

최 종  
연구보고서

소음/진동 저감을 통한 직립식 산란계사용  
최적 급이시스템 개발

Development of An Optimized Feeding System for  
Upright Layer Battery by Reducing of  
Noise/Vibration

연 구 기 관

충 남 대 학 교

농 립 수 산 식 품 부

# 제 출 문

농림수산식품부 장관 귀하

본 보고서를 “소음/진동 저감을 통한 직립식 산란계사육 최적 급이시스템 개발”  
과제의 최종보고서로 제출합니다.

2008 년 4 월 24 일

주관연구기관명 : 충남대학교  
총괄연구책임자 : 장 동 일  
협동연구책임자 : 장 홍 희  
연 구 원 : 이 승 주  
연 구 원 : 소 재 광  
연 구 원 : 전 상 훈  
연 구 원 : 김 봉 식  
연 구 원 : 박 정 식  
연 구 원 : 한 진 영  
연 구 원 : 이 윤 범  
연 구 원 : 윤 택 진  
연 구 원 : 이 은 철  
연 구 원 : 정 태 준

# 요 약 문

## I. 제 목

소음/진동 저감을 통한 직립식 산란계사용 최적 급이시스템 개발

## II. 연구개발의 목적 및 필요성

### 1. 연구개발의 목적

직립식 산란계사 내 기계시설(급이시스템, 환기장치, 계분시설, 집란장치)의 소음/진동 특성분석을 실시, 분석 자료를 근거로 하여 소음/진동 저감을 위한 최적설계의 필요성을 검증하고자 한다. 또한 사료이송장치 및 사료분배기의 소음/진동 저감을 위한 최적 설계를 실시하여 시작기를 설계/제작, 현장실증실험을 통한 최적설계의 효과분석을 실시하고자 한다.

### 2. 연구개발의 필요성

국민의 소득 증대로 인해 육류 및 계란의 소비량이 증가하였다. 이로 인해 산란계 농장의 규모가 기업화/대형화됨에 따라 기계화가 이루어졌다. 따라서 산란계사내의 강제환기장치, 자동 사료이송장치, 벨트식 계분시설, 자동 집란장치, 사료분배기 등 대부분의 시설이 기계화 또는 자동화되어 있다. 가축을 둘러싼 환경요인 중 소리요인은 다른 환경적 요인과 마찬가지로 가축의 생산능력에 직·간접적으로 크게 영향

을 미치는 것으로 나타났다. 특히 급이시스템으로 인해 계사내의 소음/진동이 증가하였고, 이로 인해 산란계의 산란율 및 이상란 발생율에 커다란 영향을 미치는 것으로 판단되었다. 또한 기계나 시설의 진동은 기계/시설의 고장과 부품 이상마모의 주요 원인이 되어 이의 수명과 내구연한을 감축시키는 요인으로 작용하여 간접적인 경제적 손실을 유발하고 있다. 따라서 산란계사내의 주요 소음/진동 발생원인 급이시스템을 최적설계 하여 새로운 최적화 급이시스템 개발이 필요로 하게 되었다.

### Ⅲ. 연구개발 내용 및 범위

본 연구의 개발 내용 및 범위는 다음과 같다.

#### 1. 문헌연구에 의한 소음/진동이 산란계의 생육에 미치는 영향

- ▷ 산란계의 생육에 소음/진동이 미치는 영향
  - 문헌조사를 통해 영향 수준 파악

#### 2. 직립식 산란계사 내 기계시설의 소음/진동 특성에 따른 생산성 분석

- ▷ 산란계사내의 소음/진동 발생현황 조사
  - 소음/진동 발생원 : 사료이송장치, 사료분배장치, 집란시스템, 환기장치, 계분처리 시설
  - 산란계사내 기계시설의 소음/진동 측정
- ▷ 기계시설의 소음/진동 특성과 산란계의 생산성 상관관계 구명
  - 평상시 및 기계장치 작동시의 소음/진동 특성 구명
  - 소음 및 진동의 수준이 산란계의 생산성에 미치는 영향 구명
  - 급이시스템의 소음/진동 최적설계 필요성 검증

- 생산성 분석을 통해 급이시스템의 소음/진동 최적설계 기준 설정

### 3. 사료이송장치의 시작기 개발

- ▷ 방진/제진 장치가 적용된 6단 호퍼식급이기의 개발
  - 방진/제진 기술 적용 방법 구명
  - 방진/제진 기술이 적용된 6단 호퍼식급이기(제1호 시작기)의 개발 및 성능분석
- ▷ 6단 호퍼식급이기의 진동 특성 분석 및 수학적 모델 개발
  - 사료이송장치의 진동모드 계측 및 분석  
(고유주파수, mass, damping coefficient, stiffness)
  - 사료이송장치의 진동발생량 계측 및 분석  
(진동발생량, 구동주파수)
  - 진동수비, 감쇠비, 전달율비 구명
  - 최적전달율비 구명
  - 진동의 수학적 모델 개발
- ▷ 기존 상용 호퍼식급이기와의 성능 비교 분석
  - 진동발생량 특성 분석을 통한 시작기 개발 타당성 분석 및 성능 분석

### 4. 사료분배장치의 진동발생 특성 분석

- ▷ 기존 사료분배장치의 진동발생량 특성 분석을 통한 시작기 개발 타당성 분석

### 5. 개발된 시작기의 현장 실증 실험 및 성능 분석

- ▷ 방진/제진 기술이 적용된 4단 호퍼식급이기(제2호 시작기)의 개발 및 성능분석
  - 방진/제진 기술이 적용된 4단 호퍼식급이기의 개발
  - 기존 급이기와의 성능 비교 분석

## 6. 최적화 급이시스템의 소음/진동 특성에 따른 산란계의 생산성 분석

▷ 현장 실증 실험을 통한 최적 급이시스템의 생산성 분석

# IV. 연구개발 결과 및 활용에 대한 계획 및 건의

## 1. 연구 개발 결과

가. 문헌연구에 의한 소음/진동이 산란계의 생육에 미치는 영향

닭은 성질이 급한 동물로서, 순간적인 소음/진동에 의해서도 쉽게 사망하는 예가 많다. 이러한 돌연 놀람에 의해 심박이 2배로 증가하고 압박이 높아지며, 사료의 섭취량이 감소하고 성적행동이 약해진다. 또한 케양성 장염이 잘 생기고 발육속도도 저하되며 혈장 글리코젠이 감소한다. 또한 장기간 소음/진동에 노출되면 혈반란, 연란의 생산, 산란율의 감소현상이 초래되기도 한다. 이상란의 생산뿐만 아니라 소음/진동에 의해 산란율의 감소가 초래된다.

나. 직립식 산란계사 내 기계시설의 소음/진동 특성에 따른 생산성 분석

산란계사내에서 소음/진동을 발생시키는 기계장치는 사료이송장치, 사료분배장치, 집란시스템, 환기장치 및 계분처리시설이다. 이러한 기계장치들의 작동시와 평상시 산란계사내의 소음/진동을 산란계사 13개소를 방문하여 계측하였다. 계측된 데이터를 spectrogram 분석(소음)과 FFT 분석(진동)을 실시하여 특성을 구명하였는데, 소음은 평상시 82 dB, 사료이송장치 90 dB, 사료분배장치 90 dB, 집란시스템 87 dB, 환기장치 88 dB, 계분처리시설 88 dB이었다. 또한 진동은 평상시 0.2072 cm/s, 사료이송장치 2.8560 cm/s, 사료분배장치 2.0222 cm/s, 집란시스템 0.1865 cm/s, 환기장치 최고 2.5364 cm/s, 계분처리시설 0.2387 cm/s를 나타냈다.

소음/진동이 산란계의 생산성에 미치는 영향에 대한 실험을 수행하고자 소음 3수준(70 dB, 80 dB, 90 dB)과 진동 3수준(0.3 cm/s, 1.0 cm/s, 2.5 cm/s)을 산란계사 기계장치

의 소음/진동 특성분석을 통하여 설정하였다. 생육실험을 수행한 결과 사료섭취량, 난중, 난각두께, 난각강도, 호우유니트 및 난황색에는 영향을 미치지 않았다. 하지만 산란율은 전체 시험기간 동안 진동(0.3 cm/s)에 이상에서는 영향을 받은 것으로 나타났다. 사료이송장치에서 발생된 진동이 산란계케이지로 전달되어 케이지에서 발생하는 진동수준이 0.3cm/s(3.0 g) 이하여야 하는 것으로 구명되었고, 이것이 케이지 발생 진동량 최적설계 기준치로 설정되었다.

다. 사료이송장치의 시작기 개발

1) 방진/제진장치가 적용된 6단 호퍼식급이기(제1호 시작기)의 개발

방진/제진 기술을 적용한 급이기 2차 시작기를 개발하였다. 적용한 방진/제진 기술은 하단롤러의 우레탄 코팅, 스프링장치와 방진고무 볼트를 체결하여 상단롤러의 접합부를 구성하였다. 또한 측면 보강재를 취약지점에 설치하였다. 그 결과 호퍼식급이기 진동발생량이 0.3254 g로 현저히 감소하였고, 호퍼식급이기의 전달율비가 최적전달율비 수준 이하로 감소하였다. 이는 호퍼식급이기로 인하여 산란계케이지로 전달된 진동 수준이 산란계 생산성에 영향을 주지 않는 수준(3.0 g)이었다.

2) 6단 호퍼식급이기의 진동 특성 분석 및 수학적 모델 개발

상용 사료이송장치(호퍼식급이기)에 구조적인 취약지점을 선정하여 충격해머(전달함수)로 가격, 일정지점으로 전달되는 진동(응답함수)을 가속도센서로 측정하는 방법(modal 분석)으로 진동모드를 사료이송장치 사료충전율별, 축별로 측정하였다. 측정된 진동모드 데이터를 분석프로그램(S/W)에 입력하여 고유주파수, mass(m), damping coefficient(c), stiffness(k)를 구명하였다. 상용 사료이송장치(호퍼식급이기)의 구조적인 취약지점에 가속도센서를 축(X축, Y축, Z축)별로 설치하여 사료이송장치 작동시에 발생하는 진동수준량을 측정하였다. 측정된 데이터를 FFT분석하여 사료이송장치의 구동주파수를 구명하였다. 구명된 고유주파수, 구동주파수, m, c 및 k를 이용하여 상용 호퍼식급이기의 진동수비, 감쇠비, 전달율비 및 수학적 모델을 구명하였다. 전달율비와 진동발생량을 분석한 결과 개발된 호퍼식급이기에서 발생된 진동이 산란계케이지로 전달되었을 때 산란계 생산성에 영향을 미치지 않는 수준 이상으로 구명되었다.

라. 사료분배장치의 진동발생 특성 분석

사료분배장치의 소음/진동 최적화를 위하여 진동발생량 측정을 실시하였다. 사료분

배장치 작동시 자체의 진동발생량 계측과 사료분배기 작동시 산란계 케이지에 전달되는 진동수준을 계측하였다. 계측결과 사료분배기에서 발생하는 진동수준과 산란계 케이지에 전달되어 케이지에서 발생된 진동수준이 산란계 생산성에 영향을 주지 않는 3.0 g 이하였다. 따라서 사료분배장치의 경우 산란계 생산성에 크게 영향을 미치지 않는 기계시설로 구명되어 방진/제진이 필요하지 않는 것으로 사료되었다.

#### 마. 개발된 시작기(제2호 시작기)의 현장 실증 실험 및 성능 분석

방진/제진 기술이 적용된 사료이송장치가 실제 산란계 농장에 설치하였을 때 산란계 생산성에 영향을 주는지를 파악하기 위하여 방진/제진 기술을 적용시켜 4단 호퍼식급이기를 개발하였다. 기존 4단 호퍼식급이기와 유사한 크기, 구조 및 재질로 개발하였다. 이 때 적용한 방진/제진 기술은 상단 구동 롤러의 우레탄 코팅, 상단 레일 가이드 접합부에 스프링장치와 방진고무 볼트 결합, 측면 보강재 설치였다. 실제 상용농장에 설치하여 진동모드와 진동발생량 측정을 통해 성능분석을 실시하였다. 분석결과 실제 산란계케이지에 진동을 발생시키는 Y축(호퍼식급이기에서 케이지와 접하는 방향)의 진동발생량이 기존 급이기에 비해 현저히 낮은 수준이었고, 전달율비 또한 낮은 수준이었다.

#### 바. 최적화 급이시스템의 소음/진동 특성에 따른 산란계의 생산성 분석

개발한 4단 호퍼식급이기를 실제 산란계 농장에 설치하였을 때 산란계의 생산성에 미치는 영향 수준을 구명하고자 산란계 생산성 실험을 실시하였다. 실험구(제2호 시작기)와 대조구(기존 급이기)에 동일한 조건으로 실험을 실시한 결과, 실험구와 대조구의 산란계 생산성에 큰 차이가 없는 것으로 나타났다. 이는 기존 호퍼식급이기(대조구)의 소음/진동 발생수준이 선행연구(농촌진흥청, 2007)의 소음/진동 발생량 조사에서 나타난 수준에 크게 못 미치는 낮은 수준이었기 때문이라고 사료된다.



## 2. 활용에 대한 계획 및 건의

가. 본 연구과제개발에 의한 기대효과

- 직립식 산란계사 내 기계시설의 소음/진동에 대한 분석의 기초 마련
- 축산시설의 소음/진동 분석법에 대한 기초 마련
- 소음/진동이 산란계의 생산성에 미치는 영향 수준 파악
- 직립식 산란계사 내 기계시설의 소음/진동에 대한 수학적 모델 개발
- 축산시설의 저소음/저진동 최적설계개발의 기초 마련

나. 연구개발결과의 활용에 대한 계획

- 진동 최적화 급이시스템에 관한 기술특허 출원
- 급이시스템 제진/방진 기술의 적용에 대한 기술특허
- 다른 축산시설물에 대한 제진/방진 기술 적용

다. 연구개발결과의 활용을 위한 건의

- 적극적인 산업재산권 보호를 위한 정부의 노력
- 산업화를 위한 추가 연구

# SUMMARY

## I. Title

Development of An Optimized Feeding System for Upright Layer Battery by Reducing of Noise/Vibration

## II. Objectives and Necessity of Research

### 1. Objectives of Research

a) To analyze the characteristics of noise/vibration of mechanized facilities(feeding system, ventilation system, belt conveyor for layer dropping, egg collecting system) of upright layer battery,

b) To verify the necessity of optimum design for reducing noise/vibration by the results of analysis,

c) To design and manufacture a prototype feed supplying system and a prototype feed distribution system by optimum design technique,

d) To evaluate the effect of the optimum design for those systems by the field tests.

### 2. Necessity of Research

Chicken and egg consumption has been gradually increased by the rise of consumers income. This has led industrialized and large-size layer farms.

Consequently, most mechanized facilities such as ventilation system, automatic feed supply system, belt conveyor of layer dropping, automatic egg collecting system, feed distribution system, were mechanized and automatized.

It was proven that noise/vibration could affect the productivity of livestock directly and indirectly as well as the other environmental factors of animal housing. Specially, noise/vibration has been increased by the feed supplying system in laying hen house. And it was found that such noise/vibration affected the laying ratio and ratio of abnormal eggs seriously.

In addition, vibrations of machinery and facilities has been a major cause of failure, abnormal wear, reducing life of their parts and, eventually, induces economic losses indirectly. Therefore, the optimum design on feed supplying system, which was a major source of noise/vibration in laying hen house, and development of an optimized feed supplying were needed.

### **III. The Content and Range of Research**

The content and range of this research are as follows.

#### **1. Preceding study on the effects of noise/vibration on rearing of laying hen**

- ▷ Effects of noise/vibration on rearing of laying hen
  - Study of the effects by reference search

## **2. Analysis of laying hen productivity by noise/vibration characteristic of mechanized facilities in laying hen house**

- ▷ Investigation of sources and quantities of noise/vibration of laying hen house
  - Sources of noise/vibration : Feed supplying system, Feed distribution system, Egg collecting system, Ventilation system, Layer dropping handling system
  - Measurement of noise/vibration of mechanized facilities of laying hen house
- ▷ Investigation on the correlation between noise/vibration characteristic of mechanized facilities and productivity of laying hen
  - Study of the characteristics of noise/vibration for with and without operation of mechanized facilities
  - Study of the effects of noise/vibration levels on the productivity of laying hen
  - Verification of necessity of optimum design for reducing noise/vibration of feed supplying system
  - Establishment of optimum design criteria of feed supplying system with noise/vibration levels by productivity analysis

## **3. Development of a prototype feed supplying system**

- ▷ Development of the first prototype feeder that is hopper type feeder having six tiers and applied for vibration reducing/isolating technologies
  - Investigation on the application of vibration reducing/isolating technologies
  - Development of the first prototype feeder(6 tier hopper typer feeder) that is hopper type feeder having six tiers and applied for vibration reducing/isolating technologies, and its performance test
- ▷ Analysis of vibration characteristics and development of mathematical models of the first feed supplying system
  - Measurement and analysis of vibration modes of feed supplying system

(natural frequency, mass, damping coefficient, stiffness)

- Measurement and analysis of vibration magnitude of feed supplying system (vibration magnitude, driving frequency)
- Investigation of frequency ratio, damping ratio, transmissibility
- Investigation of optimum transmissibility
- Development of mathematical model of vibration

#### **4. Characteristics analysis of vibration generation of feed distribution system**

- ▷ Evaluation and verification of the prototype feed distribution system development through the characteristics analysis of vibration generation of the commercial feeder

#### **5. Field performance test of the second prototype feed supplying system and analysis of its performance**

- ▷ Development of the second prototype feeder and analysis of its performance
  - Development of the second prototype feeder(4th tier) that is hopper type feeder having six tiers and applied for vibration reducing/isolating technologies
  - Analysis of performance between the commercial feed supplying system and the second prototype feed supplying system.

#### **6. Correlation analysis between productivity of laying hen and the characteristics of noise/vibration of feed supplying system**

▷ Productivity analysis of laying hen by field performance test

## IV. Results of Study, and Plans and Recommendation for Practical Application

### 1. Results of the study

#### A. Preceding study on the effects of noise/vibration on rearing of laying hen

Chickens are nature of hot temper and there is a case that they might be died by a sudden noise/vibration. These kinds of sudden starts will double the pulse rate and increases blood pressure, and decrease the feed intake and sexual activities. And by these, ulcerative colitis may cause, growth rate may be lowered, glycogen in blood will be decreased. Moreover, if chicken are exposed to noise/vibration for a long term, blood-spotted eggs and soft eggs are produced, and laying rate might be decreased. In other words, abnormal eggs as well as laying rate may be caused.

#### B. Analysis of laying hen productivity by noise/vibration characteristic of mechanized facilities in laying hen house

The mechanized facilities in the laying hen house are feed supply system, feed distribution system, ventilation system, belt conveyer for layer dropping, and egg

collecting system of upright layer battery. Thirteen layer houses were selected all over the country, and the noise/vibrations were measured, that were generated with and without operation of such mechanized facilities in the laying hen house. the measured data were analyzed by the spectrogram for noise and the FFT analysis for vibration. The results of noise analysis showed that noise level were 82dB for normal condition, 90 dB by feed supply system, 90 dB by feed distribution system, 88 dB by ventilation system, 88 dB by belt conveyor for layer dropping, and 87 dB by egg collecting system; results of vibrations, 0.2072 cm/s for normal condition, 2.8560 cm/s by feed supply system, 2.0222 cm/s by feed distribution system, 2.5364 cm/s by ventilation system, 0.2387 cm/s by belt conveyor for layer dropping, and 0.0.1865 cm/s by egg collecting system.

#### C. Development of a prototype feed supplying system

- 1) Development of the first prototype feeder that is hopper type feeder having six tiers and applied for vibration reducing/isolating technologies

The first prototype feed supply system(6 tier hopper type feeder) was constructed. For the first one, structure of the rollers at the top of the feed supplying system was modified with spring devices and vibration-proof rubber bolts, and the bottom rollers were urethane-coated, to reduce and remove vibration. And some side reinforcing materials were attached to weak points of structure. As the results, the magnitude of vibration was reduced to 0.3254 g significantly and transmissibility was reduced to the less level of optimum transmissibility. The vibration transmitted by hopper type feeder to cages of layer was the level(3.0 g) of not affecting the productivity of layer.

## 2) Analysis of vibration characteristics and development of mathematical models of the first feed supplying system

Several structural weak points of commercial feed supplying system(hopper type feeder) were selected and impacts were applied by an impulse hammer to obtain transfer functions, and vibrations generated by impact were measured by acceleration sensors. Then vibration modes were obtained by modal analysis of those measured response functions. Vibration modes were analyzed for feed supplying system by axis and feed filling ratio. Then measured vibration mode data were supplied to analysis program(S/W) and natural frequency, mass(m), damping coefficient(c), and stiffness(k) were evaluated. Vibration magnitudes were measured for operation of feed supplying system by the acceleration sensors attached on axes of X, Y, Z of structural weak points of commercial feed supplying system(hopper type feeder). Measured data were analyzed by FFT analysis and driving frequencies were determined. Using the evaluated natural frequency, driving frequency, mass(m), damping coefficient(c), and stiffness(k), the frequency ratio, damping ratio, transmissibility, and mathematical models were determined. The analyzed results of transmissibility and vibration magnitude showed that, when the vibrations generated by hopper type feeder was transmitted to cages of layer, they were more than the level of affecting productivity of laying hen.

### D. Characteristics analysis of vibration generation of feed distribution system

In order to optimize the magnitude of noise/vibration of feed distribution system, its magnitude was measured. When the feed distribution system was operated, the magnitude of vibration generated by itself was measured and the magnitude of vibration transmitted to cages of layer was measured. Measurement results showed that those magnitudes were lower than 3.0 g



which was the level of not affecting productivity of layer. Therefore, it was found that the feed distribution system was not affecting the productivity of layer and it would not need vibration reducing/isolating technologies.

E. Field performance test of the second prototype feed supplying system(4 tier hopper typer feeder) and analysis of its performance

In order to investigate the effect on the productivity of laying hen, when the feed supplying system applied vibration reducing/isolating technologies was installed at real laying hen farm, a prototype of four tier hopper type feeder was developed as the third prototype. It was constructed with similar structure, size and materials to the commercial one. The applied technologies were such as urethane-coated roller, spring devices and vibration-proof rubber bolts, and side reinforcing materials attachment. Vibration analysis results showed that vibration magnitude of Y axis that generating vibration on cages of layer actually was significantly lower than the one of the commercial, and also the value of transmissibility was lower than that of the former.

F. Correlation analysis between productivity of laying hen and the characteristics of noise/vibration of feed supplying system

In order to investigate the effect of the third prototype feeder(4 tier hopper type feeder) on the productivity of laying hen, rearing experiments of layer were conducted at layer farm. The test plot having the third prototype feeder and the control plot having conventional feeder were operated with same conditions. Test results showed there was no significant differences of productivity of layer between two test plots. This result was induced from the fact that the levels of noise/vibration of control plot was much lower than that of the one investigated

in the first year of study.

## 2. Plans and Recommendations for Practical Application

### A. Expected effects by this study results

- Preparation of basis for the analysis of noise/vibration of mechanized facilities of the upright layer battery
- Preparation of basis for the analysis of noise/vibration of livestock facilities
- Understanding of the effects of noise/vibration on the productivity of laying hen
- Development of mathematical models of noise/vibration of mechanized facilities of the upright layer battery
- Preparation of basis for optimum design technologies for reducing noise/vibration of livestock facilities

### B. Plans of practical application of study results

- Patent application for vibration optimized feed supplying system
- Patent application for the technology developed for reducing/isolating of vibration generated by the feed supplying system
- Application of the technology developed for reducing/isolating of vibration for other livestock facilities

### C. Recommendations for the practical application of study results

- Positive efforts of government for protecting the industrial property right
- Additional research projects for industrialization

# CONTENTS

<b>Chapter 1. Summary of research and development</b> .....	24
Section 1. Necessity of research and development .....	24
Section 2. Objectives of research and development .....	26
Section 3. Contents of research and development .....	27
<b>Chapter 2. Current status of technical development in nation and foreign countries</b> .....	30
<b>Chapter 3. Contents and results of research and development achievement</b> .....	31
Section 1. Preceding study on the effects of noise/vibration on rearing of laying hen .....	31
Section 2. Analysis of laying hen productivity by noise/vibration characteristic of mechanized facilities in laying hen house .....	32
1. Investigation of sources and quantities of noise/vibration of laying hen house .....	32
2. Investigation on the correlation between noise/vibration characteristic of mechanized facilities and productivity of laying hen .....	35

Section 3. Development of a prototype feed supplying system .....	39
1. The commercial 6 tier hopper type feeder .....	39
2. Development of the first prototype feeder that is hopper type feeder having six tiers and applied for vibration reducing/isolating technologies .....	40
3. Analysis of vibration characteristics and development of mathematical models of the first feed supplying system .....	44
4. Comparison of the generated vibration levels and mathematical models between the commercial feeder and the first prototype .....	61
Section 4. Characteristics analysis of vibration generation of feed distribution system .....	63
Section 5. Field performance test of the second prototype feed supplying system and analysis of its performance .....	67
Section 6. Correlation analysis between productivity of laying hen and the characteristics of noise/vibration of feed supplying system .....	74
<b>Chapter 4. Achievement of objectives and contribution to associated area .....</b>	<b>81</b>
Section 1. Achievement of objectives of research and development .....	81
Section 2. Contribution to associated area .....	82
<b>Chapter 5. Plan of application of research and development results .....</b>	<b>83</b>

Chapter 6. Collected foreign science and technology information during research and development .....	84
Chapter 7. References .....	85

# 목 차

<b>제 1 장 연구개발과제의 개요</b> .....	24
제1절 연구개발의 필요성 .....	24
제2절 연구개발의 목적 .....	26
제3절 연구개발의 범위 .....	27
<b>제 2 장 국내외 기술개발 현황</b> .....	30
<b>제 3 장 연구개발수행 내용 및 결과</b> .....	31
제1절 문헌연구에 의한 소음/진동이 산란계의 생육에 미치는 영향 .....	31
제2절 직립식 산란계사 내 기계시설의 소음/진동 특성에 따른 생산성 분석 ....	32
1. 직립식 산란계사 내 기계시설의 소음/진동 발생현황 조사 .....	32
2. 기계시설의 소음/진동 특성과 산란계 생산성의 상관관계 구명 .....	35
제3절 사료이송장치의 시작기 개발 .....	39
1. 기존 상용 6단 호퍼식급이기 .....	39
2. 방진/제진 장치가 적용된 6단 호퍼식급이기의 시작기 개발 .....	40
3. 6단 호퍼식급이기의 진동 특성 분석 및 수학적 모델 개발 .....	44
4. 상용 호퍼식급이기와 개발된 제1호 시작기의 진동발생량 및 수학적 모델 비교 .....	61
제4절 사료분배장치의 진동발생 특성 분석 .....	63

제5절 개발된 시작기의 현장 실증 실험 및 성능분석 .....	67
제6절 최적화 급이시스템의 소음/진동 특성에 따른 산란계의 생산성 분석 .....	74
<b>제 4 장 목표달성도 및 관련분야에의 기여도 .....</b>	<b>81</b>
제1절 연구개발목표의 달성도 .....	81
제2절 관련분야의 기술발전예의 기여도 .....	82
<b>제 5 장 연구개발결과의 활용계획 .....</b>	<b>83</b>
<b>제 6 장 연구개발과정에서 수집한 해외과학기술정보 .....</b>	<b>84</b>
<b>제 7 장 참고문헌 .....</b>	<b>85</b>



## 제 1 장 연구개발과제의 개요

### 제 1 절 연구개발의 필요성

#### 1. 개발 기술의 개요

최근의 경제적인 발전으로 인한 식생활의 변화에 따라 국민 1인당 육류소비량이 꾸준히 증가하고 있다. 계란의 경우 1991년에 1인당 소비량이 178개 이었던 것이 2002년에는 203개로 지속적으로 그 소비량이 증가하였음을 알 수 있다. 계란 소비량의 증가에 따라 국내 산란계 사육수수도 꾸준히 증가하고 있다. 하지만 표 1-2에서 보는 바와 같이 산란계 전체 사육 농가수는 점차적으로 줄어가고 있고, 30,000수 이상을 사육하는 농가수는 전체 산란계 사육농가수에서 차지하는 비율이 점차적으로 증가하고 있다. 또한 30,000수 이상을 사육하는 농가에서 사육하는 산란계의 사육수가 전체 산란계 사육수수에서 차지하는 비율이 크게 증가하였다. 이를 통해 우리나라의 산란계 사육규모가 전업 내지는 기업규모로 성장해 있다는 것을 알 수 있다. 산란계사의 규모가 전업화·기업화·대형화됨에 따라 산란계사내의 강제환기장치, 자동 사료이송장치, 벨트식 계분시설, 자동 집란장치, 사료분배기 등 대부분의 시설이 기계화 또는 자동화되어 있다. 가축을 둘러싼 환경요인 중 소리요인은 다른 환경적 요인과 마찬가지로 가축의 생산능력에 직·간접적으로 크게 영향을 미친다. 외국 문헌 중에서 Ackor와 Cunningham(1991)은 간헐적 소음이 가축의 생산성을 저해시킬 수 있다고 보고하였고, 또한 가축이 과도한 소음과 진동에 노출되면 심장 박동수와 호흡수의 변화, 호르몬 분비가 많아져 생산성이 저하된다고 알려져 있다(B.L.Welch.et, 1970). 또한 국내 연구 중에서 이희무 등(2003)은 80 dB의 소음에서 11.2%의 산란율 감소가 나타났고, 100 dB에서는 30.6%의 산란율 감소를 나타내어 외부소음이 산란율에 상당히 영향을 미침을 나타내었고, 이대수 등의 농촌진흥청 연구보고서(2004)는 무소음구와 75dbB, 100dB의 외부소음 실험구를 이용하여 산란율을 실험한 결과 무소음구 대비 각각 1.1%, 6.4%로 감소하여 소음의 크기에 따라 산란율이 저하되는 결과를 보였다. 본 연구팀의 산란계 농장의 소음/진동 실태 조사 결과에 의하면 자동화 시설 및 기계장치에서 급이시스템(사료분배장치 + 사료이송장치)이 다른 시스템보다 작동시에 소음/진동을 높게 발생하

는 것으로 나타났다. 산란계사의 기업화·대형화에 따라 계사내의 기계시설이 자동화가 많이 이루어졌는데, 기계시설로 인하여 계사내의 소음/진동이 증가하였다. 특히 급이시스템으로 인해 계사내의 소음/진동이 증가하였고, 이로 인해 산란계의 산란율 및 이상란 발생율에 커다란 영향을 미치는 것으로 판단되었다. 그리고 기계나 시설의 진동은 기계/시설의 고장과 부품 이상마모의 주요 원인이 되어 이의 수명과 내구연한을 감축시키는 요인으로 작용하여 간접적인 경제적 손실을 유발하고 있다. 따라서 산란계사내의 주요 소음/진동 발생원인 급이시스템을 최적설계 하여 새로운 최적화 급이시스템 개발이 필요로 하게 되었다.

## 2. 기술개발의 효과

### 가. 기술적 측면의 기대효과

- 1) 직립식 산란계사 내 기계시설의 소음/진동에 대한 분석의 기초를 마련할 수 있다.
- 2) 축산시설의 소음/진동 분석법에 대한 기초를 마련할 수 있다.
- 3) 소음/진동이 산란계의 생산성에 미치는 영향에 대한 수준을 파악할 수 있다.
- 4) 직립식 산란계사 내 기계시설의 소음/진동에 대한 수학적 모델을 개발할 수 있다.
- 5) 축산시설의 저소음/저진동 최적설계개발의 기초를 마련할 수 있다.

### 나. 경제·산업적 측면의 기대효과

- 1) 산란계 생산성 향상에 기여할 수 있다.
- 2) 우수한 계란의 생산으로 국제경쟁력 증가시킬 수 있다.
- 3) 기계시설의 고장율 저감과 내용수명의 향상으로 경제성 향상에 기여할 수 있다.
- 4) 산란계사 뿐 만 아니라 다른 양계 시설 및 축산시설의 최적 설계에 응용할 수 있다.

## 제 2 절 연구개발의 목적

직립식 산란계사 내 기계시설(급이시스템, 환기장치, 계분시설, 집란장치)의 소음/진동 특성분석을 실시하여 분석 자료를 근거로 하여 소음/진동 저감을 위한 최적설계의 필요성을 검증하고자 한다. 또한 사료이송장치 및 사료분배기의 소음/진동 저감을 위한 최적 설계를 실시하여 시작기를 설계/제작, 현장실증실험을 통한 최적설계의 효과 분석을 실시하고자 한다. 이를 통하여 산란계의 생산성 향상 및 양질의 계란 생산에 크게 기여하고자 하며, 이를 위한 최종연구목표는 다음과 같다.

### 1. 최종목표

소음/진동의 저감을 통하여  
직립식 산란계사의 생산성을 향상시킬 수 있는 급이시스템 개발

### 제 3 절 연구개발의 범위

#### 1. 연구개발의 목표와 내용

구분	연구개발목표	연구개발내용 및 범위
1차 년도 (2006년)	<b>주관연구과제 : 산란계사 급이시스템의 소음/진동 특성 분석과 최적설계</b> 1) 기초연구  2) 직립식 산란계사 내 기계시설의 소음/진동 특성 분석 및 수학적 모델 개발  3) 직립식 산란계사 급이시스템의 소음/진동 저감을 위한 최적 설계  4) 급이시스템의 시작기 제작(I)	<ul style="list-style-type: none"> <li>- 관련자료의 수집 및 분석</li> <li>- 소음/진동 계측 및 분석에 관련된 자료의 수집과 분석</li> <li>- 기계시설의 소음/진동 계측</li> <li>- 기계시설의 소음/진동 특성 분석</li> <li>- 기계시설의 수학적 모델 개발</li> <li>- 개발된 수학적 모델을 적용하여 급이시스템 최적 설계</li> <li>- 최적설계에 따른 기계요소의 CAD 설계 및 시뮬레이션을 이용한 기구학적 분석</li> <li>- 사료이송장치의 시작기 제작</li> </ul>
	<b>협동연구과제 : 직립식 산란계사 내의 소음/진동에 따른 산란계 생산성 분석</b> 1) 기초연구  2) 직립식 산란계사 내 기계시설의 소음/진동 특성에 따른 생산성 분석  3) 생산성 분석을 통한 급이시스템의 최적설계 필요성 검증과 최적설계의 효과 분석	<ul style="list-style-type: none"> <li>- 관련자료의 수집 및 분석</li> <li>- 직립식 산란계사 내 기계시설의 소음/진동 발생현황 조사</li> <li>- 기계시설의 소음/진동 특성과 산란계 생산성의 상관관계 구명</li> <li>- 산란수량통계방법 개발</li> <li>- 자료수집, 성능해석</li> <li>- 급이시스템의 소음/진동 최적설계 필요성 검증</li> <li>- 최적설계의 효과 분석</li> </ul>

구분	연구개발목표	연구개발 내용 및 범위
2차년도 (2005년)	<b>주관연구과제 : 산란계사 급이시스템의 소음/진동 특성 분석과 최적설계</b> 1) 급이시스템의 시작기 제작(II) 2) 시작기의 소음/진동 최적화 검증 연구 3) 시작기의 성능분석(실증시험) 및 보완	- 사료분배장치의 시작기 제작 - 개발된 각 장치의 설계 미케니즘을 기구학적 분석을 통해 안정성 및 성능분석 - 개발된 각 장치의 현장실증 실험 및 소음/진동 계측 - 개발된 급이시스템의 최적설계 조건 충족 여부 분석 - 개발된 급이시스템의 수정 및 보완
	<b>협동연구과제 : 직립식 산란계사 내의 소음/진동에 따른 산란계 생산성 분석</b> 1) 시작기의 성능분석 2) 최적화 급이시스템의 소음/진동 발생 특성에 따른 산란계의 생산성 분석	- 시작기의 산란계사내 적용 시험 - 시작기의 산란계 생산성 향상 결과를 구명

## 2. 개발내용 및 개발범위

### 가. 주관연구과제 : 산란계사 급이시스템의 소음/진동 특성 분석과 최적설계

#### ▷ 기초연구

- 관련자료의 수집 및 분석

#### ▷ 직립식 산란계사 내 기계시설의 소음/진동 특성 분석 및 수학적 모델 개발

- 소음/진동 계측 및 분석에 관련된 자료의 수집과 분석
- 기계시설의 소음/진동 계측
- 기계시설의 소음/진동 특성 분석

- 기계시설의 수학적 모델 개발
- ▷ 급이시스템의 시작기 제작
- ▷ 시작기의 소음/진동 최적화 검증 연구
  - 개발된 시작기의 설계 미캐니즘을 기구학적 분석을 통해 안정성 및 성능 분석
  - 개발된 각 장치의 현장실증 실험 및 소음/진동 계측
- ▷ 시작기의 성능분석(실증시험) 및 보완
  - 개발된 급이시스템의 최적설계 조건 충족 여부 분석
  - 개발된 급이시스템의 수정 및 보완

**나. 협동연구과제 : 직립식 산란계사 내의 소음/진동에 따른 산란계 생산성 분석**

- ▷ 직립식 산란계사 내 기계시설의 소음/진동 특성에 따른 생산성 분석
  - 직립식 산란계사내 기계시설의 소음/진동 발생 현황 조사
  - 기계시설의 소음/진동 특성과 산란계 생산성의 상관관계 구명
- ▷ 생산성 분석을 통한 급이시스템의 최적설계 필요성 검증과 최적설계의 효과 분석
  - 급이시스템의 소음/진동 최적설계 필요성 검증
  - 최적설계 효과 분석
- ▷ 시작기의 성능분석
  - 시작기의 산란계사내 적용 실험
- ▷ 최적화 급이시스템의 소음/진동 발생 특성에 따른 산란계의 생산성 분석
  - 시작기의 산란계 생산성 향상 결과 구명

## 제 2 장 국내외 기술개발 현황

노동력의 문제로 산란계사내의 기계시설이 자동화되기까지는 다수의 연구가 있었으나, 이로 인해 산란계 기계시설에서 발생하는 내부 소음/진동이 산란계의 산란율 등의 생산성 및 생육상태에 미치는 영향을 분석한 연구 결과는 찾아보기가 어렵다.

국내외에서 소음/진동이 산란계의 생산성 및 생육상태에 미치는 영향에 대한 연구는 계사 외부에서 발생된 소음(건설 소음, 항공기 소음 등)이 계사 내부에 전해졌을 때 계란의 품질, 산란율, 산란계의 내부 호르몬 변화(스트레스 발생 여부 판단) 등에 미치는 영향에 대한 연구로 한정되어 있다(농촌진흥청 축산연구소, 2004; 은희준, 1998; 이종길 등, 2003; 환경부, 2001; Acker, D. M. and chunningham, 1991).

또한 산란계사내의 소음/진동원에 대한 분석을 통해 산란계의 소음/진동 최적생육 조건을 찾아내어 기계시설의 소음/진동 최적화 방진/제진 기술을 적용한 연구 결과는 찾아보기 어려운 실정이다.

기계시설의 소음/진동의 수준 측정 방법과 초기화 방법(ASTM D 3580-95; ASTM E 328-02; ISO 5347; KS B 0714; KS B 5517; KS D 0076 등)들은 이미 표준화가 되어 있었고, 이를 응용하여 소음/진동에 대한 측정을 실시하였다. 또한 방진/제진을 위한 기존 소재들이 많이 상품화되어 있는데, 이러한 소재들을 산란계사내 기계시설에 적용시킨 사례들은 찾아보기가 어렵다.

## 제 3 장 연구개발수행 내용 및 결과

### 제 1 절 문헌연구에 의한 소음/진동이 산란계의 생육에 미치는 영향

일반적으로 닭은 소나 돼지 등 다른 가축보다 소음·진동에 내성이 강한 것으로 알려져 있고 적응력도 강해 육추기부터 단련되면 큰 피해는 없는 것으로 알려져 있다. 그리고 양계의 경우에도 90 dB 이상의 소음에 노출되면 처음 2~3분간은 다소 긴장하거나 놀라는 경향이 있으며, 진정된 후에는 정상적인 상태로 돌아간다. 닭은 성질이 급하고 쉽게 놀라며 적은 상처에도 쉽게 사망하는 예가 많다. 순간적으로 놀라면 심박이 2배로 증가하고 심하면 장파열 등으로 폐사하는 경우가 있다(예 : 교통사고시 충격에 의한 육계 수송 중 전량 폐사 등). 또한 장기간 소음·진동에 노출되면 혈반란, 연란의 생산, 산란율의 감소현상이 초래되기도 한다. 닭이 무엇인가에 들연 놀라면 그 닭의 내부에 불안상태가 발생하여 심리적 스트레스가 생긴다. 이러한 들연 놀람에 의해 심박이 2배로 증가하고 압박이 높아지며, 사료의 섭취량이 감소하고 성적행동이 약해진다. 또한 궤양성 장염이 잘 생기고 발육속도도 저하되며 혈장글리코젠이 감소한다.

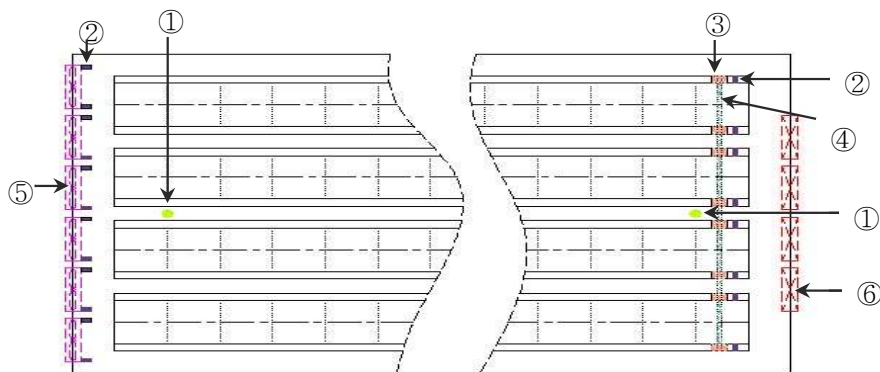
Ackor와 Cunningham(1991)은 간헐적 소음이 가축의 생산성을 저해시킬 수 있다고 보고하였고, 또한 가축이 과도한 소음과 진동에 노출되면 심장 박동수와 호흡수의 변화, 호르몬 분비가 많아져 생산성이 저하된다고 알려져 있다(B.L.Welch.et, 1970). 또한 국내 연구 중에서 이희무 등(2003)은 80 dB의 소음에서 11.2%의 산란율 감소가 나타났고, 100 dB에서는 30.6%의 산란율 감소를 나타내어 외부소음이 산란율에 상당히 영향을 미침을 구명하였으며, 이대수 등(2004)은 무소음구와 75 dB, 100 dB의 외부소음 실험군을 이용하여 산란율을 실험한 결과 무소음구 대비 각각 1.1%, 6.4%로 감소하여 소음의 크기에 따라 산란율이 저하되는 결과를 보였다.



## 제 2 절 직립식 산란계사 내 기계시설의 소음/진동 특성에 따른 생산성 분석

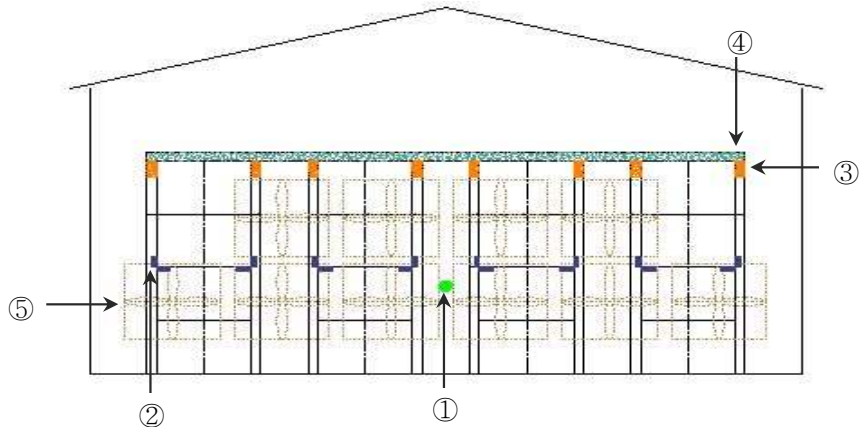
### 1. 직립식 산란계사 내 기계시설의 소음/진동 발생현황 조사

산란계 사육농장의 전업화 대형화로 인해 산란계사의 기계화가 대부분 이루어졌다. 특히 산란계사내의 급이시스템(사료이송장치 + 사료분배장치), 환기장치, 계분처리시설 및 집란시스템의 경우 전부 기계화가 이루어져 있는 실정이다. 선행연구(농촌진흥청, 2007)를 통하여, 상기한 산란계사 내의 기계 장치 및 시설들이 발생시키는 소음/진동 수준을 계측하였다. 전국 13개소의 산란계농장을 산란계사내 소음/진동 발생량 조사 농장으로 선정, 방문하여 현장에서 산란계사내의 조사대상 발생원에 대하여 소음/진동 발생 수준을 계측하였다. 조사 대상 농장은 모두 무창계사였으며, 갈색레그혼종을 고단 직립식 산란계케이지를 사용하여 사육하는 농장이었다. 그림 2-1과 그림 2-2는 소음/진동 발생원 계측 위치에 대한 개략도이다.



여기서, ① 소음 측정 시스템 ② 진동 측정 시스템 ③ 사료이송장치 ④ 사료분배장치  
⑤ 환기장치 ⑥ 공기 흡입구

Fig. 2-1 산란계사내의 소음/측정 개략도(평면도).



여기서, ① 소음 측정시스템 ② 진동 측정 시스템 ③ 사료이송장치 ④ 사료분배장치  
⑤ 환기장치

Fig. 2-2 산란계사내의 소음/측정 개략도(정면도).

상기한 그림에서 보는 바와 같이 환기장치의 소음측정은 환기장치만 계사 후면에 설치되어 있는 관계로 실제 산란계가 있는 지점인 케이지 후면 2 m에서 측정하였고, 평상시 및 나머지 장치의 소음 측정은 케이지 전면 2 m 지점과 후면 2 m 지점에서 측정하였다. 또한 환기장치 진동 측정의 경우 환기장치 케이스의 우상단과 좌하단에서 환기장치 작동시 자체 진동을 측정하여 계사 후면의 벽면에 미치는 영향을 계측하였다. 소음/진동 측정 및 음원 획득에 사용한 장비는 다음과 같다.

- ① 소음계 : RION NL-20 (RION Co. Ltd., 일본)
- ② 현장 녹음 및 녹화 : Panasonic PV400 (Matsushita Inc., 일본)
- ③ B&K 소음/진동측정기
  - Logger : Dual Microphone Supply with LEMO Socket 5935L (B&K Inc., 덴마크, 2 channel)
  - Accelerometer : General Purpose-Type 752A12 (B&K Inc., 덴마크)
- ④ 오실로스코프 : Tektronix TDX5052B (Tektronix Inc., 미국, 2 channel)
- ⑤ Portable Calibrators - Type 4294 (B&K Inc., 덴마크)

소음의 경우 소음계(NL-20)에서 출력되는 AC값을 오실로스코프로 입력시켜 계측된 Vrms 값을 NL-20의 calibration 식으로 환산하는 spectrogram 분석을 통하여 dB 값을 구하였다. 또한 진동의 경우 B&K 소음/진동측정기에서 측정된 AC값을 오실로스코프로 입력시켜 계측된 Vrms 값을 calibration 식으로 환산하여 g(g=9.81m/s<sup>2</sup>) 값과 cm/s 값을 구하였다. 또한 FFT(Fast Fourior Transform) 분석을 실시하여 주파수 대역별 진폭을 분석하였고, 기계장치별 주요 구동주파수를 구명하였다. 산란계사 내 기계장치별 소음/진동 발생 수준은 정리하면 표 2-1과 같다.

Table 2-1 산란계사 내 기계장치 작동시 산란계 케이지의 소음/진동 발생 수준

기계장치 및 시설	소음(dB)	진동(cm/s)
평상시	82	0.2072
사료이송장치	90	2.8560
사료분배장치	90	2.0222
집란시스템	87	0.1865
환기장치	88	2.5364
계분처리시설	88	0.2387

상기한 바와 같이 산란계사 내에서 발생하는 소음 및 진동이 주로 사료이송장치, 사료분배장치 및 환기장치에서 발생하는 것으로 분석되었다. 하지만 환기장치에서 발생하는 진동의 경우 산란계 케이지에 직접적으로 영향을 미치지 않는 구조로 되어 있다. 따라서 급이시스템(사료이송장치(호퍼식급이기) + 사료분배장치)에서 발생하는 진동이 산란계케이지에 크게 작용되는 것으로 분석되었고, 소음의 경우도 급이시스템 작동시에 발생된 소음이 현저히 높은 것으로 나타났다.

분석 결과를 근거로 하여 소음/진동이 산란계의 생산성에 미치는 영향 평가실험을 위한 소음/진동의 발생 기준치를 설정하는데, 소음의 경우 70 dB, 80 dB 및 90 dB의 3 수준으로 설정하였고, 진동의 경우 0.3 cm/s(31.1 Hz), 1.0 cm/s(8.8 Hz) 및 2.5 cm/s(1.7

Hz)의 3수준으로 설정하였다(농촌진흥청, 2007).

## 2. 기계시설의 소음/진동 특성과 산란계 생산성의 상관관계 구명

기계시설에서 발생되어 케이지에 전달된 소음/진동 특성과 산란계 생산성간의 상관관계 구명하기 위하여 산란계 생육실험을 선행연구(농촌진흥청, 2007)에서 실시하였다. 1개의 대조군과 9개의 실험군(소음 3개군 × 진동 3개군)을 구성하여 1개군 당 갈색 레그혼종(Hi-Line Brown) 산란계 6수를 임의로 배치하여 실험을 실시하였다. 3반복 실험을 실시하였으며, 일회 당 30일 동안 실험을 실시하였다. 실험 실시 10일 전에 임의로 산란계의 재배치하였으며 10일간의 안정화 기간을 두어 산란계의 이동과 종전 실험으로 인한 생산성의 여파를 감소시켰다. 실험에 사용한 총 산란계수는 162수였다. 소음 재생 장치와 진동 발생 장치(가진기)는 산란계사의 기계장치 작동 스케줄에 근거하여 5시 30분, 7시 30분, 9시 30분, 11시 30분, 13시 30분, 15시 30분 및 17시 30분에 작동을 시작하여 10분간 동일하게 작동하였다. 산란계사내의 소음/진동 데이터 계측시에 디지털 캠코더를 이용하여 녹음한 소음을 컴퓨터를 이용, 스피커를 통해 실험계사내에 발생시켜 주는 소음 발생 장치를 구성하였다. 이 때 자동으로 가진기 및 소음 발생 장치를 작동시키기 위하여 LabWindow/CVI 6.5를 이용한 프로그램을 개발, 이용하였다. 그림 2-3은 산란계 생육실험의 개략도이다.

대조군과 실험군 9군의 사육조건을 동일하게 유지하였고, 이때 사용한 사료는 CP16%, ME 2,700 kcal/kg 수준으로 모든 처리구에 급이하였다. 표 2-2는 사용한 사료의 성분명 및 성분량이다.

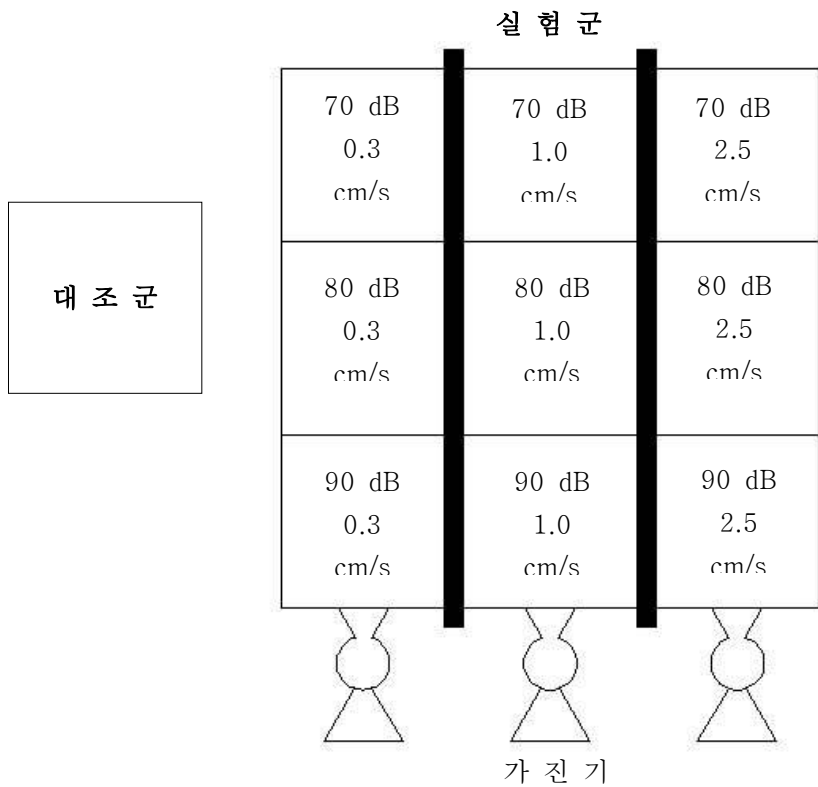


Fig. 2-3 산란계 생육실험시설의 개략도

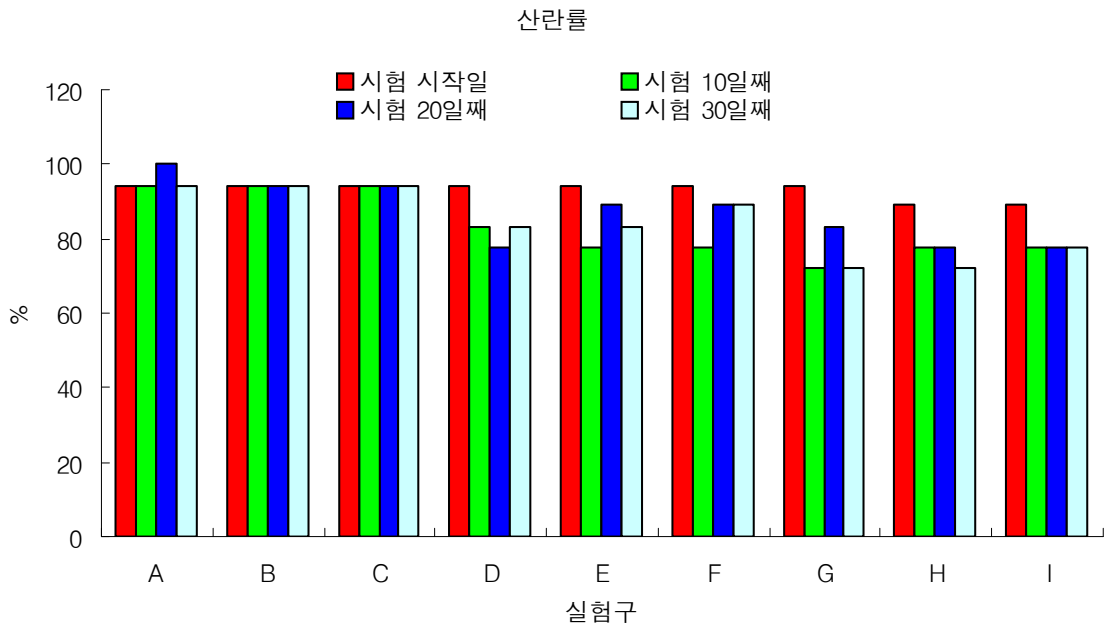
Table 2-2 산란계 생산성 영향 평가 실험에 사용한 사료의 성분명 및 성분량

성분명	성분량
조단백질 (%)	16.0
조지방 (%)	2.3
조섬유 (%)	7.0
조회분 (%)	20.0
칼슘 (%)	3.3
인 (%)	0.5
메치오닌+시스틴 (%)	0.6
대사에너지 (kcal/kg)	2,700

산란계사내에서 기계장치에 의해 발생하는 소음/진동이 산란계의 생산성에 미치는 영향을 분석하고자 산란계의 생산성 분석을 실시하였다. 30일간의 실험기간 동안 사료섭취량, 산란율, 난각 두께, 난각 강도, 난중, 호우유닛(HU, Haugh Unit) 및 난황색 측정을 실시하였다. 사료섭취량과 산란율 측정의 경우 10일 간격으로 오전 10시에 측정을 실시하였고, 계란품질(난각 두께, 난각 강도, 난중, HU 및 난황색)의 경우 10일 간격으로 오전 10시에 계란을 수집하여 측정하였다. 난각 두께는 난각두께측정기(Digital indicator, Japan)를, 난각 강도는 난각강도계(FHK, Japan)를 이용하여 측정하였다. 또한 난중, HU 및 난황색은 QCM+TSS(England)를 이용하여 측정하였다.

측정한 데이터를 통계분석을 실시하였는데 SAS package(1999)의 GLM procedure를 이용하였고, 처리구간의 평균차이에 대한 검정은 Duncan's multiple range test를 이용하여 실시하였다.

시험기간 동안 소음과 진동이 사료섭취량, 난중, 난각 두께, 난각 강도 및 난황색에는 영향을 미치지 않았다( $p>0.05$ ). 그러나 호우유닛(Haugh Unit)은 시험 20일째와 30일째에는 소음과 진동에 영향을 받지 않는 것으로 나타났으나( $p>0.05$ ), 시험 10일째에 소음 강도가 높았을 경우가 소음 강도가 낮은 경우에 비하여 큰 것으로 나타났다( $p<0.01$ ). 또한 산란율은 시험기간 동안 소음의 영향을 받지 않았으나( $p>0.05$ ) 진동에는 영향을 받는 것으로 나타났다( $p<0.01$ ). 즉, 진동 속도가 0.3 cm/s인 처리구의 산란율(92.6~96.3%)이 진동 속도가 1.0 cm/s와 2.5 cm/s인 처리구의 산란율(74.1~85.2%)보다 현저히 높았다( $p<0.01$ ). 그 결과는 그림 2-4와 같다.



A : 0.3 cm/s + 70 dB,    B : 0.3 cm/s + 80 dB,    C : 0.3 cm/s + 90 dB  
 D : 1.0 cm/s + 70 dB,    E : 1.0 cm/s + 80 dB,    F : 1.0 cm/s + 90 dB  
 G : 2.5 cm/s + 70 dB,    H : 2.5 cm/s + 80 dB,    I : 2.5 cm/s + 90 dB

Fig. 2-4 산란계 생육실험 동안의 실험군별 산란율

그림 2-4에서 보는 바와 같이 소음은 산란계 생산성에 거의 영향을 미치지 않는 것으로 나타났고, 진동의 경우 0.3 cm/s 처리구의 생산성이 다른 진동 처리구에 비해 거의 높은 수준의 생산성을 나타낸 것을 감안해 볼 때 사료이송장치 및 사료분배기 작동시에 산란계 케이지에 발생하는 진동수준을 0.3 cm/s(3.0 g) 이하로 설계하는 것이 바람직할 것으로 구명되었다(농촌진흥청, 2007).

## 제 3 절 사료이송장치의 시작기 개발

### 1. 기존 상용 6단 호퍼식급이기

선행연구에서 실시한 산란계사내의 소음/진동이 산란계의 생산성에 미치는 영향 평가 실험의 결과, 소음에 산란계가 빠르게 적응하여 소음으로 인해 발생하는 산란계의 생산성 변화는 거의 없는 것으로 구명되었다. 그러나 진동의 경우, 특히 급이시스템(호퍼식급이기+사료분배장치)에서 발생한 진동이 산란계 케이지에 전달되어, 산란계 케이지에서 발생한 진동이 산란계의 생산성에 영향을 크게 미치는 것으로 구명되었다. 따라서 본 연구에서는 산란계케이지에 직접적인 진동 영향을 미치는 것으로 구명된 기계장치 중 하나인 실제 산란계 농장(예산농장, 충남 예산 오가면 소재)의 상용 6단 호퍼식급이기(제조회사 : 살멧, 독일)와 유사한 호퍼식급이기에 방진/제진 장치를 적용한 호퍼식급이기를 설계·제작하여 본 연구개발팀의 참여기업인 (주)에그텍에 설치하였다. 조류독감과 산란계 농장에서의 산란계 사육으로 인해 실제 산란계사내 상용 호퍼식급이기에 제진/방진 기술을 적용한 시작기 설치가 어려운 실정이었다. 또한 연구의 효율성을 고려하여 유사한 구조, 크기(W 1,750 mm × D 920 mm × H 3,560 mm) 및 재질을 사용하는 호퍼식급이기를 개발하였다. 그림 3-1은 실제 산란계 농장(예산농장)에 설치된 상용 6단 호퍼식급이기의 사진이다.





Fig. 3-1 상용 호퍼식급이기의 사진.

## 2. 방진/제진 장치가 적용된 6단 호퍼식급이기의 시작기 개발

선행연구(농촌진흥청, 2007)에서 실시한 소음/진동이 산란계 생산성에 미치는 영향에 대한 실험에서 케이지에 발생된 소음은 산란계 생산성에 영향을 거의 미치지 않는 것으로 구명되었다. 반면 케이지에서 발생되는 진동의 경우 0.3 cm/s(3.0 g,  $g=9.81 \text{ m/s}^2$ ) 이하일 경우에만 산란계 생산성에 영향을 거의 미치지 않는 것으로 구명되었다(최적설계 기준치). 따라서 급이시스템에서 발생된 진동이 산란계 케이지로 전달되어 산란계 케이지에 발생시키는 진동이 0.3 cm/s 이하 수준이어야 하는 것으로 판단되었다.

이에 실제 산란계 농장 상용 6단 호퍼식급이기의 진동발생량 분석과 진동모드 분석을 통해 호퍼식 급이기에서 발생된 진동(진동발생량 : 4.8523 g, 구동주파수 : 520 Hz)이 산란계 케이지의 접촉 부분인 상단 롤러에 의해 산란계 케이지에 어느 수준으로 진동을 전달하는지(진동 전달율비 : 110~511%)를 구명하였다. 이는 급이기에서 발생된 진동이 최대 산란계 케이지에 전달되어 발생할 수 있는 케이지 진동발생량이 최대 24.8 g임을 나타내는 것이다(농촌진흥청, 2007).

따라서 상용 호퍼식급이기의 진동발생량 분석과 진동모드 분석시에 실시한 진동 취약점 시뮬레이션의 결과에 의해 취약지점을 파악하였다(농촌진흥청, 2007; 그림 3-2). 파악

된 취약지점에 다음과 같이 방진/제진 장치를 적용시킨 6단 호퍼식급이기(제1호 시작기)를 개발하였다. 방진/제진 장치의 적용 방안은 다음과 같았다.

- 1) 취약지점별로 보조강판(보강재)을 설치하여 급이기 측면의 뒤틀림으로 인해 발생하는 진동을 방진/제진함
- 2) 스프링장치와 방진고무 볼트를 이용하여 직립식 케이지에 직접적인 진동을 전달하는 부분인 급이기 상단부의 구조변경을 실시함
- 3) 급이기 하단부 구동 롤러에 강도 90 kgf/cm<sup>2</sup>의 우레탄 코팅을 실시하여 케이지 하단 레일과 호퍼식급이기 사이에 발생하는 진동을 저감시키고자 함

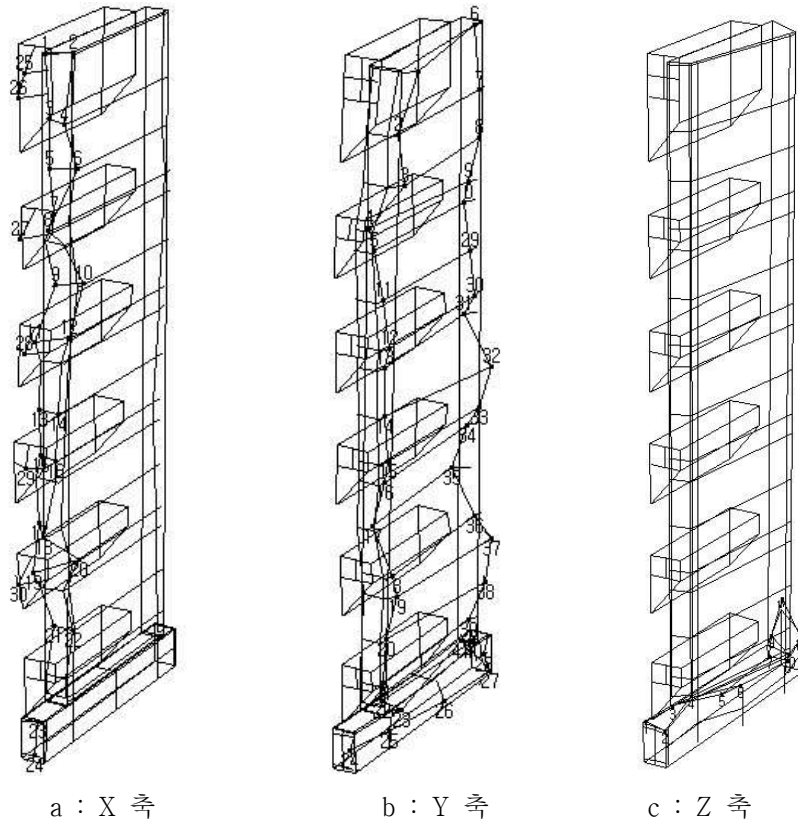


Fig. 3-2 진동 취약지점 시뮬레이션 결과.

그림 3-3과 그림 3-4는 보조강판과 방진/제진 장치가 적용된 6단 호퍼식급이기(제1호 시작기)이며, 그림 3-5는 급이기 상단부의 방진/제진을 위해 설치한 스프링장치 및 방진볼트의 결합 개략도이다. 또한 그림 3-6은 방진/제진을 위해 사용한 우레탄 코팅 하단롤러, 스프링장치 및 방진볼트의 모습이다.



Fig. 3-3 방진/제진 기술이 적용된 제1호 시작기(6단) 전경.



Fig. 3-4 방진/제진 기술이 적용된 제1호 시작기(6단).

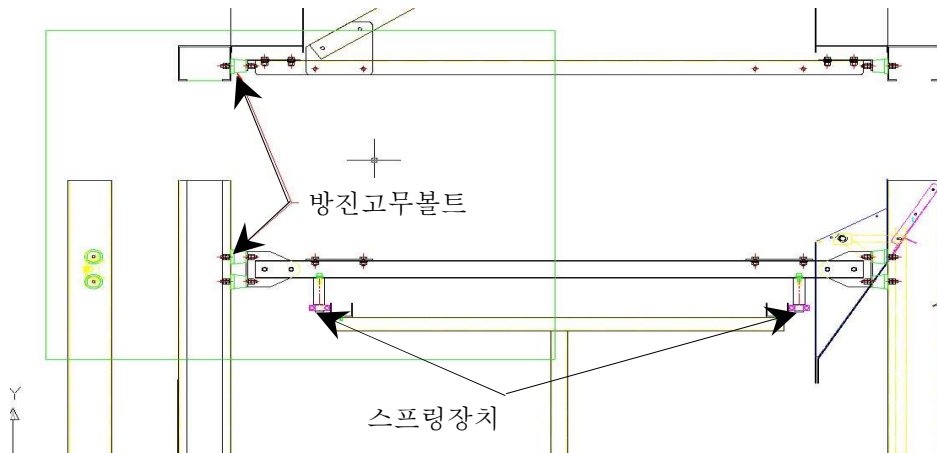
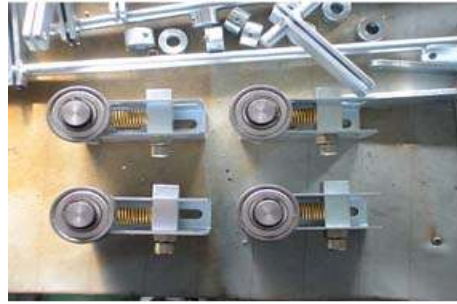


Fig. 3-5 제1호 시작기의 스프링 장치와 방진고무 볼트 결합도.



(a) 우레탄 코팅 하단 롤러



(b) 스프링장치



(c) 방진고무볼트

Fig. 3-6 제1호 시작기의 방진/제진 장치.

### 3. 6단 호퍼식급이기의 진동 특성 분석 및 수학적 모델 개발

방진/제진 장치가 적용된 6단 호퍼식급이기(제1호 시작기)의 진동 특성 분석을 위하여 진동발생량 분석과 진동모드 분석을 실시하였다. 이를 통하여 급이기에서 발생된 진동이 산란계 케이지로 전달되어 발생시키는 진동의 수준이 최적설계 기준치(3.0 g 이하) 이하인지를 구명하였다. 실제 산란계사내에 설치한 상용 6단 호퍼식급이기에서 실시한 진동발생량 분석과 진동발생량 분석 방법(농촌진흥청, 2007)을 활용하여 제1호 시작기의 진동 특성 분석을 실시하였다. 진동발생량 분석을 통하여 제1호 시작기 자체의 진동발생 수준과 구동주파수를 구명할 수 있었고, 진동모드 분석을 통하여 제1호 시작기의 고유주파수를 구명할 수 있었으며 급이기에서 발생된 진동이 산란계 케이지

에 전달되는 전달율을 구명할 수 있었다. 이 결과를 통해 제1호 시작기에서 발생될 수 있는 공진주파수를 구명할 수 있었고, 제1호 시작기의 진동 수학적 모델을 구명할 수 있었다.

#### 가. 6단 호퍼식급이기의 진동모드 분석

방진/제진 장치가 적용된 6단 호퍼식급이기의 수학적 모델 개발을 위하여 진동모드 분석을 실시하였는데, modal 분석법을 사용하였다. modal 분석법은 기계시설의 일정지점마다 충격해머로 가격(전달함수)하여 진동을 발생시키고, 가격시 발생된 진동이 일정 지점에 고정되어 있는 가속도계에 전달된 수치를 상호 분석하여 기계시설이 가지고 있는 고유주파수(natural frequency) 및 mass(m), damping coefficient(c), stiffness(k)를 구명해내는 방법이다. 진동모드 계측을 위하여 사용한 장비는 그림 3-7에서 보는 바와 같이 FFT Analyzer ZonicBook/618E 8채널(Somat Inc., 영국), Impulse Force Hammer 9724A2000(Kistler Inc., 미국) 및 접촉식 가속도센서 8776A50(Kistler Inc., 미국) 1개를 사용하였다.

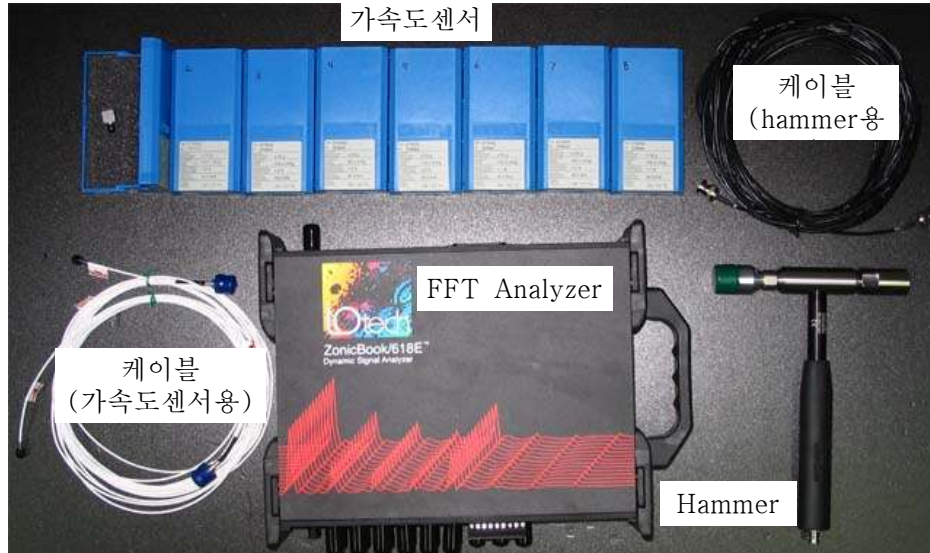


Fig. 3-7 진동 계측 장비.

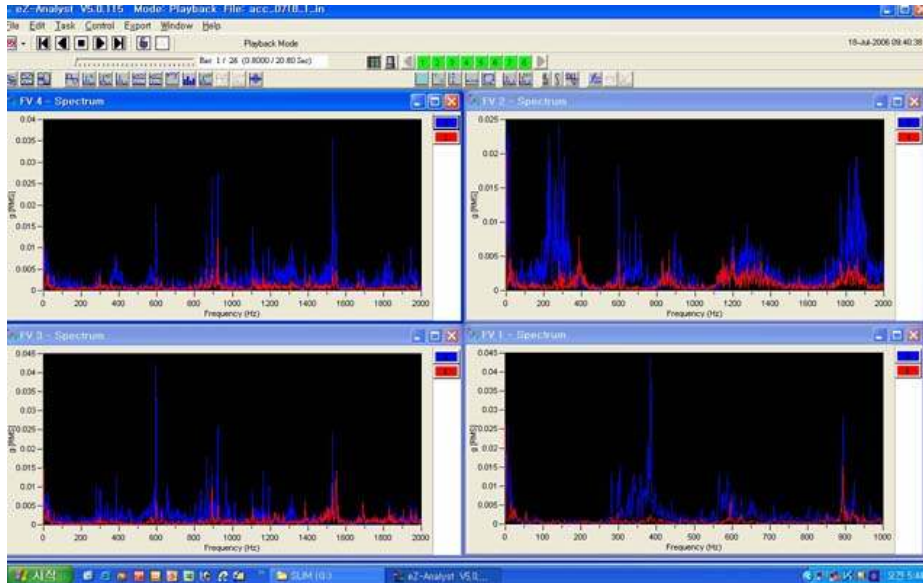


Fig. 3-8 FFT Analyzer ZonicBook의 제어프로그램.

그림 3-8은 FFT Analyzer ZonicBook의 제어프로그램 메인화면이며, 그림 3-9는 호퍼식급이기의 개략도이다. 그림 2-9에서 보는 바와 같이 진동모드 계측을 위하여 호퍼식급이기의 축(X축, Y축, Z축)별로 일정 위치에 가격 위치를 선정(호퍼식급이기의 구조적인 취약지점으로 선정, 표 3-1), 가격 위치를 Impulse Force Hammer(충격해머)로 가격하여 전달함수를 발생시켰다. 가격 지점에서 발생된 진동을 일정 지점(X축 : 15번 지점, Y축 : 15번 지점, Z축 : 5번 지점)에 설치한 가속도센서에서 응답하는 진동(응답함수)을 계측하였다. 이때의 X축은 호퍼식급이기의 구동방향, Y축은 산란계케이지 방향, Z축은 급이기의 상하방향을 기하학적 형상에 따라 설정하였다. 또한 호퍼식급이기의 사료충진율이 0%, 50% 및 100%일 때 진동모드를 측정하였으며, 각 가격지점별로 3회 가격하여 전달함수와 응답함수를 계측하였다.

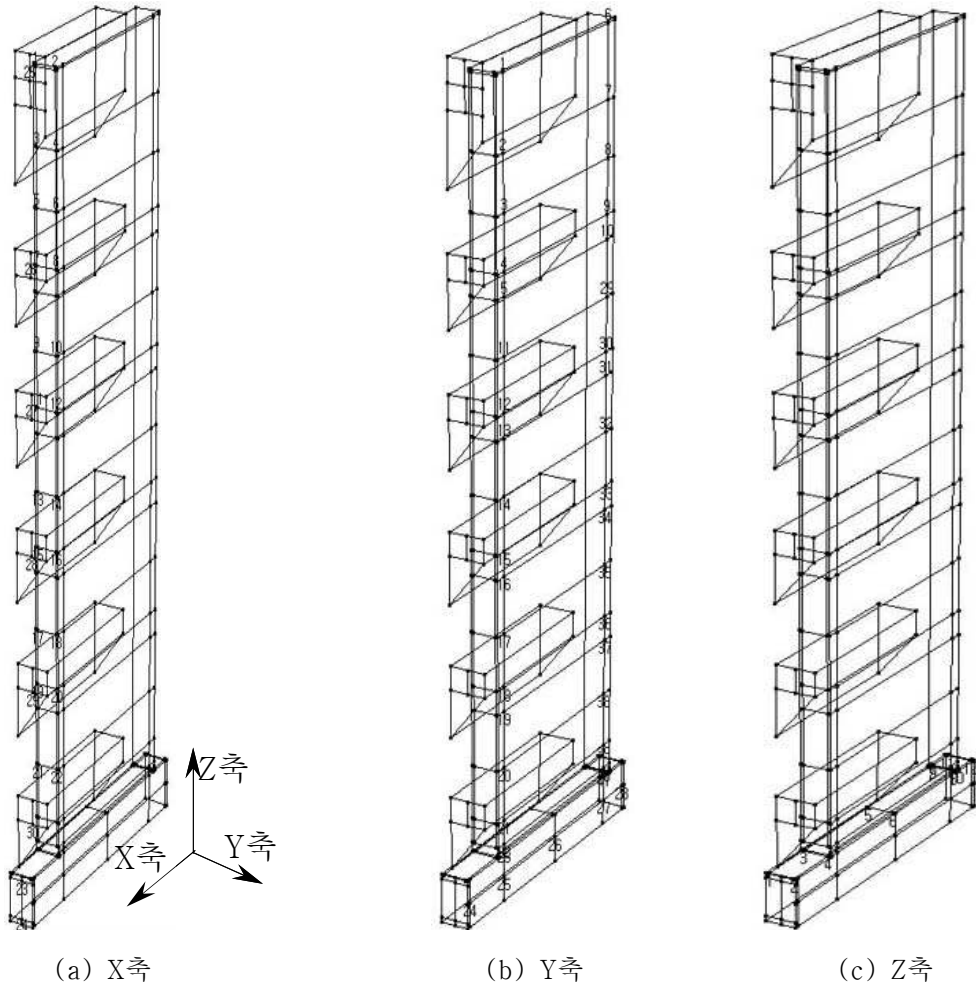


Fig. 3-9 Impulse force hammer의 축별 가격지점.



Table 3-1 급이기의 축별 충격해머에 의한 가격 위치 좌표값

(단위 : m)

지점	X축지점		Y축 지점		Z축 지점	
	Y	Z	X	Z	X	Y
1	0.11	3.27	1.07	3.27	1.28	0.11
2	0.01	3.27	1.07	2.97	1.28	0.01
3	0.11	2.97	1.07	2.74	1.14	0.11
4	0.01	2.97	1.07	2.52	1.14	0.01
5	0.11	2.74	1.07	2.42	0.66	0.11
6	0.01	2.74	0.25	3.27	0.66	0.01
7	0.11	2.52	0.25	2.97	0.18	0.11
8	0.01	2.52	0.25	2.74	0.18	0.01
9	0.11	2.19	0.25	2.52	0.1	0.11
10	0.01	2.19	0.25	2.42	0.1	0.01
11	0.11	1.97	1.07	2.19	0.02	0.11
12	0.01	1.97	1.07	1.97	0.02	0.01
13	0.11	1.64	1.07	1.87		
14	0.01	1.64	1.07	1.64		
15	0.11	1.42	1.07	1.42		
16	0.01	1.42	1.07	1.32		
17	0.11	1.09	1.07	1.09		
18	0.01	1.09	1.07	0.87		
19	0.11	0.87	1.07	0.77		
20	0.01	0.87	1.07	0.54		
21	0.11	0.54	1.07	0.32		
22	0.01	0.54	1.07	0.22		
23	0.06	0.18	1.07	0.2		
24	0.06	0.02	1.28	0.1		
25	0.2	3.07	1.07	0.1		
26	0.2	2.42	0.65	0.1		
27	0.2	1.87	0.25	0.1		
28	0.2	1.32	0.02	0.1		
29	0.2	0.77	0.25	2.19		
30	0.2	0.22	0.25	1.97		
31			0.25	1.87		
32			0.25	1.64		
33			0.25	1.42		
34			0.25	1.32		
35			0.25	1.09		
36			0.25	0.87		
37			0.25	0.77		
38			0.25	0.54		
39			0.25	0.32		
40			0.25	0.22		
41			0.25	0.2		

상기한 방법으로 계측한 전달함수(충격해머)와 응답함수(가속도계)의 데이터를 진동 모드 분석 프로그램인 Me'Scope VES Pro(Vibrant Technology Inc., 미국; 그림 3-10)의 6단 호퍼식급이기 model에 matching하여 modal 분석을 실시하였다. 분석 프로그램에서 진동으로 발생하는 소음 부분에 대한 제거를 위하여 관심주파수 영역을 500 Hz 이하로 설정하였고, 진동모드별 고유주파수( $\omega_n$ , Hz), 가격 위치별 응답함수 값( $g$ ,  $g=9.81\%$ ) 및 damping coefficient percent(%)를 산출하였다. 산출된 데이터를 이용하여 각 위치별 modal mass( $m_k$ , 식 3-1), modal damping( $c_k$ , 식 3-2) 및 modal stiffness( $k_k$ , 식 3-3)를 산출하였고, 산출된 값 중에 modal damping 값이 가장 작은 지점의 magnitude 값과 고유주파수(표 3-2)를  $m_k$ ,  $c_k$ ,  $k_k$ 에 곱하여  $m$ (표 3-3),  $c$ (표 3-4),  $k$ (표 3-5)를 산출하였다.

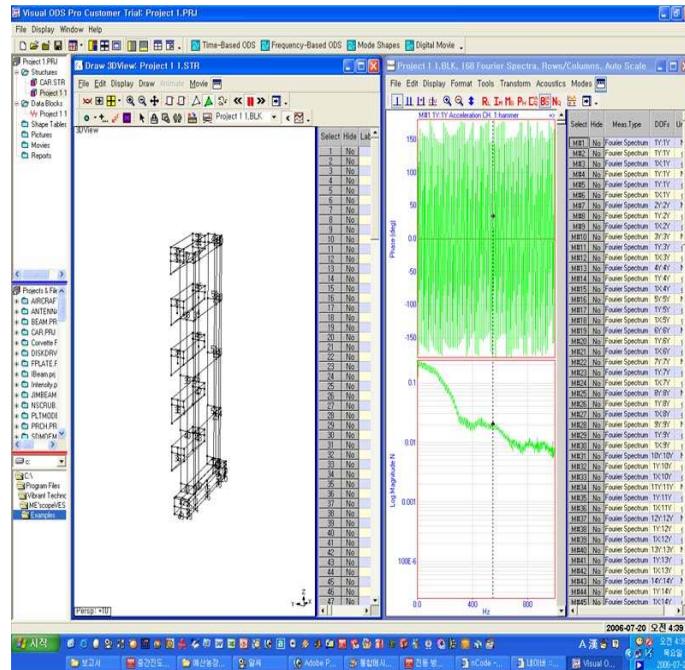


Fig. 3-10 Me'Scope VES Pro의 주화면.

$$m_k = \frac{1}{A_k \omega_k}$$

---

(3-1)

여기서,  $m_k$  = Modal mass of the  $k^{\text{th}}$  mode

$A_k$  = a scaling constant of the  $k^{\text{th}}$  mode

$\omega_k$  = damped natural frequency of the  $k^{\text{th}}$  mode

$$c_k = \frac{2\sigma_k}{A_k \omega_k}$$

---

(3-2)

여기서,  $c_k$  = Modal damping of the  $k^{\text{th}}$  mode

$\sigma_k$  = damping coefficient of the  $k^{\text{th}}$  mode

$$k_k = \frac{\sigma_k^2 + \omega_k^2}{A_k \omega_k}$$

---

(3-3)

여기서,  $k_k$  = Modal stiffness of the  $k^{\text{th}}$  mode

Table 3-2 제1호 시작기의 고유진동수(natural frequency)

(단위 : Hz)

사료 충전율(%)	축	mode 1	mode 2	mode 3	mode 4	mode 5	mode 6	mode 7	mode 8
0	X	450	489						
	Y	330	402	452					
	Z	253	352	420	455				
50	X	396	452						
	Y	38	125	202	289				
	Z	39	129	195	270	355	452		
100	X	42	125	201	253				
	Y	38	132	253	282	321	499		
	Z	45	154	195	254	354	485	499	

Table 3-3 제1호 시작기의 mass(m)

(단위 : kg)

사료 충전율(%)	축	mode 1	mode 2	mode 3	mode 4	mode 5	mode 6	mode 7	mode 8
0	X	0.61609	3.19601						
	Y	0.56001	0.34113	0.50522					
	Z	0.65840	0.88454	0.48807	1.01296				
50	X	0.74458	0.67332						
	Y	0.93160	0.58526	0.70443	0.27026				
	Z	0.76920	1.07168	0.96095	0.07274	0.29613	0.38331		
100	X	1.22941	0.88358	0.51121	1.17872				
	Y	0.24396	0.60616	0.39992	0.63725	0.45423	0.41070		
	Z	0.51139	0.72760	0.44860	0.60008	0.35312	0.29123	0.49981	

Table 3-3 제1호 시작기의 damping coefficient(c)

(단위 : N·s/m)

사료 충전율(%)	축	mode 1	mode 2	mode 3	mode 4	mode 5	mode 6	mode 7	mode 8
0	X	0.00382	0.07504						
	Y	0.00050	0.00137	0.00752					
	Z	0.00027	0.00155	0.00356	0.02297				
50	X	0.00076	0.00658						
	Y	0.00663	0.00443	0.00575	0.00261				
	Z	0.00393	0.01690	0.01488	0.00090	0.00285	0.00363		
100	X	0.00680	0.00521	0.00330	0.00982				
	Y	0.00289	0.01057	0.00145	0.00655	0.0016	0.00502		
	Z	0.00280	0.00375	0.00247	0.00394	0.00295	0.00409	0.01296	

Table 3-4 제1호 시작기의 stiffness(k)

(단위 : N/m)

사료 충전율(%)	축	mode 1	mode 2	mode 3	mode 4	mode 5	mode 6	mode 7	mode 8
0	X	90,883	164,329						
	Y	45,069	39,791	75,417					
	Z	33,722	73,450	60,347	158,806				
50	X	87,615	101,457						
	Y	949	5,357	17,902	13,444				
	Z	773	9,652	23,998	3,526	23,610	44,608		
100	X	1,134	7,341	11,898	54,806				
	Y	235	5,264	9,697	30,639	36,257	47,410		
	Z	554	6,533	11,027	28,382	27,335	33,078	72,638	

나. 6단 호퍼식급이기의 진동발생량 분석

본 실험에서 방진/제진 장치가 적용된 6단 호퍼식급이기의 수학적 모델 개발을 위하여 진동발생량을 계측, 분석을 실시하였다. 진동발생량 계측을 위하여 사용한 장비는 그림 3-7에서 보는 바와 같이 FFT Analyzer ZonicBook/618E 8채널(Somat Inc., 영국), Impulse force hammer 9724A2000(Kistler Inc., 미국) 및 접촉식 가속도센서 8776A50(Kistler Inc., 미국) 6개를 사용하였다. 이때 3개의 가속도센서를 정육면체 강체의 X축, Y축 및 Z축에 부착시켜 호퍼식급이기에 일정지점(그림 3-11)마다 부착하여 진동발생량을 계측하였다. 총 10개의 지점(그림 3-11과 표 3-5)을 계측하였으며, 호퍼식급이기가 계사 안쪽으로 이동할 때와 계사 입구로 이동할 때 계측하였다. 호퍼식급이기의 사료충전율(0%, 50%, 100%)에 따라 계측하였고, 각 계측마다 3반복 실험을 실시하였다.

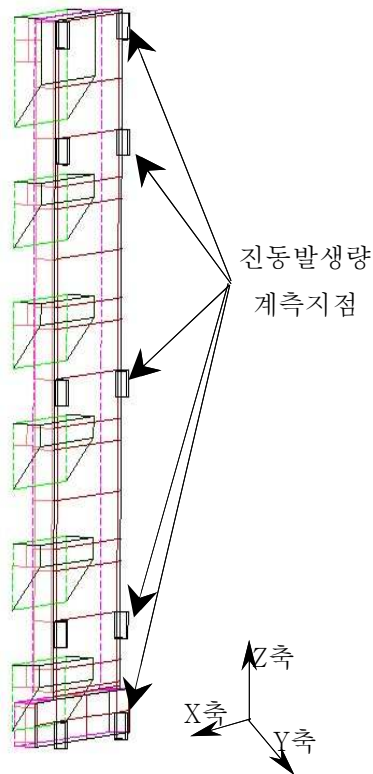


Table 3-5 진동발생량 계측 지점의 좌표값

지점	X(m)	Y(m)	Z(m)
1	1.07	0.00	3.27
2	1.07	0.00	2.74
3	0.25	0.00	3.27
4	0.25	0.00	2.74
5	1.07	0.00	2.19
6	1.07	0.00	1.09
7	1.28	0.00	0.10
8	0.02	0.00	0.10
9	0.25	0.00	2.19
10	0.25	0.00	1.09

Fig. 3-11 급이기의 진동발생 수준 계측 지점.

계측한 데이터를 Microsoft Excel 2003(Microsoft Inc., 미국)과 Origin 7.5(OriginLab Inc., 미국)를 이용하여 사료충전율별, 축별 급이기 자체 진동발생량과 주요 구동주파수를 구명하였다. 그 결과는 표 3-6 및 그림 3-12와 같다.

Table 3-6 제1호 시작기의 진동발생량 분석 결과

축	X	Y	Z
구동주파수(Hz)	25	120	45
진동발생량(g)	0.2865	0.3254	0.2041

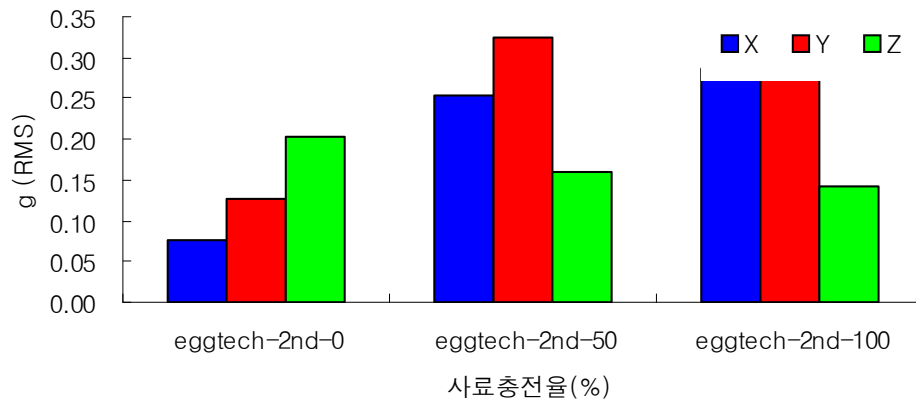


Fig. 3-12 제1호 시작기의 사료충전율별 축별 진동발생량 비교.

#### 다. 6단 호퍼식급이기의 수학적 모델 개발

제1호 시작기에서 측정하여 분석한 진동모드 데이터와 진동발생량 데이터를 활용하여 방진/제진 장치가 적용된 6단 호퍼식급이기의 수학적 모델을 개발하였다. 1) 진동수비( $r$ )의 경우 식 3-4를, 2) 감쇠비( $\zeta$ )의 경우 식 3-5를, 3) 전달율비(T.R.)의 경우 식

3-6을 이용하여 구명하였다.

$$r = \frac{\omega_{dr}}{\omega_n}$$

---

— (3-4)

여기서,  $r$  = 진동수비

$\omega_{dr}$  = 구동주파수(Hz)

$\omega_n$  = 고유주파수(Hz)

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{km}}$$

---

(3-5)

여기서,  $\zeta$  = 감쇠비

$c$  = 감쇠계수(N·s/m)

$m$  = 질량(kg)

$k$  = 스프링상수(N/m)

$$T.R. = r^2 \left[ \frac{1 + (2\zeta r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2} \right]^{1/2}$$

---

(3-6)

여기서, T.R. = 전달율비

$r$  = 진동수비

$\zeta$  = 감쇠비

상기한 수식들을 이용하여 상용 호퍼식급이기의 진동수비는 표 3-7, 감쇠비는 표



3-8, 전달율은 표 3-9이었다.

Table 3-7 제1호 시작기의 진동수비(r)

(단위 : 없음)

사료 충전율(%)	축	mode 1	mode 2	mode 3	mode 4	mode 5	mode 6	mode 7	mode 8
0	X	0.056	0.051						
	Y	0.364	0.299	0.265					
	Z	0.178	0.128	0.107	0.099				
50	X	0.063	0.055						
	Y	3.158	0.960	0.594	0.415				
	Z	1.154	0.349	0.231	0.167	0.127	0.100		
100	X	0.595	0.200	0.124	0.099				
	Y	3.158	0.909	0.474	0.426	0.374	0.240		
	Z	1.000	0.292	0.231	0.177	0.127	0.093	0.090	

Table 3-8 제1호 시작기의 감쇠비(ζ)

(단위 : 없음)

사료 충전율(%)	축	mode 1	mode 2	mode 3	mode 4	mode 5	mode 6	mode 7	mode 8
0	X	0.45243	27.1925						
	Y	0.03901	0.08015	0.73484					
	Z	0.02012	0.19876	0.30556	4.60699				
50	X	0.09718	0.86096						
	Y	0.09866	0.12423	0.32332	0.07874				
	Z	0.04799	0.85951	1.13017	0.00723	0.11925	0.23794		
100	X	0.12714	0.20987	0.12889	1.24920				
	Y	0.01098	0.29878	0.04536	0.45812	0.10826	0.35070		
	Z	0.02362	0.12928	0.08710	0.25748	0.14499	0.20076	1.23506	

Table 3-9 제1호 시작기의 전달율비(T.R.)

(단위 : %)

사료 충진율(%)	축	mode 1	mode 2	mode 3	mode 4	mode 5	mode 6	mode 7	mode 8
0	X	15	4						
	Y	48	25	17					
	Z	1	1	1	1				
50	X	13	12						
	Y	135	148	186	110				
	Z	5	4	5	3	3	1		
100	X	76	85	42	30				
	Y	110	185	172	65	55	26		
	Z	9	8	3	5	1	1	3	

상기한 결과를 활용, 선행연구(농촌진흥청, 2007)에서 실시한 수학적 모델 개발 방법을 활용하여 그림 3-13과 같이 호퍼식급이기의 진동 수학적 모델을 구명할 수 있었다.

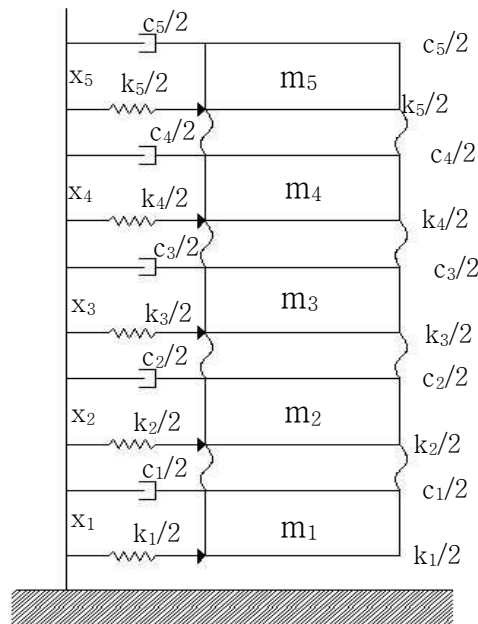


Fig. 3-13 급이시스템의 수학적 모델 개략도.

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2) \dot{x}_1 - c_2 \dot{x}_1 + (k_1 + k_2)x_1 - k_2 x_2 = 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 - c_2 \dot{x}_1 + (c_2 + c_3) \dot{x}_2 - c_3 \dot{x}_3 - k_2 x_1 + (k_2 + k_3)x_2 - k_3 x_3 = 0 \\ m_3 \ddot{x}_3 - c_3 \dot{x}_2 + (c_3 + c_4) \dot{x}_3 - c_4 \dot{x}_4 - k_3 x_2 + (k_3 + k_4)x_3 - k_4 x_4 = 0 \end{cases}$$

.

.

.

$$m_8 \ddot{x}_8 - c_8 \dot{x}_7 + c_8 \dot{x}_8 - k_8 x_7 + k_8 x_8 = 0$$

----- (3-7)

상기의 식 3-7을 행렬식으로 표현하면 식 3-8과 같다.

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_4 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_5 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_6 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_7 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_8 \end{bmatrix} \ddot{\mathbf{x}} + \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_2 & c_2 + c_3 & -c_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -c_3 & c_3 + c_4 & -c_4 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_4 & c_4 + c_5 & -c_5 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_5 & c_5 + c_6 & -c_6 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -c_6 & c_6 + c_7 & -c_7 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_7 & c_7 + c_8 & -c_8 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_8 & c_8 \end{bmatrix} \dot{\mathbf{x}}$$

+

$$\begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_3 & k_3 + k_4 & -k_4 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_4 & k_4 + k_5 & -k_5 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_5 & k_5 + k_6 & -k_6 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k_6 & k_6 + k_7 & -k_7 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_7 & k_7 + k_8 & -k_8 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_8 & k_8 \end{bmatrix} \mathbf{x} = \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ f_4 \\ f_5 \\ f_6 \\ f_7 \\ f_8 \end{bmatrix}$$

(3-8)

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_4 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_5 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_6 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_7 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_8 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_2 & c_2 + c_3 & -c_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -c_3 & c_3 + c_4 & -c_4 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_4 & c_4 + c_5 & -c_5 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_5 & c_5 + c_6 & -c_6 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -c_6 & c_6 + c_7 & -c_7 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_7 & c_7 + c_8 & -c_8 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_8 & c_8 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_3 & k_3 + k_4 & -k_4 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_4 & k_4 + k_5 & -k_5 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_5 & k_5 + k_6 & -k_6 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k_6 & k_6 + k_7 & -k_7 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_7 & k_7 + k_8 & -k_8 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_8 & k_8 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ f_4 \\ f_5 \\ f_6 \\ f_7 \\ f_8 \end{bmatrix} \text{으로 치환한 후 식 3-8을 정리하면,}$$

$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{F}$ 로 표현할 수 있다.

상기한 수식들을 이용하여 수학적 모델 개발에 필요한 특성치들을 구하였고, 각 사료충전율별, 축별, 모드별 관심주파수 영역(500 Hz)의 수학적 모델을 식 3-9를 이용하여 구명하였다. 하지만 표 3-9의 호퍼식급이기 전달율이 10% 미만인 경우 실제 산란계 케이지에 직접적인 영향을 미치는 것으로 진동모드 및 진동발생량 분석을 통하여 구명하였다. 따라서 수학적 모델을 정리하면 표 3-10과 같다.

$$x(t) = \frac{f_0}{\sqrt{(\omega_n^2 - \omega_{dr}^2)^2 + (2\zeta\omega_n\omega_{dr})^2}} \cos(\omega_{dr}t - \tan^{-1} \frac{2\zeta\omega_n\omega_{dr}}{\omega_n^2 - \omega_{dr}^2}) \quad \text{-----}$$

(3-9)

Table 3-10 제1호 시작기의 수학적 진동모델

자료 충전율(%)	축	수학적 진동모델
0	X	0.000019cos(157t+0.0504)
	Y	0.000025cos(754t+0.0327) 0.000008cos(754t+0.0525) 0.000025cos(754t+0.3974)
	Z	
50	X	0.000070cos(157t+0.0123) 0.000003cos(157t+0.0952)
	Y	0.000166cos(754t-0.0693) 0.001481cos(754t+1.2532) 0.000192cos(754t+0.5357) 0.000027cos(754t+0.0788)
	Z	
100	X	0.000316cos(157t+0.2303) 0.000249cos(157t+0.0872) 0.000054cos(157t+0.0326) 0.000241cos(157t+0.2443)
	Y	0.000038cos(754t-0.0077) 0.000050cos(754t+1.2616) 0.000031cos(754t+0.0555) 0.000012cos(754t+0.4443) 0.000041cos(754t+0.0938) 0.000020cos(754t+0.1772)
	Z	

#### 4. 상용 호퍼식급이기와 개발된 제1호 시작기의 진동발생량 및 수학적 모델 비교

개발된 호퍼식급이기에서 발생된 진동 중에 산란계 케이지에 직접적인 영향을 미치는 Y축 진동 발생량과 전달율을 비교 분석한 결과는 표 3-11과 같다.

Table 3-11 호퍼식급이기별 Y축 진동발생량과 전달율비

구분	기준	제1호 시작기
진동발생 수준(g)	4.8523 (100.0%)	0.3254 (6.7%)
전달율비(%)	511	186

표 3-11에서 보는 바와 같이 기존 급이기의 경우 진동발생량과 전달율비가 각각 4.8523 g, 최대 511%를 나타내었다. 이는 상기한 바와 같이 산란계 케이지에 최대 24.8 g의 진동을 전달할 수 있는 수치로서 산란계 생산성에 영향을 미치는 않는 기준치(3.0 g)이상의 수치로 산란계 생산성에 영향을 줄 수 있음을 나타내는 것이다(농촌진흥청). 하지만 제1호 시작기의 경우 Y축 진동발생량은 0.3254 g이고, 전달율비는 186%를 나타냈다. 이는 최대 0.7 g 정도의 진동을 산란계 케이지에 전달시킬 수 있음을 나타내고 산란계 생산성에 영향을 미치는 않는 수준(3.0 g) 이하임을 구명할 수 있었다. 또한 상용 호퍼식급이기와 제1호 시작기의 수학적 모델 중 damping coefficient percentage가 작은 수학적 모델을 MatLAB 7.5를 이용하여 시뮬레이션하였다(그림 3-14).



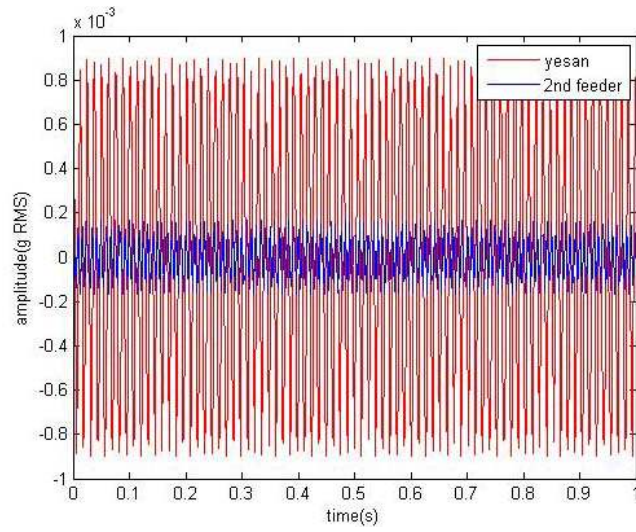


Fig. 3-14 상용 급이기와 제1호 시작기의 수학적모델 비교.

그림 3-14에서 보는 바와 같이 기존 호퍼식급이기의 수학적 모델에서 제시한 진폭의 값이 제1호 시작기에 비하여 현저히 높게 나타났다. 이는 제1호 시작기에 적용한 방진/제진 장치가 효과적으로 진동을 저감시켰음을 보여주는 결과이다.

## 제 4 절 사료분배장치의 진동발생 특성 분석

산란계사내 기계시설 중 작동시에 산란계 케이지에 진동을 발생시켜 산란계 생산성에 영향을 줄 수 있는 것으로 구명(농촌진흥청, 2007)된 사료분배장치의 진동발생 특성을 분석하고자 현장 실측을 실시하였다. 선행연구에 의하면, 사료분배장치 작동시 2.022 g 정도의 진동이 산란계 케이지에서 발생되어 산란계 생산성에 영향을 주는 수준 이상인 것으로 구명되었다. 이에 본 연구에서는 사료분배장치의 진동발생 특성을 분석하여 진동 최적화의 필요성을 구명하고 진동 최적화 사료분배장치를 개발하고자 수행하였다. 계측 장비는 호퍼식급이기의 진동발생량 계측시에 사용한 FFT Analyzer ZonicBook/618E 8채널(Somat Inc., 영국), Impulse force hammer 9724A2000(Kistler Inc., 미국) 및 접촉식 가속도센서 8776A50(Kistler Inc., 미국) 8개였다. 강원도 홍천소재 홍천농고 산란계사에서 실시하였으며 그림 4-1에서 보는 바와 같이 계측지점을 설정하였다. 사료분배장치는 계사전면에 위치하여 4단 호퍼식급이기가 모두 케이지전면으로 이동하여 일정지점에 정지하여 있을 경우 작동하는 방식이었다. 계측 지점에 관한 설명은 표 4-1과 같았으며, X축은 계사 전후면으로 움직이는 진동 방향으로 설정하였고, Y축은 사료 bin과 구동 모터 방향으로 움직이는 진동 방향으로 설정하였다. 또한 Z축의 경우 중력방향으로 움직이는 진동 방향으로 설정하였다.

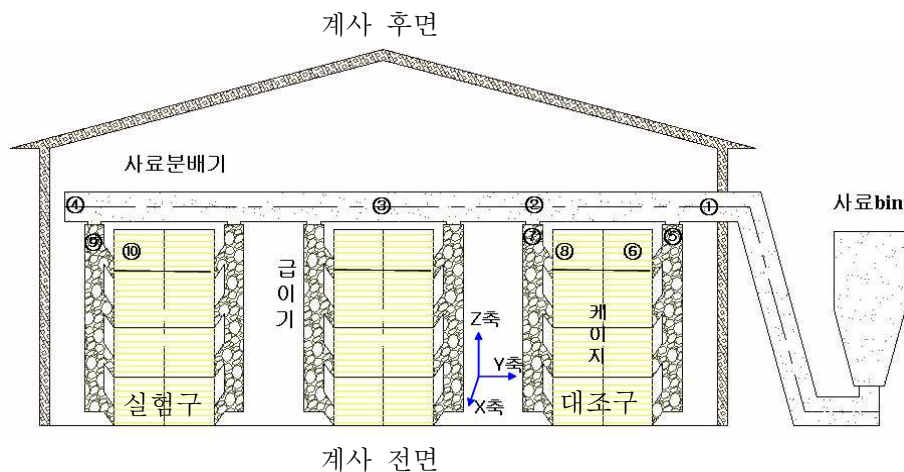


Fig. 4-1 사료분배장치 계측지점 개략도.

Table 4-1 사료분배장치의 계측지점

계측지점	설명
사료분배장치	① 사료 bin 방향 사료분배장치 끝부분
	② 사료이송장치가 사료충전시 호퍼식급이기가 정지해 있는 지점
	③ 사료분배장치의 정중앙
	④ 사료분배장치의 구동모터(사료 bin 반대방향 끝부분) 부근 지점
호퍼식급이기	⑤ 사료 bin에 근접한 호퍼식급이기(1번 급이기)
	⑦ 사료 bin에 근접한 호퍼식급이기(2번 급이기)
	⑨ 사료분배장치의 구동모터에 근접하여 위치한 호퍼식급이기(6번 급이기)
산란계 케이지	⑥ 1번 급이기와 같은 열에 위치한 산란계 케이지
	⑧ 2번 급이기와 같은 열에 위치한 산란계 케이지
	⑩ 6번 급이기와 같은 열에 위치한 산란계 케이지

상기한 바와 같이 계측지점을 선정하였고, 다음과 같이 3그룹으로 나누어 사료분배장치의 진동발생 수준을 계측하였다.

그룹 1. 사료분배장치가 작동될 때 사료분배장치의 자체 진동 측정(X축, Z축 계측)

(1)번 계측 : ①번 + ②번 + ③번

(2)번 계측 : ③번 + ④번

그림 2. 사료분배장치에서 발생된 진동이 사료이송장치에 전달되는 수준 계측

(1)번 계측 : ①번(X, Z축) + ⑤번(Y, Z축)

(2)번 계측 : ②번(X, Z축) + ⑦번(Y, Z축)

(3)번 계측 : ④번(X, Z축) + ⑨번(Y, Z축)

그림 3. 사료분배장치에서 발생된 진동이 산란계케이지에 전달되는 진동 계측(Y, Z축)

(1)번 계측 - ⑥번 지점 + 10 m 계사 후면 지점 + 20 m 계사 후면 지점

(2)번 계측 - ⑧번 지점 + 10 m 계사 후면 지점 + 20 m 계사 후면 지점

(3)번 계측 - ⑩번 지점 + 10 m 계사 후면 지점 + 20 m 계사 후면 지점



Fig. 4-2 사료분배장치 계측사진.

그림 4-2는 홍천농고에서 측정한 사료분배장치의 측측 사진이며, 측측 그룹별로 3회씩 측정하였다. 그룹 1의 (1)번과 (2)번의 측측은 사료분배장치 작동시 사료오거에서 발생하는 진동의 수준을 구명할 수 있었는데 이때의 진동발생량은 최대 2.4631 g로 나타났다. 그룹 2와 그룹 3의 측측을 통하여 사료분배장치에서 발생한 진동이 사료이송장치(호퍼식 급이기)에 전달되어 산란계 케이지로 전달되는 진동수준을 구명할 수 있었다. 이때의 최대값은 1.5612 g의 진동수준으로 사료분배장치에서 발생한 진동이 현저히 감소되어 산란계 케이지로 전달되는 것을 알 수 있었다. 이는 홍천농고 사료분배장치에서 발생한 진동이 산란계케이지에 전달되어 산란계 케이지에 발생시키는 진동수준이 산란계 생산성에 영향을 미치는 않는 수준(3.0 g) 이하인 것으로 구명되었다. 따라서 홍천농고 사료분배장치의 경우 산란계 생산성에 크게 영향을 미치지 않는 기계시설로 사료되어 사료분배장치의 방진/제진이 필요하지 않은 것으로 판단되었다.

선행연구에서 구명한 바와 같이 사료분배장치에 대한 진동 최적화는 필요하였다. 하지만 사료분배장치의 진동발생량 측측의 경우 사료분배장치가 작동되는 시간에만(평균 일일 4~6회 정도) 측정할 수 있어 장기간의 실험이 필요하였고, 조류독감 등의 이유로 인해 산란계농장 출입이 어려운 실정이었다. 따라서 본 연구에서는 협조 농장의 확보가 어려운 관계로 다양한 샘플링을 통한 사료분배장치의 진동 최적화 필요성에 대한 구명이 어려웠다. 또한 산란계를 생육하고 있는 산란계사의 기존 시설을 교체하는 것은 커다란 무리가 따르는 연구이어서 원활히 수행할 수 없는 실정이었다.

## 제 5 절 개발된 시작기의 현장 실증 실험 및 성능분석

방진/제진 장치를 적용한 6단 호퍼식급이기를 설치하여 실제 산란계사에서 시작기의 기계적 성능분석 및 산란계 생산성 영향 평가 실험을 수행하고자 하였다. 하지만 협조농장의 산란계 생육중인 계사에 호퍼식급이기를 설치하는 것이 큰 무리가 있어 본 연구팀에서는 방진/제진 장치가 적용된 4단 호퍼식급이기(제2호 시작기)를 개발하였다. 기존 농장에서의 협조가 어려운 관계로 협조가 가능했던 홍천농고 산란계사(강원도 홍천 소재) 4단 호퍼식급이기와 유사한 크기(W 1700 mm × D 920 mm × H 2120 mm), 재질, 구조를 갖는 제2호 시작기를 개발하였다. 방진/제진 장치 적용 방안은 제1호 시작기에서 적용했던 ①보조강판과 상단 방진/제진장치(스프링장치 및 방진고무볼트)를 적용하였고, 4단 호퍼식 급이기의 경우 상단 주행 롤러에 6단 호퍼식급이기의 우레탄 코팅 하단 롤러의 방진/제진 방안을 적용하였다. ②상단 롤러의 우레탄 코팅은 90 kgf/cm<sup>2</sup>, 두께 10 mm로 실시하였다. 그림 5-1은 기존 홍천농고 4단 호퍼식급이기, 그림 5-2는 개발된 방진/제진 장치가 적용된 4단 호퍼식급이기(제2호 시작기)의 현장 설치 사진이다. 또한 제2호 시작기의 개략도는 그림 5-3과 같다.



Fig. 5-1 기존 4단 호퍼식급이기(대조구). Fig. 5-2 개발된 제2호 시작기(실험구).

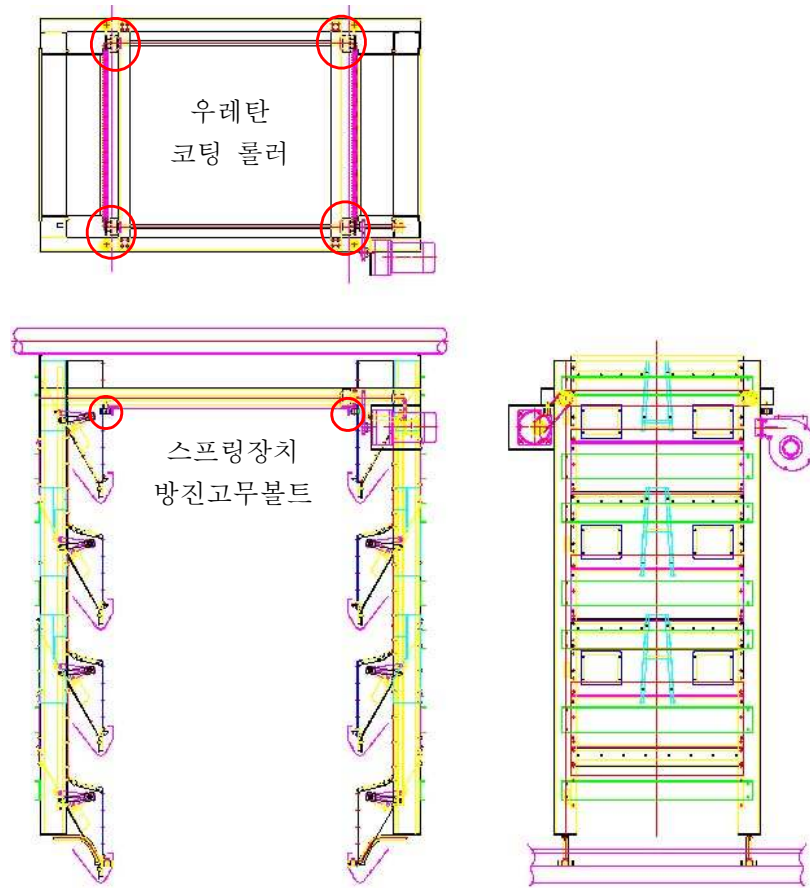


Fig. 5-3 개발된 제2호 시작기의 개략도.

4단 호퍼식급이기(제2호 시작기)의 진동모드 분석을 위하여 그림 3-4(X축)와 그림 3-5(Y축)과 같이 충격해머로 가격(전달함수)하는 지점을 선정하였고, 그 선정 위치는 표 3-1과 같다. 또한 호퍼식급이기의 자체 진동발생량 계측은 총 4개 지점에서 계측하였고, 진동모드 계측 지점인 3번(X : 0.87 m, Y : 0.0 m, Z : 1.92 m), 4번(X : 0.05 m, Y : 0.0 m, Z : 1.92 m), 21번(X : 0.87 m, Y : 0.0 m, Z : 0.25 m) 및 22번(X : 0.05 m, Y : 0.0 m, Z : 0.25 m)지점에서 실시하였다. 또한 호퍼식급이기에서 발생된 진동이 산란계케이 지에 전달되는 수준을 계측하였다. 이를 위하여 호퍼식급이기(실험구, 대조구)가 사료충전율 0%, 50%, 100%별로 지정된 지점을 통과시에 발생되는 호퍼식급이기의 진동과 산

란계케이지의 Y축에서 발생하는 산란계케이지의 진동을 계측하였다.

Table 5-1 4단 호퍼식급이기의 축별 충격해머 가격지점의 좌표값

(단위 : m)

지점	X축지점		Y축지점	
	Y	Z	X	Z
1	0.26	2.07	0.87	2.07
2	0.18	2.07	0.05	2.07
3	0.10	2.07	0.87	1.92
4	0.04	2.07	0.05	1.92
5	0.26	1.77	0.87	1.69
6	0.18	1.77	0.05	1.69
7	0.07	1.77	0.87	1.52
8	0.26	1.54	0.05	1.52
9	0.18	1.54	0.87	1.34
10	0.26	1.29	0.05	1.34
11	0.18	1.29	0.87	1.14
12	0.07	1.29	0.05	1.14
13	0.26	1.04	0.87	0.96
14	0.18	1.04	0.05	0.96
15	0.26	0.72	0.87	0.78
16	0.18	0.72	0.05	0.78
17	0.07	0.72	0.87	0.58
18	0.26	0.47	0.05	0.58
19	0.18	0.47	0.87	0.45
20	0.26	0.30	0.05	0.45
21	0.18	0.30	0.87	0.25
22	0.07	0.30	0.05	0.25
23			0.87	0.14
24			0.05	0.14



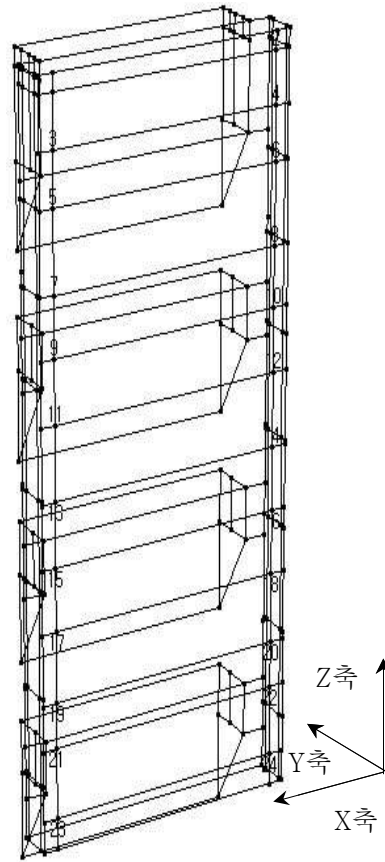
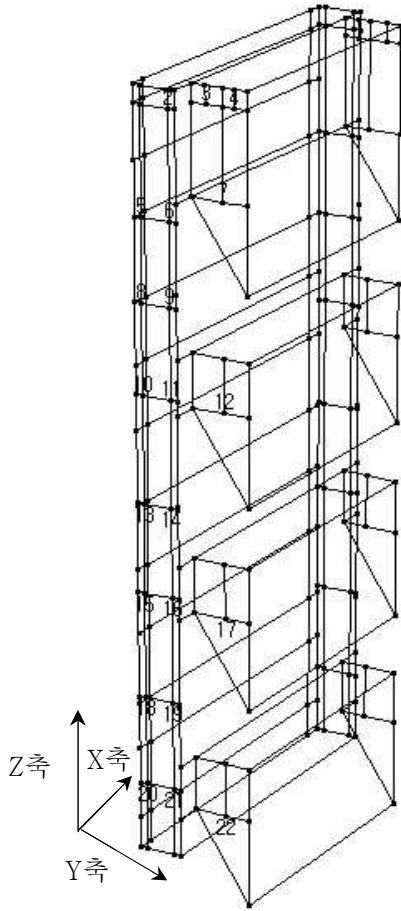


Fig. 5-4 4단 급이기의 진동모드 X축 지점. Fig. 5-5 4단 급이기의 진동모드 Y축 지점.

제1호 시작기의 진동모드 및 진동발생량 계측 분석 방법과 동일하게 실시하였으며, 호퍼식급이기의 Y축 진동발생량과 케이지 Y축 진동발생량 분석 결과는 표 5-2와 같다. 또한 방진/제진 기술이 적용된 4단 호퍼식급이기(실험구)와 기존 4단 호퍼식급이기(대조구)의 Y축 전달율은 표 5-3과 같다.

Table 5-2 4단 호퍼식급이기 및 산란계 케이지 소음/진동발생량

구분	소음 (dB)	급이기 진동발생량(g)	케이지 진동발생량(g)	구동주파수(Hz)
실험구 (제2호 시작기)	89	1.5752	0.5896	130
대조구 (기존 급이기)	76	3.2161	1.8281	450

Table 5-3 홍천농고 4단 호퍼식급이기의 측정 전달율비

(단위 : %)

사료 충전율(%)	측	구분	mode 1	mode 2	mode 3	mode 4	mode 5	mode 6	mode 7	mode 8
0	Y	실험구	82	30	16	9	7	6		
		대조구	132	193	92	41	24	15	11	9
50	Y	실험구	113	180	84	30	16	9	7	6
		대조구	258	89						
100	Y	실험구	135	86	30	16	9	7	6	
		대조구	152	70						

또한 대조구와 실험구의 진동모드 분석과 진동발생량 분석을 통하여 고유주파수별 진동 시뮬레이션을 실시하였는데 그 결과는 대조구는 그림 5-6과 같았고, 실험구는 그림 5-7과 같았다. 시뮬레이션 결과, 유사한 고유주파수 대역에서 대조구에 비해 실험구의 진동발생으로 인한 진동취약지점의 반응이 현저히 감소되었음을 알 수 있었다.

상기한 표 5-2와 표 5-3에서 보는 바와 같이 실험구의 호퍼식급이기(제2호 시작기, 1.5752 g)에 비하여 대조구의 호퍼식급이기(기존 4단 급이기, 3.2161 g)에서 발생하는 급이기의 진동수준이 높게 나타났다.

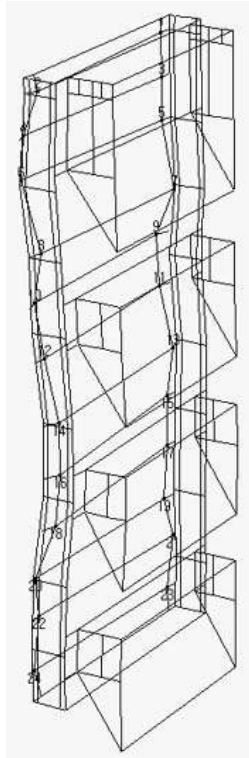


Fig. 5-6 홍천농고 대조구 시뮬레이션.

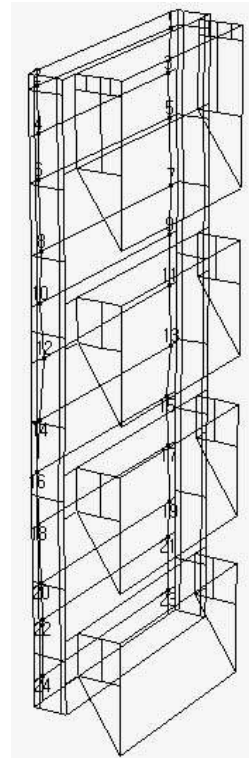


Fig. 5-7 홍천농고 실험구 시뮬레이션.

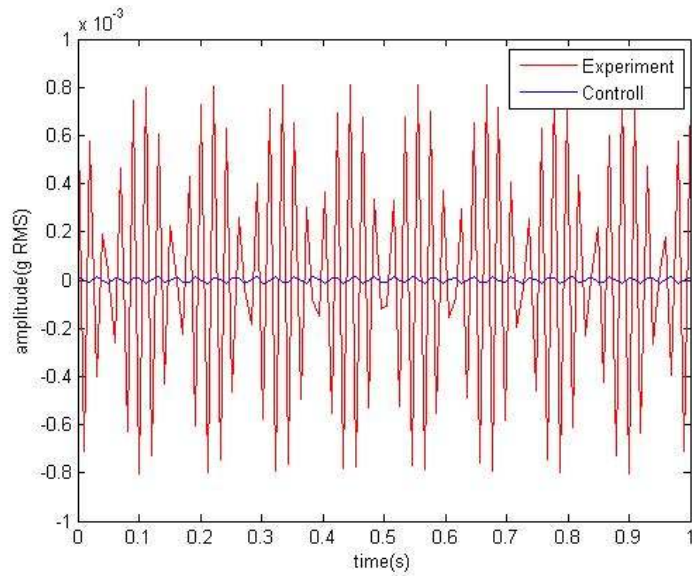


Fig. 5-8 4단 호퍼식급이기의 실험구 및 대조구의 수학적모델 비교.

호퍼식급이기 작동시에 산란계케이지에서 발생하는 진동수준도 실험구(0.5896 g)에 비하여 대조구(1.8281 g)가 현저히 높게 나타났다. 또한 실험구와 대조구의 수학적 진동 모델(표 5-4)을 구명하여 그림 5-8에서 보는 바와 같이 진동의 수학적모델에 대한 시뮬레이션 결과, 실험구의 진동발생량이 대조구에 비하여 현저히 낮은 것으로 분석되었다. 하지만 대조구(기존 호퍼식급이기)에서 발생된 진동이(3.2161 g) 산란계케이지로 전달되어 산란계케이지에서 발생하는 진동발생량(1.8281 g)이 산란계 생산성에 영향을 미치지 않는 진동(3.0 g) 수준 이하로 분석되었다. 이는 대조구 호퍼식급이기의 기계화 연수가 4년 정도였고, 홍천농고의 탁월한 관리로 인해 기존 조사농장에서 발생되던 진동 수준보다 현저히 낮았던 것을 알 수 있었다.

Table 5-4 4단 호퍼식급이기의 수학적 진동모델

사료 충전율(%)	축	구분	수학적 진동모델
0	Y	실험구	0.000014cos(817t+0.0018) 0.000012cos(817t+0.0185) 0.000012cos(817t+0.0923)
		대조구	0.00338cos(2827t-0.0505) 0.01701cos(2827t-1.0148) 0.00746cos(2827t+1.1217) 0.00303cos(2827t+0.7449) 0.00121cos(2827t+0.5233) 0.00094cos(2827t+0.8023) 0.00060cos(2827t+0.9702)
50	Y	실험구	0.000015cos(817t-0.0222) 0.000011cos(817t-1.0422) 0.000041cos(817t+0.0714) 0.000064cos(817t+0.2709) 0.000037cos(817t+0.3440) 0.000014cos(817t+0.3542) 0.000015cos(817t+0.9307)
		대조구	0.00081cos(2827t+0.2124) 0.00047cos(2827t+1.3714)
100	Y	실험구	0.002271cos(817t-0.1074) 0.000108cos(817t+0.0208) 0.000215cos(817t+0.2034) 0.000012cos(817t+0.0297)
		대조구	0.00186cos(2827t+0.0073) 0.00549cos(2827t+0.3536)

## 제 6 절 최적화 급이시스템의 소음/진동 특성에 따른 산란계의 생산성 분석

홍천농고에 설치한 제2호 시작기의 산란계사내 적응시험을 실시하여 시작기의 현장 적용이 산란계의 생산성에 미치는 영향수준을 구명하고자 산란계 생산성 실험을 실시하였다. 호퍼식급이기가 작동될 때에 발생하는 소음/진동 수준에 따른 산란계의 생산성에 대한 영향 평가를 실시하고자 하였으므로, 표 6-1과 같이 기존 사료이송장치의 작동스케줄에 맞추어 사료이송장치를 작동하도록 실험구와 대조구 호퍼식급이기의 작동스케줄을 총 8회, 회당 15분씩 작동하도록 설정하였다. 계사전면에서 출발한 급이기는 계사후면에 도착 후 다음 스케줄까지 대기 후, 계사전면으로 이동 후 사료분배장치에서 사료를 충전하는 방식이었다.

Table 6-1 산란계사내의 급이기(실험구, 대조구) 작동스케줄

시간	호퍼식 급이기 작동스케줄
5	급이
6	
7	급이
8	
9	급이
10	
11	급이
12	
13	급이
14	
15	급이
16	
17	급이
18	
19	급이

산란계 생산성 영향 실험에 사용한 실험동물은 51주령(대추)의 갈색 레그혼종(Hi-Line Brown) 600수이었다. 1개의 대조구(기존 급이기)와 1개의 실험구(시작기 설치)를 구설하여 3반복 실험을 실시하였고, 처리구마다 100수씩 임의로 배치하였고, 실험 종료시마다 1주일간의 전처리기간을 두었다. 이때 사용한 산란계 케이지는 상용 4단 직립식 산란계 케이지를 사용하였으며 한 칸의 제원은 W 550 mm × D 600 mm × H 550 mm이었고, 케이지당 5수를 임의로 배치하여 처리구마다 20칸의 케이지를 사용하였다.

상기한 그림 4-1에서 보는 바와 같이 실험구와 대조구 사이에 2열의 산란계 케이지를 배치, 처리구간에 이격을 두어 소음/진동의 상호작용 가능성을 미연에 방지하였다. 또한 처리구에 급이한 사료는 CP 17%, ME 2,700kcal/kg 수준으로 각 처리구에 동일하게 급이하였다. 급이한 사료의 성분은 표 5-2와 같고, 다른 실험조건은 동일하게 유지하였다. 실험기간 동안 계사내의 온도를 21.3~21.7℃로 유지하여 산란계 생육 환경을 적정하게 유지하여 주었다.

Table 5-2 생산성 분석 실험시에 급여된 사료의 성분명 및 성분량

성분명	성분량
조단백질 (%)	17.0
조지방 (%)	2.3
조섬유 (%)	7.0
조회분 (%)	20.0
칼슘 (%)	3.7
인 (%)	0.6
메치오닌+시스틴 (%)	0.6
대사에너지 (kcal/kg)	2,750

실험기간 중에 호퍼식급이기 작동시에 소음/진동을 계측하였는데, 기존 4단 호퍼식 급이기(대조구)의 소음수준은 89 dB이었고, 대조구의 진동발생량은 3.2161 g였으며, 케이지에 전달되는 진동 수준은 1.8281 g였다. 또한 제2호 시작기(실험구)의 소음수준은

76 dB이었으며, 실험구의 진동발생량은 1.5752 g이었고, 케이지로 전달되는 진동 수준은 0.5896 g였다. 그림 6-1은 산란계 생육실험시 실험구의 전경이며, 그림 6-2는 대조구의 전경이다.



Fig. 6-1 홍천농고 산란계사내의 실험구 전경.



Fig. 6-2 홍천농고 산란계사내의 대조구 전경.

최적화 급이시스템의 소음/진동 발생 특성에 따른 산란계의 생산성 분석 실험의 조사 내용은 사료섭취량, 산란율, 계란 품질을 측정하였다. 사료섭취량과 산란율 측정은 1주일간의 전처리기간이 지난 후 30일간의 시험기간 동안 7일 간격으로 오전 10시에 측정하였다. 사료섭취량은 호퍼식급이기마다의 충전시 마다 사료 충전량을 합산하여 측정하였고, 산란율의 경우 계란을 매일 수거하여 “산란율 = 계란 수/산란계수”로 계산하여 측정하였다. 계란 품질의 평가항목은 난각 두께, 난각 강도, 난중, 호우유니트(Haugh unit) 및 난황색이었다. 계란 품질의 측정법은 30일 동안 7일 간격으로 오전 10시에 모든 계란을 수집하여 계측기를 이용하여 측정하였다. 사용한 계란 품질 측정기는 다음과 같다.

- ① 난각 두께 측정 : Dial Pipe Gauge(Ozaki MFG Co. Ltd., 일본)
- ② 난각 강도 : Egg Shell Force Gauge Model II(Robotmation Co. Ltd., 일본)



③ 난중, 호우유니트 및 난황색 측정

- Egg QCM+(Technical Services and Supplies, York Co. Ltd., 영국)

측정된 데이터는 SAS GLM Procedure(SAS Inc., 미국, 1999)를 이용하여 통계분석을 실시하였고, Duncan's Multiple Range Test를 이용하여 처리구간의 평균 차이에 대한 검정을 실시하였다. 시험 1주 후의 결과는 표 6-3과 같고, 시험 2주 후의 결과는 표 6-4와 같다. 또한 시험 3주 후의 결과는 표 6-5와 같으며, 시험 4주 후의 결과는 표 6-6과 같다. 산란율을 정리한 차트는 그림 6-3과 같았다.

Table 6-3 실험 1주 후 급이기의 처리구별 생산성 계측 결과

처리구	산란율 (%)	계란품질				
		난중 (g)	난각두께 ( $\mu\text{m}$ )	난각강도 ( $\text{kg}/\text{cm}^2$ )	호우유니트	난황색
대조구	73.9 $\pm$ 12.8	59.3 $\pm$ 0.3	543.2 $\pm$ 3.1	4.7 $\pm$ 0.1	92.0 $\pm$ 0.7	11.1 $\pm$ 0.1
실험구	70.6 $\pm$ 13.7	60.1 $\pm$ 0.4	541.2 $\pm$ 2.8	4.5 $\pm$ 0.1	92.3 $\pm$ 0.6	11.3 $\pm$ 0.1

Table 6-4 실험 2주 후 급이기의 처리구별 생산성 계측 결과

처리구	산란율 (%)	계란품질				
		난중 (g)	난각두께 ( $\mu\text{m}$ )	난각강도 ( $\text{kg}/\text{cm}^2$ )	호우유니트	난황색
대조구	64.8 $\pm$ 10.9	60.3 $\pm$ 0.3	543.3 $\pm$ 2.9	4.6 $\pm$ 0.1	92.1 $\pm$ 0.5	11.2 $\pm$ 0.1
실험구	62.9 $\pm$ 10.7	61.1 $\pm$ 0.3	543.2 $\pm$ 2.8	4.5 $\pm$ 0.1	92.2 $\pm$ 0.6	11.1 $\pm$ 0.1

Table 6-5 실험 3주 후 급이기의 처리구별 생산성 계측 결과

처리구	산란율 (%)	계란품질				
		난중 (g)	난각두께 ( $\mu\text{m}$ )	난각강도 ( $\text{kg}/\text{cm}^2$ )	호우유니트	난황색
대조구	73.2 $\pm$ 8.3	61.3 $\pm$ 0.3	541.3 $\pm$ 2.9	4.6 $\pm$ 0.1	93.1 $\pm$ 0.6	11.2 $\pm$ 0.1
실험구	72.4 $\pm$ 8.5	61.2 $\pm$ 0.2	543.3 $\pm$ 2.8	4.7 $\pm$ 0.1	92.1 $\pm$ 0.5	11.2 $\pm$ 0.1

Table 6-6 실험 4주 후 급이기의 처리구별 생산성 계측 결과

처리구	산란율 (%)	계란품질				
		난중 (g)	난각두께 ( $\mu\text{m}$ )	난각강도 ( $\text{kg}/\text{cm}^2$ )	호우유니트	난황색
대조구	67.8 $\pm$ 10.3	61.2 $\pm$ 0.3	542.2 $\pm$ 2.6	4.7 $\pm$ 0.1	93.1 $\pm$ 0.5	11.1 $\pm$ 0.1
실험구	69.2 $\pm$ 8.1	61.3 $\pm$ 0.3	543.1 $\pm$ 2.5	4.7 $\pm$ 0.1	93.2 $\pm$ 0.5	11.2 $\pm$ 0.1

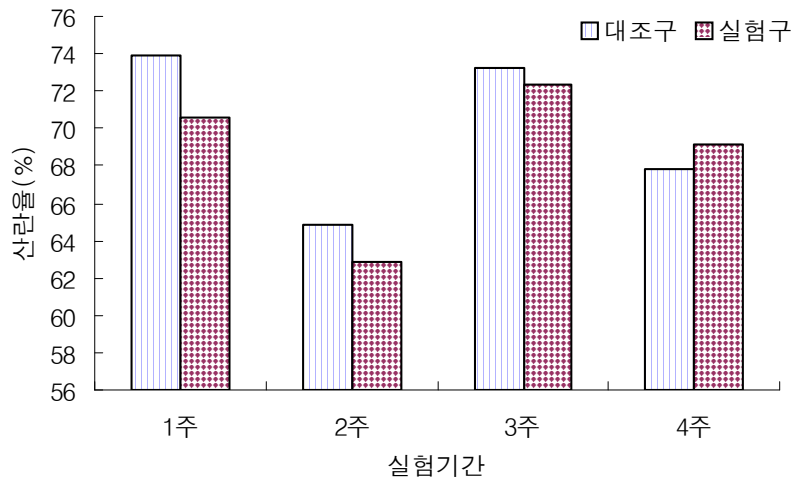


Fig. 6-3 홍천농고 급이기 처리구별 산란율.

사료이송장치 시작기(시작기구)의 소음과 진동이 기존의 사료이송장치(대조구)에 비하여 분명히 소음과 진동이 저감되었음에도 불구하고 이러한 소음과 진동의 저감이 상기한(표 6-3, 표 6-4, 표 6-5, 표 6-6, 그림 6-3) 결과와 같이 산란율과 계란 품질의 향상에 영향을 미치지 못하는 것으로 나타났다( $p>0.05$ ). 실험에 이용된 산란계는 51주령의 것으로 이미 산란계사에 입식된 지 오래되어 사료이송장치의 소음과 진동에 익숙해져 있었다. 제2호 시작기의 소음과 진동이 대조구에 비해 저감된 효과는 있었으나, 기존 사료이송장치(대조구)의 소음과 진동 수준이 낮아 생산성에 영향을 주는 수준(3.0 g 이상)이 아니기 때문에 실험구와 대조구의 산란계 생산성이 차이가 크게 나타나지 않는 것으로 사료되었다. 하지만 선행연구 결과에 따르면, 농장마다의 사료이송장치에서 발생하는 소음과 진동 수준이 크게 다른 것으로 나타났다. 이점을 감안해 볼 때 생산성 관련 실험의 반복수를 증가시킬 경우 시작기의 유의수준이 향상된 결과를 얻을 수 있는 것으로 분석된다. 단, 생물체를 대상으로 수행하는 실험의 반복수 증가에는 많은 제약이 따르며, 실험 수행시의 AI 발생 관련 방역시스템의 강화로 반복수 증가를 연구진의 의도대로 하지 못한 애로가 있었다.

## 제 4 장 목표달성도 및 관련분야에의 기여도

### 제 1 절 연구개발목표의 달성도

연구 개발 목표		달성도(%)
- 직립식 산란계사 내 기계시설의 소음/진동 특성 분석 및 수학적 모델 개발	- 직립식 산란계사 내 기계시설의 소음/진동 발생현황 조사 - 기계시설의 소음/진동 특성 분석 - 기계시설의 수학적 모델 개발	100%
- 직립식 산란계 급이시스템의 소음/진동 저감을 위한 최적 설계	- 개발된 수학적 모델을 적용하여 급이시스템 최적 설계 - 최적설계에 따른 기계요소의 CAD 설계 및 시뮬레이션을 이용한 기구학적 분석	
- 최적화 급이시스템의 시작기 개발	- 방진/제진 기술이 적용된 최적화 급이시스템의 시작기 개발	
- 시작기의 성능 분석(최적화 검증) 및 보완	- 개발된 급이시스템의 소음/진동 계측 분석 - 개발된 급이시스템의 최적설계 조건 충족여부 분석 - 개발된 급이시스템의 수정 및 보완	
- 직립식 산란계사 내 기계시설의 소음/진동 특성에 따른 생산성 분석	- 기계장치의 소음/진동 특성과 산란계 생산성의 상관관계 구명	100%
- 생산성 분석을 통한 급이시스템의 최적설계 필요성 검증과 최적설계의 효과 분석	- 급이시스템의 소음/진동 최적설계 필요성 검증 - 최적설계 효과 분석	
- 최적화 급이시스템의 소음/진동 발생 특성에 따른 산란계의 생산성 분석	- 시작기의 산란계사내 적용 실험 - 시작기의 산란계 생산성 향상 결과 구명	
합 계		

## 제 2 절 관련분야의 기술발전예의 기여도

- 직립식 산란계사 내 기계시설의 소음/진동에 대한 분석의 기초를 마련
- 축산시설의 소음/진동 분석법에 대한 기초를 마련
- 소음/진동이 산란계의 생산성에 미치는 영향 수준 파악
- 직립식 산란계사 내 기계시설의 소음/진동에 대한 수학적 모델 개발
- 축산시설의 저소음/저진동 최적설계개발의 기초 마련
- 우수한 품질의 계란 생산과 산란계 생산성 향상에 기여할 것으로 기대

## 제 5 장 연구개발결과의 활용계획

본 연구에서 개발한 방진/제진 적용 기술을 활용하여 다양한 현장 실험을 통해 상용화가 가능한 진동 최적화 급이시스템을 개발할 예정이다. 나아가 축산시설업계에 이전하여 산업화 활용이 가능하도록 연구를 계속할 예정이다. 방진/제진 급이시스템 및 기술 적용에 대한 특허 및 실용신안을 출원하고 관심을 표명하는 업체와 지속적인 연구와 기술개발로 문제점을 해결하여 다른 축산시설물에 방진/제진 기술을 적용할 예정이다.

## 제 6 장 연구개발과정에서 수집한 해외과학기술정보

본 연구과제에 의하여 개발된 진동 최적화 급이시스템과 축산 시설에 방진/제진 기술 적용에 관한 기술은 외국의 연구사례나 기계에서 유사성을 찾을 수 없으므로 해당사항이 없음.

## 제 7 장 참고문헌

1. 과학기술부. 2002. 진동/충격 저감을 위한 설계 개선 기술 실용화.
2. 과학기술부. 2005. 진동저감을 위한 동특성 변경기술.
3. 과학기술부. 2002. 진동/충격 저감을 위한 설계 개선 기술 실용화.
4. 권순덕. 2001. 세장 구조부재의 와류진동 평가 방법. 한국 풍공학회지 제5권 제1호 pp. 66-74.
5. 김광준, 이학철. 1991. 전동식가진기의 설계, 제작 및 평가. 대한기계학회 1991년도 춘계학술대회논문집 pp. 117-122.
6. 김대식. 2006. 산업인간공학론. 형설출판사.
7. 김성원, 이건복, 정태건, 황재덕. 2002. 최신기계진동학. 문헌문화사.
8. 김원진, 이양섭. 1998. 진동 · 소음 분석 및 해석. 계명대학교.
9. 농림부. 2002. 농용 트랙터의 진동 저감을 위한 시트 개발 최종연구보고서.
10. 농촌진흥청. 2004. 소음환경이 가축의 생산성에 미치는 영향.
11. 농촌진흥청. 2007. 산란계사내의 소음 및 진동의 특성 분석을 통한 기계시설의 최적설계 기술 개발에 관한 연구.
12. 대한산업보건협회. 2006. 작업 특성에 따른 인간공학적 유해요인 평가방법 도구 개발에 관한 연구.
13. 박노길외 6인. 1994. 기계진동학. 반도출판사.
14. 백용진, 최재성, 김경진, 배동명. 2002. 가축 소음피해특성 분석에 관한 사례연구-환경분쟁조정사례를 중심으로-. 한국소음진동공학회 2002년 추계학술대회논문집 pp. 755-761.
15. 은희준. 1998. 건설소음으로 인한 인체 및 가축피해 상관관계. 한국소음진동공학회 1998년도 춘계학술대회논문집 pp. 710-721.
16. 이장무. 2000. 모달해석의 이론과 응용. 서울대학교.
17. 이주완, 김경욱. 2001. 한국농업기계학회. VPA를 이용한 트랙터 좌석 진동의 전달 특성 구명. 바이오시스템공학회지 제26권 제3호 pp. 237-244.
18. 이종길, 이희무, 김신. 2003. 소음이 산란계의 스트레스 호르몬 분비에 미치는 영향. 대한환경공학회 2003 추계학술연구발표회논문집 pp. 1176-1180.
19. 정순철, 이재웅. 2006. 진동응답에 나타난 모드의 기여도 평가에 관한 연구. 한국소



음진동공학회논문집 제16권 제4호 pp. 339-345.

20. 정일록, 김재룡, 윤세철, 이태호. 2004. 최신 소음 진동 실무. 신광문화사.
21. 최장하, 김재환, 이동욱, 송기형, 이증근, 김정희, 한소영, 이주민. 2003. Centrifugal Fan 유발소음 및 진동 저감에 관한 연구. 선문대학교 공조기술연구센터 연구논문집 제1권 173-197.
22. 한국산업표준협회. 1991. KS R 1034 자동차 부품 진동 시험 방법.
23. 한국산업표준협회 1994. KS B 5517 진동 및 충격 측정 - 사이즈믹식 픽업의 요구 특성.
24. 한국산업표준협회. 2001. KS B 0714 기계적 진동 및 충격 - 가속도계의 기계적인 설치.
25. 한국산업표준협회. 2002. KS B 4009 공작 기계의 진동 검사 방법.
26. 한국산업표준협회. 2002. KS D 0076 제진 강판의 진동 감쇠 특성 시험 방법.
27. 황재승, 주석준, 김윤석. 2004. 슬라이딩 블록 제진장치를 이용한 구조물의 진동 제어. 한국 풍공학회 학술발표논문집, 통권 제7호, pp. 105-111.
28. 환경부. 2001. 소음에 의한 가축피해 평가방안에 관한 연구.
29. Acker, D. M. and Chunningham. 1991. Animal Science and Industry, Prentice Hall.
30. Akin, J. E. and M. Mofid. 1989. Numerical Solution For Response of Beam with Moving Mass. J. of Structural Engineering Vol. 115. No. 1, pp. 120-131.
31. ASTM. 2004. ASTM D 3580-95 Standard Test Methods for Vibration (Vertical Linear Motion) Test of Products.
32. ASTM. 2003. ASTM E 328-02 Standard Test Methods for Stress Relaxation for Materials and Structures.
33. ASTM. 2005. ASTM 756-05 Standard Test Method for Measuring Vibration-Damping Properties of Materials.
34. Cifuentes A. O. 1989. Dynamic Response of A Beam Excited by a Moving Mass. Finite Elements in Analysis and Design Vol. 5, pp. 49-58.
35. ISO. 1993. ISO 5347-5 Methods for the calibration of vibration and shock pick ups - part 5 : Calibration by Earth's gravitation.

36. ISO. 1993. ISO 5347-7 Methods for the calibration of vibration and shock pick ups – part 7 : Primary calibration by centrifuge,
37. ISO. 1993. ISO 5347-8 Methods for the calibration of vibration and shock pick ups – part 8 : Primary calibration by dual centrifuge.
38. ISO. 1993. ISO 5347-10 Methods for the calibration of vibration and shock pick ups – part 10 : Primary calibration by high impact shock.
39. ISO. 1993. ISO 5347-11 Methods for the calibration of vibration and shock pick ups – part 11 : Testing of transverse vibration sensitivity.
40. ISO. 1993. ISO 5347-12 Methods for the calibration of vibration and shock pick ups – part 12 : Testing of transverse shock sensitivity.
41. ISO. 1993. ISO 5347-13 Methods for the calibration of vibration and shock pick ups – part 13 : Testing of base strain sensitivity.
42. ISO. 1993. ISO 5347-14 Methods for the calibration of vibration and shock pick ups – part 14 : Resonance frequency testing of undamped accelerometers on a steel block.
43. ISO. 1993. ISO 5347-15 Methods for the calibration of vibration and shock pick ups – part 15 : Testing of acoustic sensitivity.
44. ISO. 1993. ISO 5347-16 Methods for the calibration of vibration and shock pick ups – part 16 : Testing of mounting torque sensitivity.
45. ISO. 1993. ISO 5347-17 Methods for the calibration of vibration and shock pick ups – part 17 : Testing of fixed temperature sensitivity.
46. ISO. 1993. ISO 5347-18 Methods for the calibration of vibration and shock pick ups – part 18 : Testing of transient temperature sensitivity.
47. ISO. 1993. ISO 5347-19 Methods for the calibration of vibration and shock pick ups – part 19 : Testing of magnetic filed sensitivity.
48. ISO. 1993. ISO 5347-22 Methods for the calibration of vibration and shock pick ups – part 22 : Accelerometer response testing-General methods.

49. Lee, J. E. and Fassois, S. D. 1993. On the problem of Stochastic Experimental Modal Analysis Based on Multi-excitation Multiple-response Data, part I : Dispersion Analysis of Continuous-time Structural System. *J. of Sound and Vibration* Vol. 161, pp. 33-56.
50. Meirovatch, L. 1967. *Analytical Methods in Vibrations*. Macmillan.
51. Mark H. 2000. *MODAL MASS, STIFFNESS AND DAMPING*. Richardson Vibrant Technology, Inc.
52. Potter, R. and Richardson, M. H. 1974. Mass, Stiffness and Damping Matrices from Measured Modal Parameters. I.S.A. International Instrumentation – Automation Conference.
53. Potter, R. and Richardson, M. H. 1974. Identification of the Modal Properties of an Elastic Structure from Measured Transfer Function Data. 20th International Instrumentation Symposium.
54. Richardson, M. H. 1977. Derivation of Mass, Stiffness and Damping Parameters From Experimental Modal Data. Hewlett Packard Company.
55. Stephen, J., G. Hall and R. Harry Bradshaw. 1998. Welfare Aspect of the Transport by Road of Sheep and Pigs. *J. of Applied Animal Welfare Science* Vol 1 No. 3, pp. 235-254.

## 주 의

1. 이 보고서는 농림수산식품부에서 시행한 농림기술개발사업의 연구보고서입니다.
2. 이 보고서 내용을 발표할 때에는 반드시 농림부에서 시행한 농림기술개발사업의 연구결과임을 밝혀야 합니다.
3. 국가과학기술 기밀유지에 필요한 내용은 대외적으로 발표 또는 공개하여서는 아니됩니다.