

< 논 문 >

임의 단면을 갖는 복합재료 회전익의 주축계 결정에 관한 연구

유용석* · 최명진** · 오택열**

(1996년 11월 25일 접수)

A Study on the Determination of the Principal Coordinate System of Composite Rotor Blade having Arbitrary Cross Secion

Y. S. Yu, M. J. Choi and T. Y. Oh

Key Words : Principal Coordinate System(관성주축계), Shear Center(전단중심), Elastic Center(탄성중심), Continuum Model(연속체 모델), Reduction(자유도저감법)

Abstract

Modern helicopter rotor blades with non-homogeneous cross section composed of anisotropic material require highly sophisticated structural analysis. Variation in cross section geometry makes this task of analysis more complicated. Since rotor blades generally are much longer than their lateral dimensions, one-dimensional models seem feasible, at least from a computational point of view. Therefore determination of the principal coordinate system is very important to remove the structural coupling for one-dimensional beam modelling. In this study, a method, based on continuum modelling concepts, is presented to determine elastic center, shear center, and principal direction. The method will be verified by comparing the results with confirmed experimental results.

1. 서 론

회전익 항공기의 경우 고정익 항공기와는 달리 회전익이 추력, 양력뿐만 아니라 제어면의 역할을 수행하므로 블레이드의 구조중량 및 반복하중으로 인한 진동을 최소화하면서 요구하는 추력을 발생시키기 위한 해석 및 설계기술은 필수적이며, 이런점에서 무게 대 강성비, 강도비가 크고 내구성이 뛰어나며, 일체식 구조로 만들기가 용이한 첨단 복합재료는 회전익의 소재로 훌륭한 선택이 되는 것이다.⁽¹⁾ 회전익의 소재로 복합재료가 채택됨에 따라 유연보의 형태로 회전익을 대체시킬 수 있었고,

이는 허브의 형태를 단순화시키는 결과를 가져왔다. 허브의 형태가 단순화함에 따라 정비성, 신뢰성 및 중량이득의 측면에서는 우수해졌지만 비등방성, 비균질성 등의 문제가 복잡해졌다.⁽²⁾ 과거에 개발된 대다수의 구조적 모델들은 단순한 단면형상(Circular tube, I-beam, Rectangular boxes etc.)을 갖는 보의 해석이 가능하도록 하는 수준의 발전에 머물렀다. 물론 3차원 유한요소 모델이 채택될 수는 있지만 Hodges⁽³⁾의 지적대로 이런 야만적인(brute) 방법은 비용이 매우 비싸고 결과의 해석이 쉽지 않다. 따라서, 일반적인 회전익은 축방향 길이가 폭에 비해 길기 때문에 컴퓨터를 이용한 해석의 관점에서 1차원 모델링이 최적의 선택으로 보인다. 그러나 아직은 잠재적으로 커다란 고품을 하고, 스펙방향의 비균질성, 단면이 복잡하게 변화하는 회전익을 설명할 수 있는 충분하고 일반적인 이

*회원, 경희대학교 대학원 기계공학과

**회원, 경희대학교 기계공학과

론은 존재하지 않는다. 동시에 회전익을 1차원 보로 가정하여 이론을 전개하는 경우, 보에 관한 적절한 운동기하학을 매끄럽게 기술한다고 해도 엄격하게는 3차원 탄성계수들로 이루어지는 구성방정식들의 근사적 서술일 수 밖에 없다. 이럴 경우 본질적으로 내재하는 1차원 보 모델링으로 인한 오차를 최소화하느냐 하는 것이 관건이 된다.⁽⁴⁾

복합재료 블레이드에 대한 모델링은 여러 관점에서 행해지고 있지만 크게 대별해서 두가지 측면에서 진행되고 있다. 첫째가 복합재료의 이방특성을 충분히 고려할 수 있도록 블레이드 임의 단면에서 선형 2차원 해석을 통하여 전단중심과 위평함수, 그리고 단면의 강성계수들을 결정해서 모델링하는 방법과,^(5~7) 둘째로 기하학적인 비선형성, 단면위평, 두께방향 전단 등을 고려한 1차원 운동기하학을 이용해서 지배방정식을 이끌어내는 방법을 들 수가 있다.^(7~9) 그러나 전자의 경우는 회전익을 단순상자형 외팔보로 가정함에 따라 회전익 단면의 기하학적 형상을 충분히 반영하지 못하는 결점이 있고 블레이드 단면의 2차원 해석을 위해 회전익 설계 초기에 새로운 프로그램을 개발하여야 하는 부담이 적지 않고, 후자의 경우는 각각 적용하는 회전익의 형태에 따라 일일이 지배방정식을 유도하여야 하는 적용상의 난점이 있다. 따라서 보다 경제적이고 편리한 방법을 제시하고자하는 노력의 일환으로 회전익의 임의단면에 대한 등가강성행렬을 추출하는 방법에 대한 연구가 진행되어 왔다.^(10~12) 그러나 이 경우 추출된 강성행렬의 연성행배제를 어떻게 하느냐하는 것이 해의 정확도에 있어 영향을 미치게 되며, 이러한 연성행의 배제는 크게 2가지 방향으로 진행되는 바 첫째, 관성주축의 방향을 결정하는 것과 둘째, 탄성과 전단중심의 결정이 그것이다. 관성주축의 방향과 탄성, 전단중심의 위치를 결정하는 방법은 연성행의 배제라는 가치뿐만이 아니라 그 자체로 회전익의 설계 및 해석에 있어 중요한 의미를 가진다.

본 연구에서는 자유도저감법을 이용하여 등가강성행렬을 추출하고, 여기에 간단한 행렬연산과 에너지 동등개념을 적용함으로써 관성주축계 결정에 대한 연구를 수행하였다. 본 이론의 타당성을 검증하기 위하여 이미 그 엄밀해를 알고 있는 단순 균일보에 적용하고, 실험적 방법으로 관성주축계를 결정한 문헌의 모델을 이용하여 그 해를 비교하였다.

2. 회전익의 구성 및 등가강성행렬의 추출

플랩, 리드래그, 페더링 등 3개의 힌지를 갖는 허브의 구조는 기계적으로 복잡하고 정비성 및 성능의 측면에서 불리하였다. 섬유강화복합재료와 같이 적층각 및 적층순서의 적절한 선택에 의해 원하는 방향의 강성을 조절할 수 있는 재료가 개발됨에 따라 회전익을 유연보의 형태로 대체할 수가 있었다. 그러나 상대적으로 블레이드의 구조적 해석문제는 복잡하게 되었고 일차원 보(*beam*) 모델링기법은 더욱 중요한 문제로 대두되었고, 따라서 구조적 연성배제를 위한 관성주축계(*principal coordinate system*)의 결정은 그 의의가 크다고 하겠다. 본 연구에서 채택한 회전익은 복합재료를 사용한 힌지가 없는 블레이드로서 그 구성을 Fig. 1에 나타내었다. 먼저 블레이드의 중심에 나무로 기초강성을 부여하고 블레이드의 꼬리부분은 폼(foam)

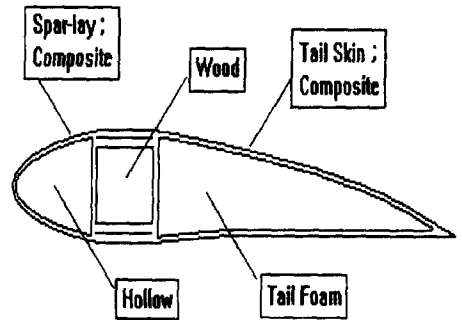


Fig. 1 Illustration of blade section

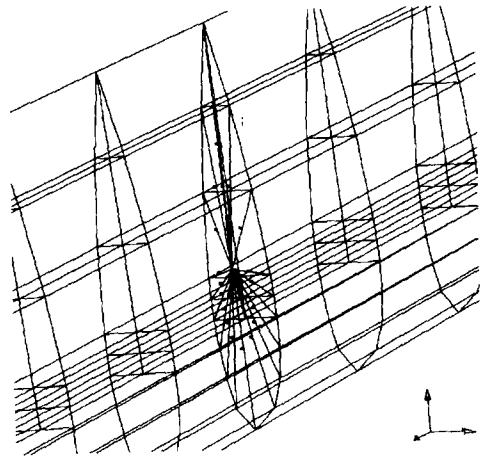


Fig. 2 Illustration of rigid modelling

을 부착하였다. 다시 전체 블레이드를 섬유강화 복합재료로 덧씌웠다. 설계 완료된 블레이드의 꼬리 부분 포음은 꼬리부분의 형상을 유지하기 위해 첨가되었을 뿐, 블레이드 시스템의 전체적인 강성에는 기여를 하지 못한다.

단면의 등가강성행렬을 추출하기 위하여 Fig. 2에서 보여지듯이 구하고자하는 회전익의 단면에 대하여 임의의 절점을 부여한다. 여기에 자유도 저감법을 적용하여 단면의 등가강성값을 결정하고 부여한 절점에 대하여 등가강성행렬을 출력시킬수 있게 된다.

이와 같이 출력된 등가강성행렬을 이용하면 간단한 행렬연산만으로 전단, 탄성중심 및 관성추축계를 결정할 수 있게된다.

3. 관성추축계의 결정

Fig. 3과 같은 형상을 하고 있는 임의의 외팔보에서 중심점을 O, 중심점에서 y방향으로 a, z방향으로 b만큼 떨어진 곳에서의 좌표원점을 O'라고 할때, O에서의 자유도를 다음과 같이 정의한다.

$$(u)^T = (x \ y \ z \ \theta_x \ \theta_y \ \theta_z)$$

원점 O와 u로 표현되는 좌표계는 관성추축방향이라고 가정하고 O'를 원점으로하는 좌표계 u'를 아래와 같이 정의한다. 단 u'의 좌표계 역시 관성추축방향이라고 가정한다.

$$(u')^T = (x' \ y' \ z' \ \theta_{x'} \ \theta_{y'} \ \theta_{z'})$$

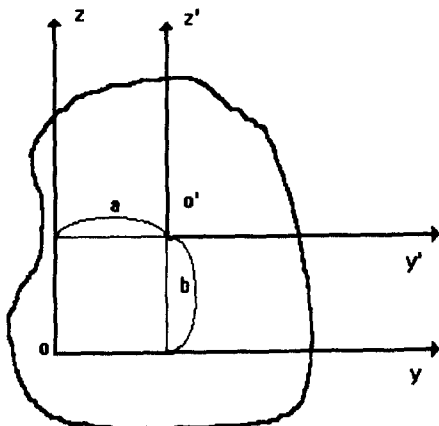


Fig. 3 Illustration of coordinate system

이 때 자유단에서의 하중벡터 f와 변위와의 관계를 아래와 같이 표현한다.

$$(f) = [A_{6 \times 6}](u) = [B_{6 \times 6}](u')$$

Fig. 3에서 O와 O'에서의 변위의 관계를 관찰하면 다음과 같음을 알 수가 있다.

$$x' = x + b\theta_y - a\theta_z \quad (a)$$

$$y' = y - b\theta_x \quad (b)$$

$$z' = z + a\theta_x \quad (c)$$

$$\theta_{x'} = \theta_x \quad (d)$$

$$\theta_{y'} = \theta_y \quad (e)$$

$$\theta_{z'} = \theta_z \quad (f) \quad (1)$$

이때 강성행렬 [A]는 관성추축계에서 유도되므로 Fig. 3과 같은 좌표계에서 아래와 같은 형태를 갖게 된다.⁽¹³⁾

$$\begin{bmatrix} a_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & a_{22} & 0 & 0 & 0 & a_{26} \\ 0 & 0 & a_{33} & 0 & a_{35} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & a_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & a_{53} & 0 & a_{55} & 0 \\ 0 & a_{62} & 0 & 0 & 0 & a_{66} \end{bmatrix}$$

탄성 및 전단중심에 관한 힘-변위의 관계식은 각각의 중심에 대해 분해하여 고려될 수 있기 때문에, 우선 탄성중심의 위치를 결정하기 위하여 탄성중심과 관계되는 항들로 구성되는 힘-변위의 관계식을 구성하면 아래와 같이 된다.⁽¹⁰⁾

$$(f_e) = [A_e](u_e) = [B_e](u'_e)$$

$$\begin{aligned} &= \begin{bmatrix} a_{11} & 0 & 0 \\ 0 & a_{55} & 0 \\ 0 & 0 & a_{66} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x \\ \theta_y \\ \theta_z \end{pmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} b_{11} & b_{15} & b_{16} \\ b_{51} & b_{55} & b_{56} \\ b_{61} & b_{65} & b_{66} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x' \\ \theta_{y'} \\ \theta_{z'} \end{pmatrix} \end{aligned}$$

O와 O'에서의 변형에너지는 동일하다는 개념을 적용하면

$$\frac{1}{2}(u_e)^T [A_e](u_e) = \frac{1}{2}(u'_e)^T [B_e](u'_e)$$

가 성립한다. 각 항을 전개하여 정리하면 다음과 같은 결론을 얻는다.

$$a = \frac{b_{16}}{b_{11}}, \quad b = -\frac{b_{15}}{b_{11}} \quad (2)$$

이제, 전단중심의 위치를 결정하기 위하여 전단중심과 관계되는 항들로 구성되는 힘-변위의 관계식을 구성하면 아래와 같이 된다.

$$\begin{aligned} (f_s) &= [A_s](u_s) = [B_s](u'_s) \\ &= \begin{bmatrix} a_{22} & 0 & 0 \\ 0 & a_{33} & 0 \\ 0 & 0 & a_{44} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} y \\ z \\ \theta_x \end{pmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} b_{22} & b_{23} & b_{24} \\ b_{23} & b_{33} & b_{34} \\ b_{42} & b_{43} & b_{44} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} y' \\ z' \\ \theta'_x \end{pmatrix} \end{aligned}$$

동일한 방법으로 전단중심의 위치는 아래와 같이 된다.

$$a = -\frac{b_{34}}{b_{33}}, \quad b = \frac{b_{24}}{b_{22}} \quad (3)$$

다음으로 관성주축방향을 결정하기 위하여 회전행렬 $[R]$ 을 다음과 같이 구성하였다.

$$[R] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta & -\sin \theta & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \sin \theta & \cos \theta & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \cos \theta & -\sin \theta \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \sin \theta & \cos \theta \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$\begin{bmatrix} 2.3706e+004 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 6.0150e+003 & 0 & 0 & 0 & -3.0075e+004 \\ 0 & 0 & 6.0150e+003 & 0 & 3.0075e+004 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1.6040e+004 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 3.0075e+004 & 0 & 1.8007e+005 & 0 \\ 0 & -3.0075e+004 & 0 & 0 & 0 & 1.8007e+005 \end{bmatrix}$$

또, 실제 3차원 모델을 회전시켜 얻은 강성행렬은 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} 2.3706e+004 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 6.0150e+003 & 0 & 0 & 0 & -3.0075e+004 \\ 0 & 0 & 6.0150e+003 & 0 & 3.0075e+004 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1.6040e+004 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 3.0075e+004 & 0 & 1.8007e+005 & 0 \\ 0 & -3.0075e+004 & 0 & 0 & 0 & 1.8007e+005 \end{bmatrix}$$

두개의 강성행렬은 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

다음으로 높이 12 cm, 폭 9 cm의 직삼각 단면형상(Fig. 4)을 갖는 외팔보를 이용하여 등가강성행

렬을 구한뒤 이를 이용하여 관성주축방향을 결정하여 이 좌표계에 대한 강성행렬을 표현하면 다음과 같다.

$$[K_p] = [R]^T [K_g] [R] \quad (5)$$

윗식을 전개하여 정리하면, 다음과 같이 관성주축 방향을 결정할 수 있다.

$$\theta = \frac{1}{2} \tan^{-1} \left(\frac{2K_{g56}}{K_{g66} - K_{g55}} \right) \quad (6a)$$

$$= \frac{1}{2} \tan^{-1} \left(\frac{2K_{g23}}{K_{g33} - K_{g22}} \right) \quad (6b)$$

4. 결과 및 고찰

회전행렬이 적절하게 구성되어 있는지를 검증하기 위해 정사각 단면을 가진 외팔보를 설정하여, 실제 3차원 모델을 30° 회전시켜 얻은 등가강성행렬과 행렬연산을 통해 30° 회전시킨 강성행렬을 비교하였다.

이때 관계식은 다음과 같이 표현되고

$$\{F\} = [K]\{u\}$$

이때 $\{F\}^T = \{F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z\}$ 이고 $\{u\} = \{x, y, z, \theta_x, \theta_y, \theta_z\}$ 이다. 이때의 강성행렬은 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} 6.0076e+004 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1.7165e+004 & 0 & 0 & 0 & -1.0385e+005 \\ 0 & 0 & 1.7165e+004 & 0 & 1.0385e+005 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2.0952e+005 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1.0385e+005 & 0 & 1.2135e+006 & 0 \\ 0 & -1.0385e+005 & 0 & 0 & 0 & 8.3452e+005 \end{bmatrix}$$

3절에서 살펴보았듯이 주축방향에 대해서 강성행렬은 (2, 3), (3, 2), (5, 6), (6, 5), (2, 5), (3, 6), (5, 2), (6, 3)의 요소가 소거되어야 하며, 위의 결과는 이를 충분히 만족시키고 있다. 다음에, 동일한 직삼각 단면을 갖는 외팔보의 고정단에서부터 끝단까지 15°의 비틀림을 주어 비틀림각과 관성주축방향과 비교하여 그 결과를 Fig. 5에 나타내었

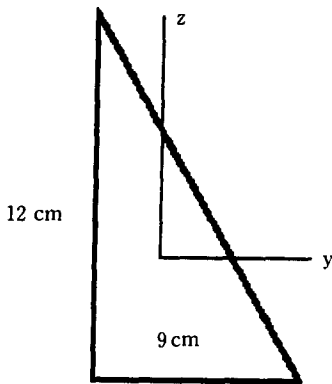


Fig. 4 Cross section of right-angled triangle cantilever beam

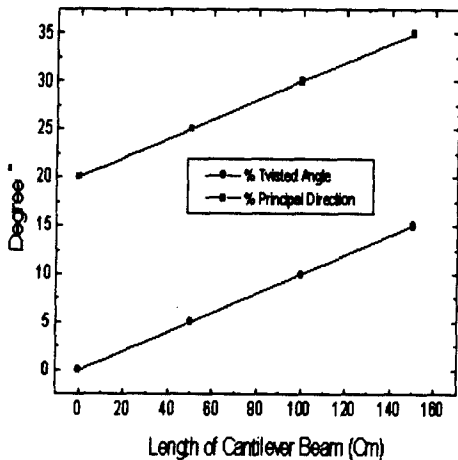


Fig. 5 Principal direction of right-angled triangle cantilever beam

다. 비틀림각의 변화와 주축방향은 비례하는 것으로 나타나고 있는 까닭은 비틀림각을 주축방향으로 15°주었기 때문이다.

이상과 같은 결과를 토대로 하여 Fig. 1에서 나타낸 단면을 갖는 실제 회전익의 주축방향과 회전익의 비틀림각을 비교하여 Fig. 6에 표현하였다.

참고문헌 (2)에서는 NACA-0012 형상의 실제 회전익 모델을 채택하고, 실험적으로 전단 및 탄성 중심을 구하였다. 이때, 회전익의 구성은 Fig. 7에 나타내었다. 먼저 유리섬유로빙(roving)으로 된 스파와 유리섬유 직포(fabric woven)로 된 외피, 납(weight), 폴리우레탄 발포재(tail foam)로 제작 및 구성되었다.

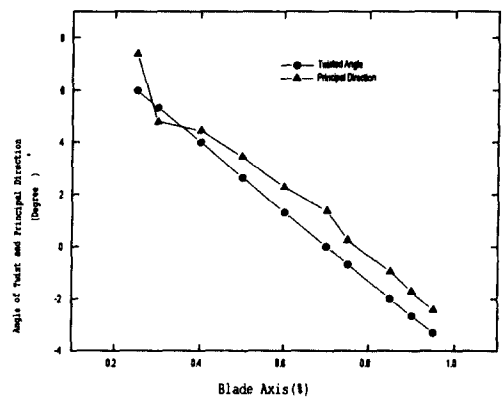


Fig. 6 6 Principal Direction of composite rotor blade

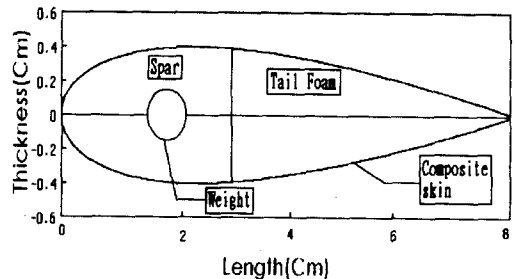


Fig. 7 Illustration of reference blade

Fig. 7에서와 같이 NACA-0012형상의 회전익은 그 단면이 대칭이므로 관성중축의 방향은 그 대칭면으로 결정된다. 본 이론의 타당성 검토를 위해 문헌의 실험모델을 이용한 등가강성행렬을 이용하여 얻은 결과를 Fig. 8에 나타내었다. 이때 본 이론의 결과와 문헌 (2)에서 제시한 값과 잘 일치함을 알 수 있었고, 다소의 오차는 문헌에서 제시한 경제조건과 본 이론에서의 경제조건의 미세한 차이에서 비롯되는 것으로 생각된다.

전단중심은 굽힘모멘트만을 일으키고 비틀림모멘트를 생기지 않게 하는 단면내의 특정한 점으로 정의되고, 단면의 모양치수에 의하여 결정되는 특정한 점으로써, 일반적으로 주어진 단면의 주축에 평행하게 전단응력의 합력을 구하고, 양 합력의 교점

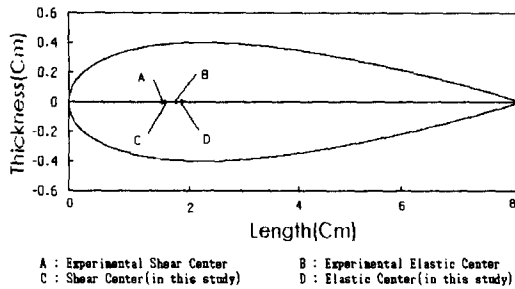


Fig. 8 Center of reference blade

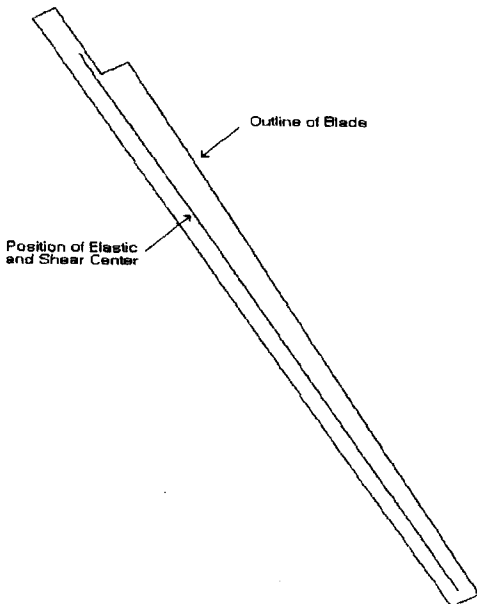


Fig. 9 Position of elastic and shear center

으로 결정되는 것으로 알려져있으나, 실질적으로 이 정의를 그대로 적용하는 것은 쉬운 일이 아니다. 따라서 참고문헌 (5)와 같이 특별한 유한요소를 개발하는 등의 비싼 대가를 치뤘었다.

본 연구에서 제시한 방법은 경제적인 측면에서 뿐만 아니라 유한요소법 적용상에 있어서도 매우 간단하고 편리하다는 장점이 있다. 이상의 결과로 대략 2절에 제시한 실제 회전익에 적용하여 각 단면의 전단, 탄성중심을 도식한 그림이 Fig. 8이다. Fig. 8은 거의 두 중심이 일치하고 있음으로 인해 동일선상으로 표현되었다.

5. 결론

회전익의 소재로 복합재료를 선택하게 됨에 따라 헬리콥터의 유지, 보수 및 성능에서 유리하게 되었지만 허브형태의 간소화로 인하여 해석상의 어려움은 확대되었다고 할 수 있을 것이다. 따라서 회전익의 단면특성은 더욱 중요한 의미를 갖게 되었다. 회전익의 단면특성을 결정하기 위해서 우선적으로 각 방향운동의 연성향을 소거하는 것이 계산상 유리하고 따라서 탄성, 전단중심을 결정하는 것이 중요하다. 그러나 회전익의 익형이 대칭형이 아니고 복잡한 재료로 구성되어 있을 뿐 아니라 효율의 극대화를 위하여 축방향을 따라 비틀림과 테이퍼를 부여하고 있기 때문에 탄성, 전단중심을 결정하는데 많은 어려움이 존재한다. 따라서 본 연구에서는 실제 회전익을 그 연구 대상으로 회전익 단면의 등가강성행렬을 추출하고, 외팔보의 공학이론과 회전행렬을 이용하는 방법으로 탄성, 전단중심 및 관성주축계를 결정하는 방법을 제시하였다. 해석방법의 타당성을 확보하기 위하여 문헌을 이용한 실험치와 비교하여 검증하였다. 이러한 방법은 탄성, 전단중심을 결정하는 새로운 프로그램의 개발이라는 부담을 최소화하였을 뿐 아니라, 해석방법 자체가 가지는 간편성으로 인하여 많은 시간과 노력을 줄일 수 있을 것으로 기대된다.

참고문헌

- (1) Pinkey R. L., 1974, "Helicopter Rotor Blade," Application of Composite Materials, ASTM STP 524.
- (2) 주진, 1993, "힌지없는 로터의 정지비행시 동

- 적특성에 관한 실험적 연구," 항공우주공학과 박사학위논문, 서울대학교.
- (3) Deway H. Hodges, 1990, "Review of Composite Rotor Blade Modeling," *AIAA Journal*, March, Vol. 28, No. 3, pp. 561~565.
- (4) 정성남, 1993, "유한요소법을 이용한 복합재료 헬리콥터 회전익의 공력탄성학적 안정성 해석," 항공우주공학과 박사학위논문, 서울대학교.
- (5) Wöndle, R., 1982, "Calculation of the Cross Section Properties and the Shear Stress of Composite Rotor Blades," *Vertica*, Vol. 6, pp. 111~129.
- (6) Giavotto, V., Borri, M., Mantegazza, P. and Ghiringhelli, G., 1983, "Anisotropy Beam Theory and Applications," *Computer & Structures*, Vol. 16, No. 1~4 pp. 403~413.
- (7) Olivier A. Bauchau and Chang-Hee Hong, 1987, "Finite-element Approach to Rotor Blade Modeling," *Journal of the American Helicopter Society*, Vol. 32, No. 1, pp. 60~67.
- (8) Ramesh Chandra and Inderjit Chopra, 1992, "Experimental-theoretical Investigation of the Vibration Characteristics of Rotating Composite Box Beams," *Journal of Aircraft*, Vol. 29, No. 4, pp. 657~664.
- (9) Hodges, D. H., 1979, "An Aeromechanical Stability Analysis for Bearingless Helicopter Rotor Blades," *Journal of the American Helicopter Society*, Vol. 24, No. 1, pp. 2~9.
- (10) Helmut Rapp and Rudolf Wöndle, 1992, "Influence of Cross Section Variation on Structural Behavior of Composite Rotor Blades," *48th Annual Forum of the American Helicopter Society*, Washington D. C., June 3~5, pp. 3~10.
- (11) 정경렬, 이종범, 유용석, 1995, "다목적 무인 헬기의 정·동적 특성에 관한 연구(II)," 생산기술연구원 연구보고서.
- (12) Yong-Seok Yu, Taend-Yul Oh and Myung-Jin Choi, 1996, "Effect of Ply Angle on the Cross Sectional Properties of Composite Rotor Blade," *Proceedings of Asian Pacific Conference for Fracture and Strength '96*, pp. 621~624.
- (13) 李鳳勳, 1991, 有限要素法 핸드북, 圖書出版東和技術.