishi-Jukogihou*, Vol.32, No.4, (1995.7), pp260-263
- (3) Nakazawa,H., Variable speed escalator(in Japanese), *Japanese Patent Disclosure*, JP, S51-112087, A(1976)
- (4) Nakatani,H., Middle section high-speed escalator(in Japanese), *Japanese Patent Disclosure*, JP, H03-211186, A(1991)

- (5) Tanigawa,J. Yokoyama,H., Escalator that has step with driving device(in Japanese), *Japanese Patent Disclosure*, JP, 2001-163562, A(2001)
 - (6) Takasaki, Variable speed escalator(in Japanese), *Japanese Patent Disclosure*, JP, S56-113676, A(1981)
-