

풍동시험에서 사용하는 시험지지부의 동특성 해석용 툴에 관한 연구

박태민*, 이기석+, 홍준희**

A Study on the Tool for Dynamic Analysis of the Test Support system using Wind Tunnel Testing

Tae-Min Park*, Kee-Seok Lee+, Jun-Hee Hong**

Abstract

This paper is described the program algorithm which can easily estimate dynamics of test support system by using mathematica tool based on the finite element method. We can determine the geometry, dimensions of the test support system, through tool stated in this paper for a certain test conditions. As a result of computer simulation and manufactured test support system's experiment in order to verify suggested program, the dynamics of the test support system was well correspondent each other.

Key Words : 동특성(dynamics), 진동변위(oscillatory deflection), 시험지지부(test support system), 풍동(wind tunnel), 유한요소(finite element), 불확실성(uncertainty)

1. 서론

정확도가 높은 시험 결과 자료를 제공하기 위해서는 시험 중에 발생할 수 있는 오차 요소를 최소화시키는 것이 무엇보다 중요하다. 측정된 자료의 오차를 최소화하기 위해 성능이 우수한 계측기, 주변기기 등을 사용함에도 불구하고 시험 결과에 오차를 유발하는 많은 불확실성(uncertainty)이 존재한다.⁽¹⁾

항공기, 자동차, 선박 등의 풍동시험(wind tunnel testing)에서 자료 오차를 유발할 수 있는 요소를 크게

나누면 첫째, 풍속 측정, 흐름각(flow angle) 등과 관련된 시험부의 흐름에 오차를 유발할 수 있는 요소, 둘째, 시험에 사용되는 장비나 계측기 등의 정확도에 기인한 불확실성 요소, 셋째, 시험지지부의 간섭효과, 시험장비의 부적절한 설치 등 시험에 관련된 불확실성 요소, 넷째, 시험모형의 설계 및 제작의 정확도에 기인한 요소 등이 있다.

풍동시험에서 시험 모형에 작용되는 힘을 측정하는 계측기는 일반적으로 스트레인 게이지를 휘스톤브릿지로 연결하여 스트레인에 의한 전기저항 변화를 전압으

* 충남대학교 기계공학과 (suvelt@cnu.ac.kr)

주소: 305-764 대전광역시 유성구 궁동220

+ 충남대 기계공학과 대학원

** 충남대 기계공학과

로 변환시켜 이를 환산하는 형태로 시험모형에 작용하는 힘이나 모멘트를 측정하는 플렉시블 밸런스(flexible balance)가 사용되며, 이 계측기는 시험 모형에 직접 연결되거나 시험지지대인 스팅(sting)과는 비접촉(non-metric)을 유지한다.^(2,3)

풍동시험에서 풍속과 풍동 시설의 구조로 인하여 바람에 주기적인 파동이 발생한다. 이러한 진동이 시험 모형이 포함된 시험지지부의 고유주파수와 비슷해지면 시스템의 공진(resonance)현상에 의한 시스템의 안전성뿐만 아니라 정상상태(steady state)에서 자료 정확도의 중요한 인자가 될 수 있다.⁽³⁾ 따라서 풍동시험에서 유발하는 자료 오차를 최소화시키고, 시험 중에 공진으로 인한 계측기나 시험 모형의 파손에 대한 안전성을 보장하기 위하여 시험지지부의 굽힘(bending)과 진동(oscillation)을 평가하여야 한다.^(4,6)

본 논문은 풍동시험에 활용할 목적으로 시험 모형 및 스팅이 포함된 시험지지부의 설계 및 제작에 앞서 시험 조건을 바탕으로 작동하는 외부압력을 고려하여 변위 및 시험지지부의 동특성(dynamics)을 예측하며 시험 중 발생할 수 있는 공진으로 인한 시험지지대의 파손에 대한 안전성을 보장하고 또한 양질의 자료를 획득하기 위하여 설계시부터 이를 고려하여 재원을 결정하고자 유한요소법에 사용한 모델링을 바탕으로 시험지지부의 동특성을 간단히 예측할 수 있는 툴(tool) 프로그램을 개발하는데 있다.

개발된 프로그램을 입증하기 위하여 다음과 같은 방법을 수행하였다. 계측기인 밸런스는 형상이 복잡하므로 등가보로 묘사하여 동특성을 해석하였다. 모델링 해석과 비교하기 위하여 동일한 수의 node로 시험지지대를 분할하여 시험을 수행하였다.

고유진동수는 1차, 2차, 3차까지만 측정하였고, 각 고유진동수의 node shape을 파악하고자 두개의 가속도계를 사용하여 기준점을 선정하여 그 기준점에 하나의 가속도계를 사용하고 나머지 하나를 각 node 점으로 이동하면서 그 진폭비를 구하였다. 유한요소 해석과 시험 결과 및 프로그램 결과치를 비교 고찰하였다

2. 시스템 모델링

유한요소 해석을 위하여 시험지지부의 스팅, 밸런스를 각각 등가로 표현하였다. Fig. 1은 시험을 위한 모형 설치

예이다.

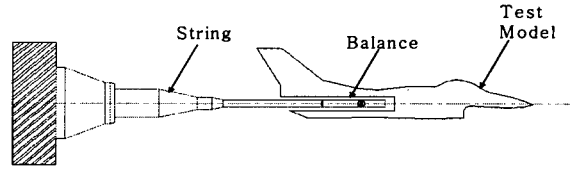


Fig. 1. Schematic of the test support system for wind tunnel test

2.1 스팅(sting)

스텅의 변위는 주로 굽힘 모멘트에 의해 야기되는 것으로 변위는 강성계수(EI)에 반비례한다. 따라서 가장 큰 힘이 작용하는 수직방향의 동특성을 파악하고자 Fig.2와 같이 스팅의 형상을 단순화하여 8개의 node로 분할한다. 나사홈은 무시하고 테이퍼 진 부분은 테이퍼 기울기가 크지 않으므로 두 부분으로 나누어서 그 중앙에서의 단면적을 계산하였다. 스팅의 재질은 보통 마라징스틸(C-350)을 사용한다.

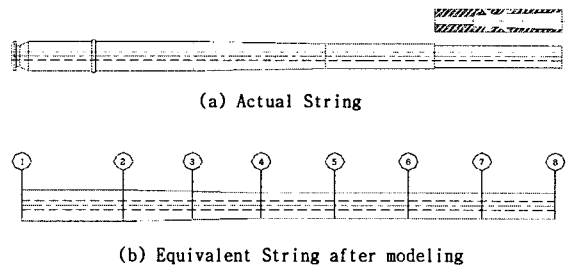


Fig. 2. Sting modeling for finite element

2.2 플렉시블 밸런스(flexible balance)

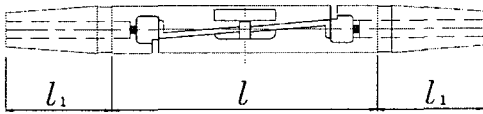
Fig. 3에서 보듯이 플렉시블 밸런스 형상은 프렉처(flexure)의 배열 구조로 매우 복잡하다. 따라서 밸런스 교정정보고서를 참조하여 동특성을 묘사하는 등가보(Equivalent beam)로 단순화하였다.⁽⁷⁾ 힘 수직력(NF)에 의한 변위 σ_z 는 식(1)과 같다.

$$\sigma_z = 0.000011984 \times NF(kg) \quad (1)$$

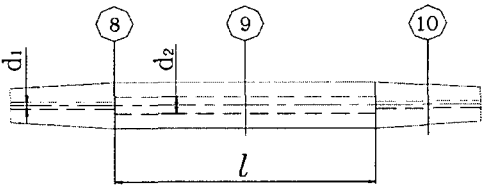
외팔보 변위를 고려하여 처짐식을 식(1)과 등식으로 놓으면 식(2)와 같다.

$$\sigma_z = 0.000014984 \cdot NF = \frac{Pl^3}{3EI} \quad (2)$$

여기서 P : 적용하중, l 은 보의 길이이다. 식 (2)에서 등가 외경 d_2 를 구할 수 있다.



(a) Actual Balance



(b) Equivalent Balance after modeling

Fig. 3. Equivalent balance modeling

3. 동특성 해석용 틀 개발

3.1 이론 해석

다 자유도 시스템의 정확한 동특성 해석은 일반적으로 어려우며, 이와 관련된 해석은 시험에 의해서 이루어진다. 대부분의 경우에 있어서 시스템의 모든 모드 모델이 필요한 것은 아니며, 기본(fundamental)진동수, 즉 1차 고유진동수와 상대적으로 작은 몇 개의 저진동수 모드만 알면 시스템의 동특성을 파악하는데 충분하다. 특히 보는 주로 저진동수 모드에 영향을 받기 때문에 이것을 고려한다면 보의 해석은 용이해진다. 따라서 1차원으로 모델링한 보의 변위(deflection) 및 기울기(slope)의 연속조건을 만족하는 형상 함수를 택하면 보의 동특성을 쉽게 구할 수 있다.

이를 위하여 Euler-Bernoulli 보의 지배 방정식을 사용하였다.

$$\rho \frac{\partial^2 u(z, t)}{\partial t^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} (Ei \frac{\partial^2 u(z, t)}{\partial t^2}) = f(z, t) \quad (3)$$

여기서 ρ 는 밀도, Ei 는 빔의 강성계수, $f(z, t)$ 는 외부에서 작용된 압력하중, z 는 빔 축 방향의 공간축이다.

3.2 유한요소법을 이용한 정식화

유한요소법으로 정식화하기 위하여 적절한 근사함수를 도입하여 이를 주어진 미분방정식에 대입했을 때 생기는 잔여치(residual)와 또 다른 함수의 집합인 가중함수화의 내적이 에너지 개념으로서 영(zero)이 되어야 한다는 개념을 이용한 가중 잔여법을 가상일의 원리를 적용하면 식 (3)의 평균 가중 잔여는 식 (4)와 같다.

$$I = \int_0^l (\rho \frac{\partial^2 v(x, t)}{\partial t^2} + \frac{\partial^2}{\partial x^2} (Ei \frac{\partial^2 v(x, t)}{\partial t^2}) - f(x, t)) w dx = 0 \quad (4)$$

여기서 l 은 빔 길이, x 는 빔 축방향의 공간축이고, w 시험함수이다. 식 (4)를 weak formation을 한 다음 보를 N 개의 유한요소로 분리하여 표현하면 식(5)와 같다.

$$I = \sum_{i=0}^N [\int_{\Omega_e} (\rho \frac{\partial^2 v(x, t)}{\partial t^2} w dx + \int_{\Omega_e} \frac{\partial^2}{\partial x^2} (EI \frac{\partial^2 v(x, t)}{\partial x^2} \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial x^2}) - \int_{\Omega_e} f(x, t) w dx] + [V_w - M \frac{\partial w}{\partial x}]_0^l = 0 \quad (5)$$

여기서 $V = EI(\frac{\partial^3 w}{\partial x^3})$: 전단력

$M = EI(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2})$: 굽힘모멘트

Ω_e : 요소 영역

N : 빔의 요소수

식 (4)의 첫 번째 항은 운동에너지 항이고, 두 번째 항은 탄성 위치에너지 항이며, 마지막 항은 경계조건을 나타낸다. 유한요소로 정식화하기 위해 시험함수 w 와 횡방향 변위인 모드 변수 v 를 같게 놓은 Rayleigh-Ritz법을 사용하여 정식화하였다.

3.3 System Matrix 조합

시스템의 질량 행렬(mass matrix[M]) 와 강성 행렬(stiffness matrix[k])을 알 수 있다면 시스템의 동특성을 예측할 수 있다. 일반화한 질량 행렬과 강성 행렬은 요소 하나에 대한 요소로 분할되어 있는 보는 이웃하는 요소와의 변위와 기울기의 연속성을 만족하는 행렬의 조합으로 구성해야 한다. 즉, 국부적인 요소로 전체 보의 강성이나 질량을 결정하는데 있어서 우선 양립성을 보장하기 위하여 인접한 요소의 변위를 일치시켜야 한다. 즉, 보의 축과 부합되는 전체 좌표로 시스템 행렬의 조합은 단순화된다. 첫번째 요소와 다음 요소와 이웃하는 사이에 있는 변위와 기울기는 같기 때문에 노드 변수 v_i 와 기울기 θ_i 는 공통적으로 사용되어 두행과 같이 열이 겹치게 된다. 따라서 시스템 전체의 질량 행렬과 강성 행렬은 다음과 같다.

$$M = \begin{bmatrix} \begin{matrix} \text{element 1} \\ 2 \times 2 \end{matrix} & & \\ & \begin{matrix} \text{element 2} \\ 2 \times 2 \end{matrix} & \\ & & \dots \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_1 \\ \theta_1 \\ v_2 \\ \theta_2 \\ \vdots \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$K = \begin{bmatrix} \begin{matrix} \text{element 1} \\ 2 \times 2 \end{matrix} & & \\ & \begin{matrix} \text{element 2} \\ 2 \times 2 \end{matrix} & \\ & & \dots \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_1 \\ \theta_1 \\ v_2 \\ \theta_2 \\ \vdots \end{bmatrix} \quad (7)$$

3.4 툴(Tool) 프로그램

응용 툴 프로그램을 개발하기 위하여 mathematica를 사용하였다. 툴 개발을 위한 흐름도는 Fig. 4와 같다.

스팅의 경우 치수 이외에는 전체적인 형상은 변하지 않으므로 입력 데이터에 d와 길이 l이 변함으로서 단면 2차 모멘트나 면적이 자동적으로 변경되도록 설계하였다. 또한 단위 길이당 질량은 면적이 변하면 자동적으로 변하도록 설계하여 일반화된 툴을 프로그램 하였다.

배열을 통하여 일반화한 질량 행렬 M과 강성 행렬 K를 선정 한 후 전체 시스템의 행렬 조합이 되도록 한 후 적용되는 시스템의 경계조건, 즉 고정점에서 변위 $v = 0$,

기울기 $\theta_1 = 0$ 을 대입하여 시스템 행렬에서 첫 번째, 두 번째 행과 열을 각각 제거하여 노드 수 N에 따라 시스템 행렬의 차수는 $2N \times 2N$ 행렬로 구성된다.

측정부인 밸런스에 연결된 모형은 밸런스와 동일한 직경을 갖는 조건으로 집중하중이 작용하는 것으로 고려하여 질량 가중 계수(mass weighting coefficient)를 결정하였다. 툴 프로그램의 타당함을 입증하기 위해서 같은 노드수로 나는 방법으로 계산하였으나 노드 수는 임의 변경 가능하다.

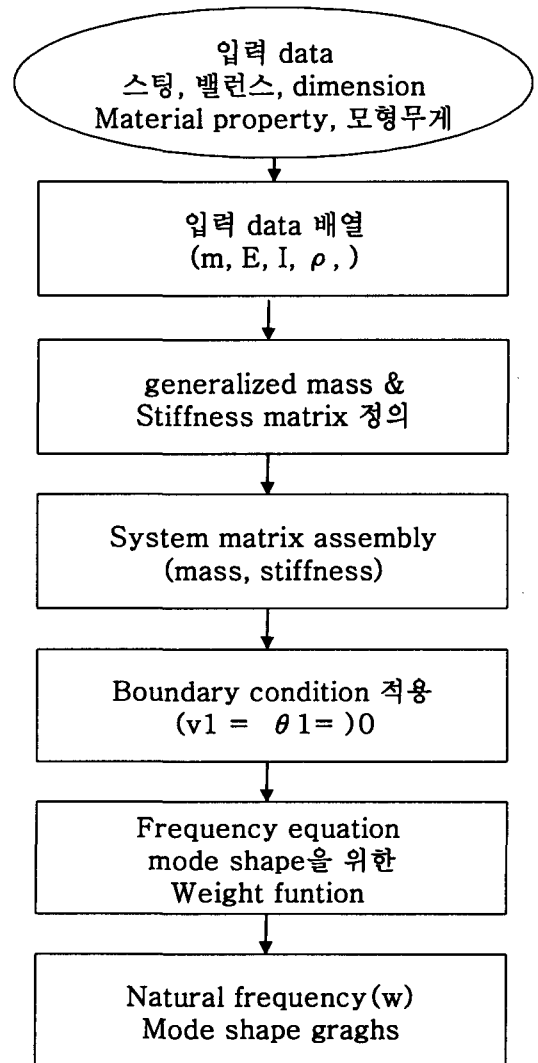


Fig. 4. Flow chart of tool program for dynamics analysis

4. 실험

가속도계로부터 나온 신호를 신호처리를 통해 디지털 오실로스코프로 값을 디스플레이하고 데이터를 저장한다. 시험에서 두 개의 가속도계를 사용하였으며, 하나는 기준점으로 하여 다른 하나를 각 노드점으로 이동하면서 그 진폭비를 구하여 고유 진동형의 특성을 파악하고자 하였다. 해석결과를 참조하여 고주파 고유진동수를 얻기 위하여 샘플링 시간은 10ks/s로 설정하였다. 또한 일정한 부분에 우레탄 해머를 사용하여 수직으로 가진력을 주어 결과를 측정하였고, 시험의 오차를 최소화하기 위해 여러 번 반복 시험하여 평균을 취하였다. Fig.5는 시험을 위하여 조립한 모습이다. 스팅의 재질은 마라강 C-350을 사용하였고, 시험 모형 무게는 21.83Kg이다. 실험은 우선 시험모형의 무게에 의한 영향을 파악하기 위하여 밸런스-스텅의 조합의 경우와 밸런스-스텅-모형의 조합으로 구분하여 실험을 수행하였다. 지면과 고정되는 빗금친 부분이 동특성에 영향을 주지 않도록 강성 계수가 500배이상 되는 구조로 제작하였다.

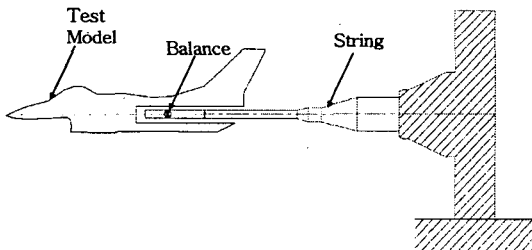


Fig. 5. Experimental set-up for dynamics test in case of sting-balance-test model

5. 프로그램 결과 및 실험 결과 고찰

5.1 고유진동수와 진폭비

스텅-밸런스-모형을 조합한 다음 고정된(clamped) 조건에서 ANSYS를 이용하여 해석을 수행하였다. 밸런스 양단의 테이퍼 부분은 각각 스팅과 밸런스에 부착되어 일체형으로 가정하였고, 모형의 무게중심이 밸런스 모멘트 중심에서 정방으로 91.5mm 전방에 위치하고 있으므로 밸런스 TI의 1000배를 주어 rigid bar를 추가하여 밸런스 끝에 모형을 연결하여 모형의 무게중심을 고려하여 해석하

였다.⁽⁸⁾

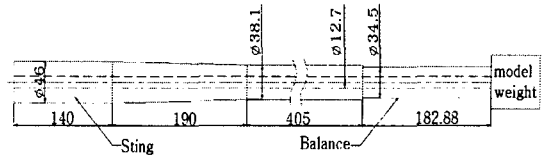


Fig. 6. Modeling for dynamic analysis of sting-balance-test model

스텅-밸런스-모형의 고정 조건에서 1차 고유진동수는 실험인 경우 11.2Hz로서 툴 해석결과와 ANSYS 결과치와 비교해 보면, 각각 2.4%, 1.2%의 차를 보였다. 모형을 제외하고 실험한 스팅-밸런스 조합의 1차 고유진동수가 38.02Hz로 측정되었다, 이는 정적인 조건에서는 시험 모형의 무게(21.13kg)가 전체 시스템의 동특성에 미치는 영향이 큼을 알 수 있다.

1차 고유진동수의 모드 형태는 해석과 실험사이에서 0.007정도의 편차를 보였다. 2차, 3차 고유진동수의 경우 실험에서 잡음으로 고유진동수 주파수대를 파악할 수 없어 측정하지 못하였다.

해석과 툴 프로그램 결과는 1차 고유진동수에서 0.087 Hz의 오차를 보였고, 진폭비는 최대 0.004로 1.4%의 오차를 보였다. Table 1은 고정 조건에서의 고유진동수와 진폭비를 비교한 것이다.

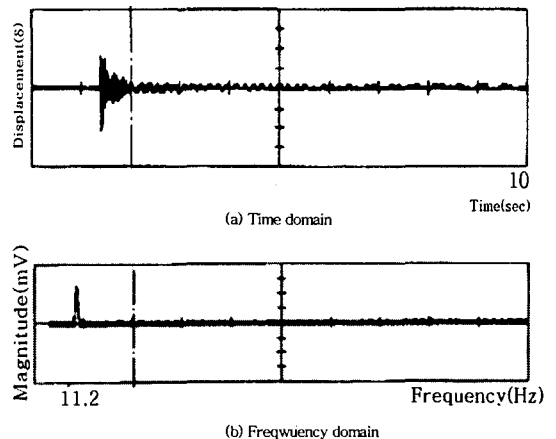


Fig. 7. Results achieved with experiment

Table 1. Result achieved with experiment, analysis and Tool Program in case of sting-balance-model integration

frequency		f1	f2	f3
Items	해석	11.03	163.18	476.86
	실험	11.20		
	Tool 프로그램	10.92	162.61	481.98
①	해석 진폭비	0.000		
	실험 진폭비	0.000		
	Tool 진폭비	0.000		
②	해석 진폭비	0.102		
	실험 진폭비	0.109		
	Tool 진폭비	0.101		
③	해석 진폭비	0.271		
	실험 진폭비	0.278		
	Tool 진폭비	0.267		
④	해석 진폭비	0.570		
	실험 진폭비	0.580		
	Tool 진폭비	0.569		
⑤	해석 진폭비	1.000		
	실험 진폭비	1.000		
	Tool 진폭비	1.000		

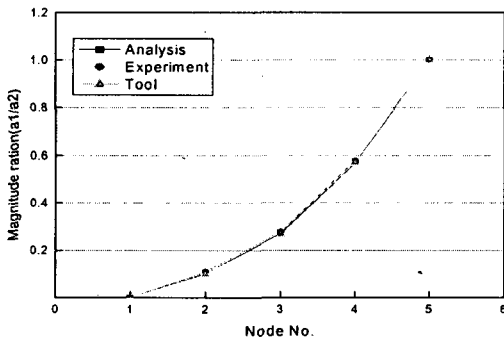


Fig. 8. Results on the magnitude ratio of analysis, experiment and tool program in the clamped condition

5.2 시험 모형의 무게중심 위치에 따른 영향

모형의 무게중심은 일반적으로 플렉시블 밸런스과 장착되는 테이퍼 부분에 위치하나 경우에 따라서 이동될 수 있다. 따라서 모형 무게중심의 이동에 따른 시스템 동특성에 관하여 검토하였고, 이를 위해 툴 프로그램을 사용하였다. 밸런스 끝단에서 좌우로 120mm까지 무게중심

이 10mm간격으로 이동된다고 가정하고 1차 고유진동수를 계산하였다. 밸런스 끝단에서 1차 고유진동수를 9.662Hz를 기준으로 스팅 방향으로 120mm 이동되었을 때 1차 고유진동수가 11.78Hz가 되었고, 반대쪽으로 120mm 이동되었을 때 7.942Hz가 되었다. 따라서 풍동모형 설계시 밸런스 끝단에 무게 중심이 있다고 가정하고, 동특성을 파악하면 최대 2.188Hz의 차를 야기할 수 있음을 보여준다. Fig. 9는 모형의 무게 중심에 따른 1차 고유진동수의 변화를 나타낸 것이다.

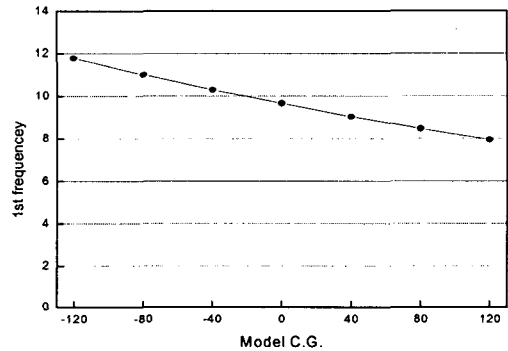


Fig. 9. Variation of 1st natural frequency according to center of gravity of the test model

6. 결론

수송체의 형상 설계를 위해 수행하는 풍동실험에서 사용되는 시험지지부의 동특성에 관한 연구를 수행하였다. 유한요소법에 적용된 동일한 모델링을 바탕으로 동특성 결과를 간편하고 용이하게 예측할 수 있는 프로그램을 개발하였고, 이 결과를 실험과 해석 결과와 비교 고찰하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- [1] 스팅-밸런스-모형의 고정 조건에서 1차 고유진동수는 해석과 실험 및 툴 프로그램 결과치가 매우 일치함을 보였다.
- [2] 정적인 조건에서 스팅의 강성계수는 크지만, 전체적인 시험지지부의 동특성은 사용된 밸런스와 모형에 큰 영향을 받고 있음을 확인하였다.

풍동실험에서 야기될 수 있는 진동 변위(Oscillatory deflection)를 예측하기 위하여 시험지지부의 동특성을 연

구 수행하였으나, 본 연구는 정적 상태에서 수행한 결과로서 보다 다양한 시험조건과 측정 장비의 사용에 따른 동특성을 예측하기 위해서는 가진진동 시험(forced-oscillation test)에서의 정성 추출 Cross-coupling 밸런스의 운동방정식 모델링 기법, 공기 동역학적인 시험지지부의 간섭을 최소화하는 스팅의 동특성 기법, 플리터 현상이나 자료보정 문제, 구조적인 감쇠 항을 포함한 동특성 모형의 질량 분포 영향에 대한 동특성 등의 추가적인 연구가 필요하다.

참고 문헌

- (1) Mewherter R.C, A.M McClure Hill, Jr., J.G., 1986, July, Wind tunnel modal design handbook. NASA & Micro Craft Inc.
- (2) Thomson William T., 1991, Theory of vibration with Applications, Third edition.
- (3) Rae Willion H. Pope Jr. Alan, 1998, Low speed wind tunnel testing, third edition, pp152-198.
- (4) AEDC Dynamics facility team, May, 1976, "Sting Dynamics of wind Tunnel Models", AEDC-TR-76-41.
- (5) Burt Glen. E., Uselton Tames C., March, 1976 "Effect of sting oscillations on the measurement of Dynamic stability derivatives", J. Aircraft, vol. 13, No. 3.
- (6) Beyers M. E., Jan, 1983, "Measurement of Direct Moment Derivatives in the Presence of string Dlunging", VRC NO. 20935.
- (7) Vought Cooperation, 1979, "Calibration Process Report".
- (8) Gupta O. P., 1999, "Finite and Boundary Element methods in Engineering", A. A. Balkema.