

DADS 프로그램을 이용한 자동보도의 모델링 및 승차감 개선에 관한 연구

신봉헌[#], 유완석^{*}

Dynamics Model of a Moving Walk with DADS Program and Design Change for the Improvement of Ride Quality

Bong Hun Shin[#], Wan Suk Yoo^{*}

ABSTRACT

In this paper, a two-dimensional multibody DADS model of a moving walk is developed to improve the ride quality of a moving walk system. The proposed DADS model is able to estimate the longitudinal acceleration of moving walk system, which is the more sensitive and important than other accelerations. To show the validity of the developed model, the longitudinal accelerations of pallet obtained from the computer simulations are compared to the experimental data in frequency domain. Then, the factorial design technique is applied to determine the main design factor and to improve the ride quality. The change of the spring compression in the lower part of the tension generating system improved the ride quality of the moving walk system.

Key Words : Moving walk (자동보도), Multibody Model (다물체 동역학모델), Design of Experiment(실험계획법)

1. 서론

최근 한국 내 할인 매장의 폭발적인 증가와 세계 각국의 국제공항 건설로 인해 승객들의 수화물 수송에 있어서 효과적인 자동보도(moving walk)의 수요는 점점 증가되고 있다. 즉, 에스컬레이터의 경우 승객들의 건물의 층간 이동에는 효율적이지만, 많은 짐을 가진 쇼핑객이나 여행객들이 수화물을 수송하는데 많은 어려움이 있어 앞으로의 추세는 점점 자동보도의 증가가 예상된다. 그러나, 자동보도의 경우 기울기 각도가 완만하므로 승객을 수송하기 위해서는 상대적으로 많은 거리를 이동한다. 이로 인해 자동보도에 탑승하는 승객들은 에스컬레이터에 비해 승차감에 보다 민감하게 반

응한다. 따라서, 쾌적한 승차감은 자동보도의 품질 경쟁력에 있어서 아주 중요한 인자로 대두되고 있다.⁽²⁾⁽³⁾

뿐만 아니라, 자동보도의 수송 효율 증가를 위해서 자동보도에 승객이 탑승하는 이동발판의 폭이 넓고 속도가 빠른 형식들이 요구되고 있으나, 실제 시제품을 만들어서 시험하는 종래의 제품 개발 방법은 많은 비용과 한계가 있어 왔다.

자동보도와 유사한 기계계의 에스컬레이터의 경우 제품 개발 과정에 있어서 승차감을 평가하는 방법이 개발되어 실제 시제품을 만들기 전에 승차감을 평가하고 영향이 큰 설계인자를 찾을 수 있었으나, 자동 보도는 종래의 실제 시제품을 통한 평가만으로 승차감을 평가하였다.⁽²⁾⁽³⁾

접수일:2003년 1월 16일; 게재승인일:2003년 11월 14일

[#] 부산대학교 기계설계공학과 대학원, OTIS-LG(유)

^{*} 부산대학교 기계설계공학과

본 연구에서는 자동보도의 승차감을 평가할 수 있는 다물체동역학(multibody) 모델을 구성하고, 동역학 해석 모델과 실험 계획법을 이용하여, 자동보도의 설계 인자 중에서 품질의 주요 인자인 승차감에 많은 영향을 미치는 인자를 도출하여 실제 제품의 승차감 개선에 많은 기여를 할 수 있도록 하였다.

2. 자동보도의 구조

자동보도(moving walk)는 승객이 탑승하는 이동 발판(이하 팔레트, pallet)부와 손을 잡는 고무손잡이 부(이하 핸드레일, handrail)로 구성되어 있으며 좌우 대칭의 구조이다. 팔레트와 핸드레일의 운동은 모터와 감속기로 구성된 구동 기계(driving machine)를 동력원으로 하여, 팔레트를 서로 연결하는 체인(이하 팔레트 체인, pallet chain)과 핸드레일에 구동 축에 연결된 체인에 동력을 전달하여 구동하는 원리이다. Fig.1 은 자동보도의 전체적인 형상을 보여주고 있다.

Fig.2 는 구동기계의 동력원이 최종 이동발판까지 전달되는 동력 전달 체계를 보여준다. 구동기계의 모터가 일정한 속도로 회전운동을 하면 구동 체인이 상부 터미널 기어에 동력을 전달하게 되고, 팔레트가 연결된 팔레트 체인은 상부터미널 기어의 회전 운동에 따라 일정한 속도로 운동을 한다.

팔레트 부는 승객이 밟는 이동 발판인 팔레트, 팔레트와 팔레트를 연결하고 동력을 전달하는 팔레트 체인, 동력을 팔레트에 전달하는 상부 터미널 기어, 팔레트 주행의 반환점이 되는 하부 터미널 기어로 구성된다.

상부 터미널 기어가 회전 운동을 하면, 기어이에 물려 있는 팔레트 체인과 팔레트가 회전하며, 회전 운동을 마친 팔레트는 운동을 안내하는 레일면을 팔레트 롤러가 구름 접촉을 하면서 이동한다. 우레탄 고무 재질로 구성된 롤러는 승차 하중에 의해서 변형되어 마찰계수가 비선형적으로 증가하는 현상이 발생한다. 하부 터미널 기어에는 팔레트 체인에 초기 장력을 제공하기 위한 장력 장치가 있다.

팔레트는 알루미늄 합금 재질의 승객이 밟을 밟는 요철형상의 크리트와 2 ~ 3 등분으로 구성된 크리트를 조립하고 팔레트를 전체적으로 지지하는 구조물인 팔레트 프레임, 체인과 팔레트를 연결하는 브라켓으로 구성된다.

팔레트 체인은 팔레트와 팔레트를 연결하고 상부 터미널 기어에서 발생하는 동력을 팔레트에 전달한다. Fig.2 는 고무 손잡이인 핸드레일의 구동부를 보여준다. Fig. 3 은 팔레트 체인에 전륜 축(front axle), 후륜 축(rear axle) 그리고 팔레트가 조립된 구조를 보여준다.

핸드레일 부는 강선(steel cord)과 고무, 직물로 구성된 핸드레일, 마찰을 위한 마찰차(pulley), 하부 장력 장치, 핸드레일의 이동을 안내하는 난간부의 가이드로 구성되어 있다.

핸드레일의 구동은 마찰계수가 높은 합성고무 재질의 원주면으로 구성된 마찰차(pulley) 또는 롤러(roller)가 회전운동을 하면 마찰력에 의해 핸드레일이 이송되는 원리이다. 마찰차의 회전은 이동 발판(pallet)을 회전시키는 상부 터미널 기어의 축에서 체인을 이용하여 동력 전달을 받는다.

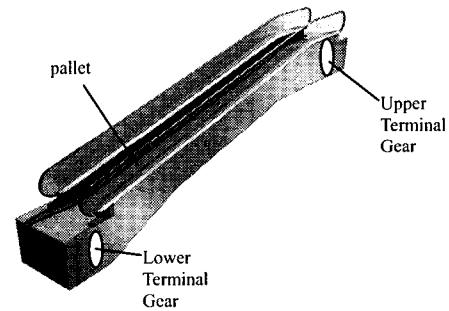


Fig. 1 Configuration of a moving walk

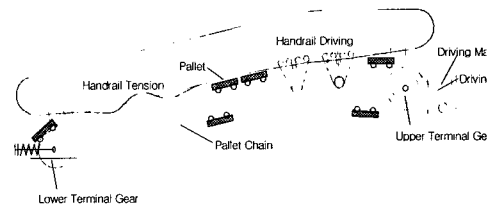


Fig. 2 Mechanical system of a moving walk

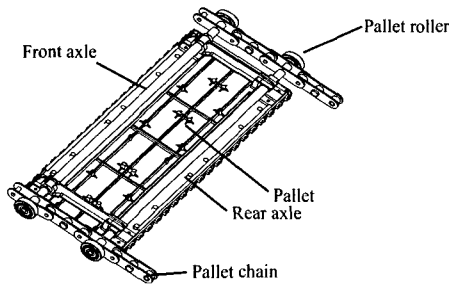


Fig. 3 Configuration of a pallet

3. 자동보도의 동역학 모델링

3.1 자동보도의 모델링

본 연구의 동역학 해석 모델은 수직 높이 2.5m, 팔레트 폭 1m, 팔레트 개수 84 개인 OTIS-LG 사의 자동보도 LCM-GS 모델을 이용하였다. 자동보도는 좌우 대칭 구조이므로 2 차원 기계계로 가정하였다. 모터와 감속기는 모델링에서 제외하였고, 회전 구동력을 상부 터미널 기어에 직접 가하였다.

승객이 자동 보도에 승차했을 때, 팔레트 위에서 가장 민감하게 가속도를 감지하므로 팔레트로 구성된 팔레트 부만 모델링 하였다. 핸드레일 부는 팔레트 부에 비해 진동으로 인해 느끼는 불편함이 상대적으로 작으며, 자동 보도 전체 독립 자유도 수가 매우 많기 때문에 해석 속도 등을 고려하여 생략하였다.

동역학 모델은 팔레트 84 개에 해당되는 팔레트 롤러 252 개를 강체로 구성하였다. 그리고, 팔레트 롤러의 이동 경로인 레일과 프레임은 탄성 변형의 효과가 미미하다고 가정하여 고정된 하나의 강체로 구성하였으며, 상,하부 터미널 기어를 포함하여 총 255 개의 강체로 구성한다.

팔레트 롤러와 팔레트 롤러의 연결은 팔레트 체인의 탄성효과를 고려하기 위해 각각의 강체 사이를 스프링 댐퍼 요소(TSDA)를 이용하여 연결하였다. Fig. 4 는 팔레트 롤러 사이의 스프링 댐퍼 요소 모델과 이동경로와 관계를 간략하게 나타낸 것이다. 모델에 적용되는 팔레트 체인의 스프링 강성과 감쇠계수, 팔레트 롤러의 비선형적인 마찰 특성 등의 물성치들은 시험에 의해 결정하였다.

본 연구에서는 승객이 없는 무부하 상태의 가

속도를 평가하기 때문에 팔레트에 관한 부분은 팔레트의 자중만을 고려하며, 모델은 다음과 같이 구성한다. 팔레트는 전륜 축과 후륜 축에 조립되며, 전륜 축은 팔레트 롤러 1 에 후륜 축은 팔레트 롤러 3 에 조립된 구조이다. 따라서, 승객 부하가 없는 하중 조건을 감안하면 팔레트의 자중은 팔레트 롤러 1,3 에 추가한다.

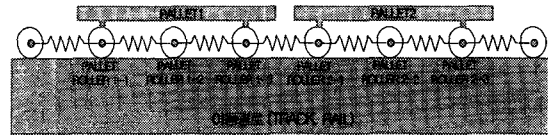


Fig. 4 Modeling of a pallets and pallet rollers

기구학적 구속조건은 회전 운동부 인 상부 터미널 기어는 회전조인트 (revolute joint)를 사용하고, 전체 팔레트 체인에 장력을 부여하는 장력 장치가 포함된 하부 터미널 기어는 회전-병진 조인트 (revolute-translation joint)로 구성한다. 구동 구속조건은 팔레트의 속도가 0.5m/s 가 유지되도록 상부 터미널 기어를 일정한 각속도가 1.30 rad/s 로 구동 회전시킨다. 이러한 조건에서의 자동보도 동역학 모델의 총 독립 자유도는 아래의 표와 같이 총 759 개이다.

Table 1 Degree of freedom of a moving walk system

Item	D.O.F	Remark
Frame & Rail	1EA * 3 D.O.F	3 Fixed
Chain	(84 Units * 3EA) * 3 D.O.F	756
Upper Terminal Gear	1EA * 3 D.O.F	3
Lower Terminal Gear	1EA * 3 D.O.F	3
Ground[Fixed]	1EA * -3 D.O.F	-3 Frame
Revolute Joint	1EA * -2D.O.F	-2
Rev-Tran Joint	1EA * -1D.O.F	-1
Drive	1EA * -1D.O.F	-1
D.O.F	759	

팔레트 롤러는 상부 터미널 기어, 하부 터미널 기어와 운동 궤적인 레일면을 따라 구름 접촉 및 충돌 현상을 일으키며 왕복운동을 반복한다. 구름 접촉과 충돌 현상은 자동보도의 승차감 해석에 있어서 중요한 역할을 한다.

이와 같은 기계계의 구름 접촉과 충돌현상을 해석하는 방법은 크게 불연속 접촉 해석법 (piecewise contact analysis)과 연속 접촉 해석법 (continuous contact analysis)으로 나눌 수 있다. 불연속 접촉 해석법은 시스템에서 접촉이 순간으로 일어난다고 가정하여 접촉 전과 접촉 후로 나누어 계산한다. 에너지의 전달은 반발 계수와 선운동량 보존 법칙을 이용하여 해석하게 된다. 이 해석법은 효율적이지만 접촉시간이 짧은 시스템인 경우에만 사용 가능하며 접촉시간이 시스템에 중요한 인자이거나 저속 접촉의 응용에는 부적합하다. 한편 연속 접촉 해석법은 접촉이 연속적으로 발생한다고 가정하여 접촉이 발생하는 동안 연속적으로 접촉 힘이 시스템에 작용하므로 접촉시간에 제한을 받지 않으며, 헤르쯔 접촉 이론(Hertzian contact theory)에 의한 접촉 및 충돌 모델이 가장 많이 사용되고 있다. (6)(7)(9)

본 연구에서는 팔레트 롤러가 이동 궤적인 레일, 구동력을 전달 받는 상부 터미널 기어와 운동의 방향을 변경하는 하부 터미널 기어에서 저속 접촉, 충돌현상을 일으키며 왕복 운동을 하므로 연속 접촉 모델을 적용한다.

팔레트 부의 팔레트 롤러와 레일, 상부 터미널 기어 구동과 하부 터미널 기어 구동 시 팔레트 롤러와의 구름 접촉 현상과 롤러의 수직 변형에 따른 마찰계수의 비선형 거동을 모델링하기 위해 다음과 같은 연속 접촉력 계산 모델을 사용하였다.

$$F_n = k_{nom} \left[1 \pm \left(\frac{1 - C_r^2}{1 + C_r^2} \right) \tanh \left(2.5 \frac{V_p}{V_\epsilon} \right) \right] \delta^{1.5}$$

$$F_f = \mu_{nom} \tanh \left(2.5 \frac{V_t}{V_\epsilon} \right) F_n$$

- F_n = normal contact force
- F_f = tangential contact force
- k_{nom} = nominal stiffness
- μ_{nom} = non-linear friction coefficient
- E = Young's modulus

- D = damping coefficient
- C_r = restitution coefficient
- V_p = normal velocity at the contact point
- V_t = tangential velocity at the contact point
- V_ϵ = transition velocity
- δ = normal penetration due to contact

3.2 시험조건 및 장치의 구성

동역학 해석 모델을 이용하면, 설계 과정에 필요한 입력 값 및 승객의 승차감 등에 대해서 다양한 구동조건을 적용하여 확인하는 것이 가능하다. 본 연구에서는 동역학 해석 모델의 해석 결과 중에 승객이 자동보도를 탑승했을 때의 감지할 수 있는 팔레트의 전,후 방향의 가속도를 시험 결과와 비교함으로써 해석 모델의 신뢰성을 검증한다.

승객이 탑승하는 팔레트의 전,후 방향의 가속도를 측정하기 위해서, Physical Measurement Technologies 사의 저주파용 3 축 가속도(Tri-Axle Accelerometer) EVA-625를 사용하였다. Fig. 5는 에스컬레이터의 가속도 측정 과정을 개략적으로 보여 주고 있다. 자동보도의 가속도 측정 과정도 Fig. 5와 동일한 방법을 적용한다. 가속도 계는 팔레트의 전후 진동을 측정하기 위해 팔레트 중앙에서 측정되며, 측정된 가속도 값은 가속도계 내부 메모리에 디지털 자료로 저장된다.

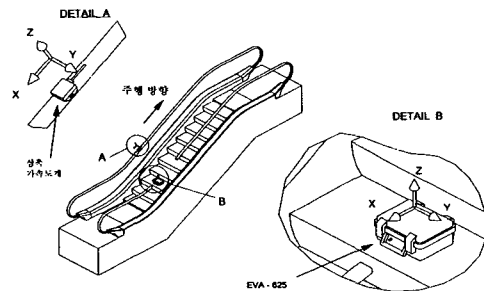


Fig. 5 Measurement of the acceleration

팔레트가 올라가는 방향으로 이동하도록 자동보도를 구동 시키고, 이때 발생하는 팔레트의 X,Y,Z 축의 가속도를 1/256 초 간격으로 데이터를 측정하였 7 다. 본 연구에서는 승객이 직접적으로 감지하는 전, 후 방향의 가속도를 가속도계의 자

료 획득(data acquisition)과 분석 도구(analysis tool)인 EVA500 을 이용하여 개인용 컴퓨터에 자료를 저장, 분석하였다. 특히 정상 상태 구간에서의 응답을 분석 대상으로 하여, 전,후 방향에 대한 가속도에 퓨리에 변환(FFT)을 수행하여 주파수 영역에서의 응답 특성을 확인한다.

3.3 동역학 해석모델의 검증

본 연구에서는 자동보도의 동역학 해석 모델의 신뢰성을 검증하기 위해, 승객이 탑승하지 않은 무부하 상태일 경우, 팔레트의 전,후 가속도에 대한 주파수 특성을 시험 결과와 비교한다. 본 연구의 목적은 승차감 평가 및 전,후 가속도의 저감을 위한 것이므로 승차감에 큰 영향을 미치는 저주파 영역의 가속도 성분만을 고려한다.

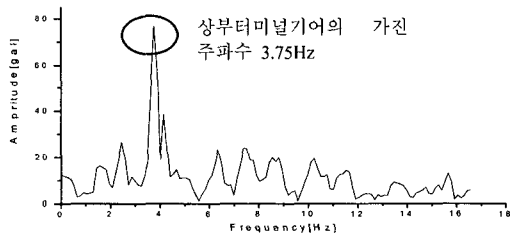


Fig. 6 Frequency analysis of acceleration (X direction : DADS)

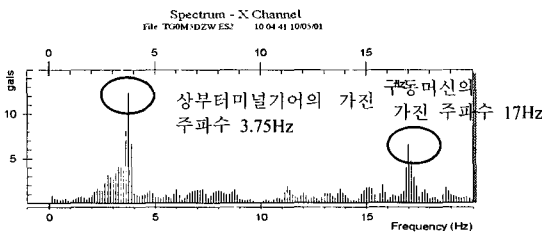


Fig. 7 Frequency analysis of acceleration (X direction : Measurement data)

Fig. 6 은 본 연구의 동역학 해석 모델에서 나온 팔레트의 전,후 가속도를 주파수 분석 한 것이며, Fig. 7 은 실제 자동보도에서 측정된 가속도에 대해 주파수 분석한 결과이다.

동역학 해석 모델은 자동보도의 팔레트 부분만 모델링 하였기 때문에 구동 머신에 의한 가진

주파수인 17Hz 영역의 가속도 성분이 제외되며, 나머지 실제 승차감에 많은 영향을 미치는 상부 터미널 기어의 회전으로 인한 가진 주파수인 3.75Hz 성분이 실제 측정 데이터와 유사한 경향을 보이고 있으므로 본 연구의 전산 동역학 해석 모델은 전,후 가속도 경향을 추정하기 위한 모델로 사용하여도 무방하다.

4. 실험계획법에 의한 주효과 분석

실제 기계계는 다양한 형태의 설계인자와 조건들이 존재하며, 이로 인해서 실험이나 해석을 수행한 후 얻어지는 특성 값에 대해서 영향을 미치고 있는 원인을 알아내기 힘들다. 실험 계획법은 실험에 대한 계획방법을 의미하는 것으로, 해결하고자 하는 문제에 대해 실험을 어떻게 행하고, 데이터를 어떻게 취하며, 어떠한 통계적 방법으로 데이터를 분석하면 최소의 실험횟수에서 최대의 정보를 얻을 수 있는가를 계획하는 방법이다. (10)

본 연구에서는 승객이 직접적으로 감지하는 전,후 방향에 대한 가속도 저감을 위해서 실험계획법 중에서 요인 배치법(factorial design)에 의한 2^3 요인 실험을 행하여 주효과(main effect) 인자와 교호(interaction)관계를 분석하였다.

4.1 평가특성치의 선정

자동보도를 탑승하는 승객들은 전,후 방향으로 발생하는 20Hz 이내의 낮은 주파수의 가속도를 감지하며, 특히 5Hz 이내의 영역은 아주 민감하게 감지한다. 본 연구에서는 자동보도의 상부 터미널 기어에 의한 맥동 주파수가 승객들이 가장 민감하게 감지하는 3.75Hz 이므로, 이를 특성치로써 선정하였다. 또한 20Hz 이내의 저주파 성분 중에서 3.75Hz 를 제외한 가속도 최대값 역시 승객들이 감지할 수 있으므로 3.75 Hz 와 함께 특성치로 선정하였다.

4.2 제어인자의 선정

자동보도의 전,후 가속도에 영향을 미치는 인자의 선정은 제품 설계 및 설치, 보수 현장에서의 조정성과 경험, 759 개의 많은 자유도로 인한 컴퓨터 시뮬레이션의 긴 해석시간 등을 고려하여 제어 인자의 수를 최소화하여 3 개를 선정하였으며, 컴

퓨터 시뮬레이션 특성 상 재현 실험은 고려하지 않았다.

선정된 제어 인자와 수준은 Table 2 와 같으며, 선정 배경은 다음과 같다. A 인자는 상부 터미널 기어의 치형을 U Type 과 S Type 의 2 수준의 선정 하였다. Sprocket 의 U Type 치형과 S Type 치형의 가장 큰 차이점은 치저면의 clearance 의 유무이며, 현재 자동보도에는 U Type 치형을 선정하여 사용하고 있다. (Fig. 8)

B 인자는 상부 단말 레일의 형상을 2R Type 과 1R Type 으로 선정하였으며, 상부 단말 레일의 형상에 따른 Pallet 의 주행 궤적이 전,후 가속도에 미치는 영향을 알기 위함이다.(Fig. 9)

C 인자는 하부 터미널 기어의 스프링 Setting 값을 2 개의 수준으로 선정하였으며, 설치 및 보수 현장에서의 장력 조절이 전,후 가속도에 미치는 효과를 분석하기 위함이다.

본 연구에서는 제어 인자 및 수준의 수가 작은 실험이므로, 2³ 완전 배치법에 따라 컴퓨터 시뮬레이션을 행하여, 주효과(main effect)와 교호(interaction) 분석 하였다.

Table 2 Control factors and levels

설 계 인 자 (control factor)	수 준 (level)	
	1	2
A 상부 터미널 기어의 치형	U Type	S Type
B 상부 단말 레일의 형상	2 R	1 R
C 하부 터미널 기어의 스프링 Setting(mm)	245	230

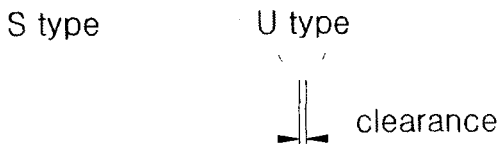


Fig. 8 Upper Terminal Gear (S type & U type)

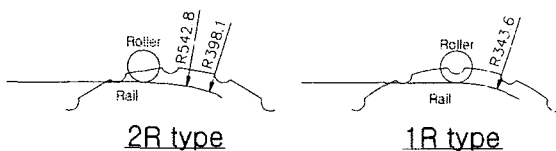


Fig. 9 Upper End rail (2R type & 1R type)

4.3 실험 및 분석

2³ 완전 배치법에 따라 본 연구에서 제안된 자동보도의 동력학 모델을 이용하여 전,후 방향의 가속도 주파수 분석 결과는 Table 3 과 같으며, 본 연구에서는 승객들이 가장 민감하게 감지하는 3.75Hz 영역과 20Hz 이하 영역 중 가장 큰 값을 이용하여 승차감을 평가한다.

Table 3 Result of Frequency analysis(3.75, Max)

No	TG Teeth	End Rail	Tension	FFT 3.75	FFT Max
1	U type	2r Type	250[20]	374.8	769
2	U type	2r Type	230[40]	93.71	872.4
3	U type	1r Type	250[20]	222.1	588.4
4	U type	1r Type	230[40]	37.76	677.33
5	S type	2r Type	250[20]	889.3	889.34
6	S type	2r Type	230[40]	195	349.76
7	S type	1r Type	250[20]	768.1	768.15
8	S type	1r Type	230[40]	57.18	344

본 연구에서는 Table 3 의 주파수 분석 결과의 주 효과와 교호관계를 분석하기 위해서 통계 분석 소프트웨어인 MINITAB 을 이용하였으며, 분석 방법은 실험계획법 중 요인 배치법 (factorial design)을 이용하였다.

3.75Hz 영역의 주파수 분석 결과 값을 요인 배치법에 의해 분석한 주효과를 표현한 Pareto 도는 Fig. 10 과 같다.

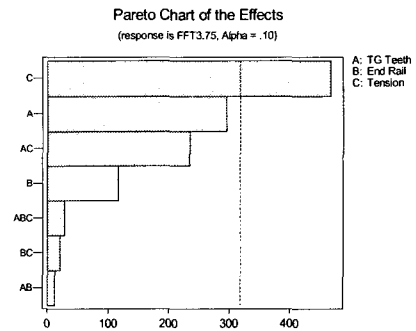


Fig. 10 Pareto chart (FFT 3.75)

Fig. 11 의 Pareto 도에 의해 3.75Hz 영역의 전,후 가속도에 가장 영향을 미치는 주효과는 상부 터미널 기어 치형의 형상이며, 상부 터미널 기어의 치

형 형상과 하부 터미널 기어의 장력 값의 교호 작용이 두번째 주효과임을 알 수 있다.

Fig.11 과 Fig.12 의 Main Effect Plot 와 Interaction Plot 는 각 설계 제어 인자의 수준에 대한 영향 효과와 인자 간의 교호 관계를 보여준다.

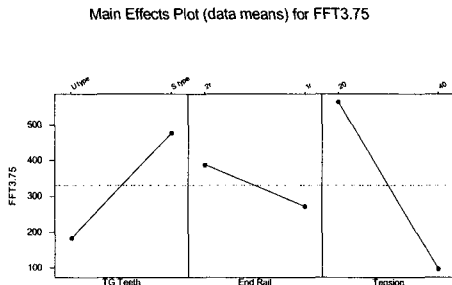


Fig. 11 Main effect plot (FFT 3.75)

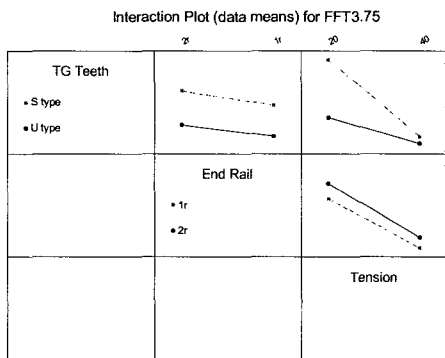


Fig. 12 Interaction plot (FFT 3.75)

Fig.11 의 주효과 분석표(main effect plot)는 각 제어 인자가 특성치에 미치는 영향을 나타낸다. Fig.11 에 의하면 상부 터미널 기어의 치형 형상이 기울기가 수준간의 기울기가 가장 심하므로 상부 터미널 기어의 가진 주파수 3.75Hz 에 대한 주효과임을 보여준다.

Fig.12 의 교호 분석표(interaction plot)는 각 제어 인자 사이의 교호 관계를 나타내는 것으로 각 제어 인자와 각 수준을 연결하는 직선이 서로 평행하면 교호 관계가 적은 것이고, 서로 직각에 가깝게 교차하면 교호 관계가 심함을 보여준다.

Fig.12 에 의하면 상부 터미널 기어의 치형 형상과 하부 터미널 기어의 장력 값이 가장 교호 작용이 심함을 보여준다.

Fig.13 은 각 제어 인자와 수준 사이에서 품질에 가장 좋은 인자를 쉽게 찾아 볼 수 있는 입체 분석도(cube plot)이다.

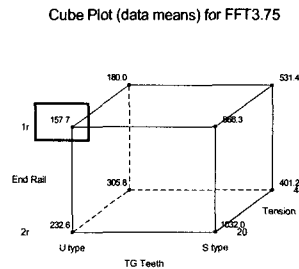


Fig. 13 Cube plot(FFT 3.75)

Fig.13 에 의하면, 상부 터미널 기어의 치형이 U Type, 단말 레일이 1R Type, 하부 터미널 기어의 스프링 압축량 20mm 일 때, 가속도 값이 가장 적음을 알 수 있다.

주파수 분석 결과에서 20Hz 이하 영역의 최대 값을 요인 배치법을 이용하여 분석한 주효과를 표현한 Pareto 도는 Fig.14 와 같다.

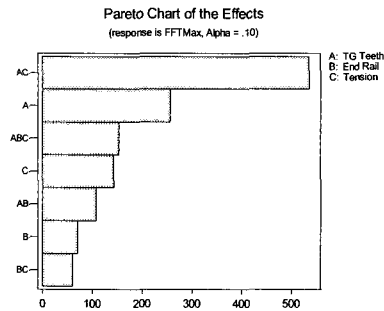


Fig. 14 Pareto chart (FFT Max)

Fig.14 의 Pareto 도에 의해 상부 터미널 기어의 치형 형식과 하부 터미널 기어의 장력 값의 교호 작용이 주효과로 작용하며, 상부 터미널 기어의 치형 형식이 두번째 주효과임을 알 수 있다.

Fig.15 와 Fig. 16 의 주효과 분석표(main effect

plot)와 교호 분석표(interaction plot)는 각 설계 제어 인자의 수준에 대한 영향 효과와 인자 간의 교호 관계를 보여준다.

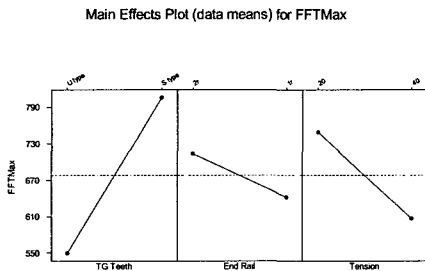


Fig. 15 Main effect plot (FFT Max)

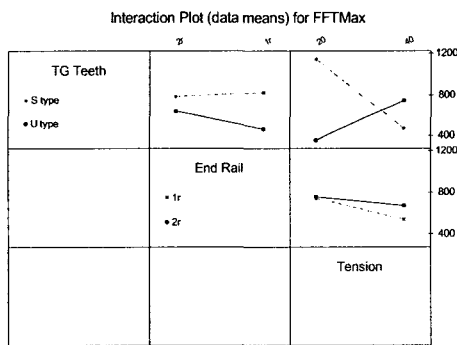


Fig. 16 Interaction plot (FFT Max)

Fig.15 에 의하면 세 개의 제어 인자 중 가장 기울기가 심한 상부 터미널 기어의 치형 형상이 가장 영향 효과가 큰 주효과 인자이다. Fig.15 의 각 인자의 수준 사이의 기울기 순서는 A 인자, C 인자, B 인자 순서이며, Fig.11 과 유사한 결과를 보인다.

Fig.16 의 교호 분석표(interaction plot)는 각 제어 인자 사이의 교호 관계를 나타낸다. Fig.16 에 의하면 상부 터미널 기어의 치형 형상과 하부 터미널 기어의 장력 값이 가장 교호 작용이 심함을 보여준다. Fig.16 과 Fig.12 을 비교하면 각 인자의 교호 작용 역시 비슷한 경향을 보여 준다.

Fig.17 은 각 제어 인자와 수준 사이에서 품질에 가장 좋은 인자를 쉽게 찾아 볼 수 있는 입체 분석표(cube plot) 이다.

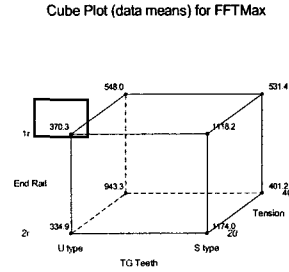


Fig. 17 Cube plot(FFT Max)

Fig.17 에 의하면, 상부 터미널 기어의 치형이 U Type, 단말 레일이 1R Type, 하부 터미널 기어의 스프링 압축량 20mm 일 때, 가속도 값이 가장 적음을 알 수 있다. Fig.17 과 Fig.14 를 비교하면, 가속도가 가장 작은 경우는 A 인자 U Type, B 인자 1R Type, C 인자 압축량 20mm 임을 알 수 있다.

5. 결론

본 논문에서는 자동보도의 개념 설계 및 설계 인자 변경 이전에 승객이 직접적으로 느끼는 팔레트의 전,후 가속도 등을 예측, 평가할 수 있는 동역학 해석 모델을 개발하였다.

자동보도의 동역학 모델은 실제 자동보도에서 측정된 전,후 가속도의 푸리에 변환에 의한 주파수 분석결과와 비교하여 승객들이 가장 민감하게 느끼는 저주파 영역에서의 진동 특성을 잘 나타내고 있음을 보였다.

이와 같이 구성된 자동보도의 동역학 모델에 실험 계획법을 적용하여 각 설계 제어인자의 주효과 요소를 선정하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1] 치형 선정에 있어서 U type 의 스프로켓(sprocket)을 적용하는 것이 S type 을 적용하는 것에 비해 승차감에 좋은 영향을 미치며, 상부 터미널 기어의 가진 주파수 영역과 최대 가속도를 감소시키는데 효과가 있다. 이와 같은 결과는 탄성체로 가정된 본 전산 동역학 해석 모델의 체인의

누적 변위로 인한 것으로 추정된다. 왜냐하면, U type 의 치형은 체인의 마모등에 의한 변위가 발생 되더라도 이를 보상할 수 있는 치저면의 클리어런스(clearance)가 있기 때문에 변위 발생에도 강건하다.

2] 상부 터미널 기어 부의 단말레일의 형상 설계에 있어서, 팔레트(pallet)의 운동궤적에 가까운 1R type 이 2R type 에 비해 무 부하에서의 승차감이 우수한 것으로 나타났다. 이는 상부 터미널 기어의 가진 성분을 감소하기 위한 기구학 캠형식으로 구성된 2R type 의 단말레일의 궤적이 체인의 탄성 효과를 고려한 운동에서는 정확하게 궤적을 따라 가지 못했기 때문이다. 다시 말해서, 팔레트가 상부 터미널 기어의 치면을 올라가는 운동을 할 때 2R type 의 단말 형상이 자연스러운 운동을 방해하기 때문이다. 하지만, 운동 궤적의 근사면으로 구성된 1R type 의 단말 레일의 경우 체인의 탄성 등이 고려되더라도 근사하게 운동궤적을 추종하기 때문에 상대적으로 가속도 성분이 작은 것으로 추정된다. 따라서, 1R type 의 단말 레일은 제작 비용이 작고, 조정이 용이하므로 향후 제품에는 1R type 의 단말 레일을 적용해야 한다고 본다.

3] 하부 장력 장치의 스프링의 조정 값의 선정은 압축량 20mm 가 압축량 40mm 에 비해 승차감이 우수함을 알 수 있다. 이와 같은 결과는 설치, 보수 현장에서의 승차감 미세 조정 작업 시 조정 기준인 압축량 20mm 를 초과하는 장력을 부여하였을 때, 승차감이 나빠지는 현상과 일치하는 결과이다.

이상과 같은 결론은 향후 속도가 빠른 40m/min 급 자동 보도의 설계 개발을 할 때, 자동 보도의 승차감을 향상시키는데 많은 도움이 될 것으로 사료된다.

참고문헌

1. DADS User's Manual, CADSI, Oakdale, Iowa, U.S.A.
2. Park, C. J., Kwon, Y. S., Park, T. W., " Dynamic Characteristics Analysis of an Escalator Using a Computer Model," Journal of the KSPE Vol. 16, No. 4, pp95~101,1999.
3. Park, C. J., Kwon, Y. S., Park, T. W., " A Study on the Ride Improvement of an Escalator Using Flexible

- Body Dynamics Model," Journal of the KSPE Vol. 17, No. 6, pp 135 ~ 142, 2000.
4. Greenwood D.T., Principles of Dynamics, Prentice-Hall Inc., Englewood Cliffs, New Jersey, 1965.
5. Goldsmith, W., Impact, the Theory and Physical Behaviour of Colliding Solids, Edward Arnold Ltd., 1960.
6. Lankarani, H. M. and Nikraves, P. E., "A Contact Force Model With Hysteresis Damping for Impact Analysis of Multibody Systems," ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 112, pp. 369-376, 1990
7. Nikraves, P. E. and Pourboghra, R., "Planar Contact Between Rigid Bodies," University of Iowa, Technical Report, No. 83-8, 1983
8. Nikraves, P. E., "Computer-Aided Analysis of Mechanical Systems", Prentice-Hall, 1988
9. Jun, K.J., " Multi-Point contact analysis of bodies on plane," M.S. Thesis of Pusan National University, 2002.
10. Park, S.H., Modern Design of Experiment, Minyoungsa, 2000.