

산업용 드론을 이용한 잣수확용 해머링 시스템의 구조해석

Structural Analysis of Hammering System for Pine Cone Harvest using Industrial Drone

김기홍¹, 배대원², 최원식^{3*}

Ki-Hong Kim¹, Dae-Won Bae², Won-Sik Choi^{3*}

〈Abstract〉

In this paper, in order to secure the safety and productivity of pine cone harvest, modeling and structural analysis of the hammering system for pine cone harvest drone that can easily access pine cone of *Pinus koraiensis* and collide with them to harvest them was performed. It calculate the equivalent stress for the structure of the hammering system and the yield strength of the applied material by applying the shear force of the stalk at which the pine cone is separated from the branch, and it is to verify the safety of the structure and propose an optimal design through appropriate factor of safety and design change. The shear force of the stalk at which the pine cone was separated from the branch was 468 N, and was applied to both ends of the hammering system. The yield strength of SS400 steel used in the hammering system is 245 MPa, and the design change and structural analysis were performed so that the Von Mises stress could be less than 122.5 MPa by applying the factor of safety of 2.0 or more. As a result of the structural analysis of the first modeling, the Von Mises stress was 220.3 MPa, the factor of safety was 1.12, and the stress was concentrated in the screw fastening holes. As a result of the design change of the screw fastening holes, the Von Mises stress was 169.4 MPa, the factor of safety was 1.45, and the stress was concentrated on the side part. As a result of the design change by changing screw fastening holes and adding ribs, the Von Mises stress was 121.6 MPa, and the factor of safety was 2.02. The safety of the hammering system was secured with an optimal design with little change in mass. There was no deformation or damage as a result of experimenting on pine cone harvest by manufacturing the hammering system with an optimal design.

Keywords : *Drone, Factor of Safety, Hammering System, Pine Cone, Structural Analysis*

1 정회원, 주저자, 부산대학교 바이오산업기계공학과 박사
E-mail: kkhong9674@naver.com

2 비회원

3* 정회원, 교신저자, 부산대학교 바이오산업기계공학과 교수
E-mail: choi@pusan.ac.kr

1 Author, Ph. D., Dept. of Bio Industrial Machinery Engineering,
Pusan National University

2 VIVA R&D Co., Ltd.

3* Corresponding Author, Professor, Dept. of Bio Industrial
Machinery Engineering, Pusan National University

1. 서 론

드론 (Drone)은 조종사가 탑승하지 않은 상태에서 지상의 무선전파 유도나 원격조정을 하거나, 또는 사전 입력된 프로그램에 따라 스스로 주위 환경을 인식하고 판단해 자율적으로 비행하는 비행체로써, 이러한 기능의 일부나 전부를 가진 비행 시스템을 말한다[1]. 잣나무 (*Pinus koraiensis*)는 소나무과 (*Pinaceae*)에 속하는 상록교목으로 해발고도 1,000 m 이상에서 서식하며, 지름 1 m, 높이 30 m 까지 성장한다[2]. 잣 (Pine nut)은 향기가 좋고, 영양소가 풍부[3]하며, 항암과 항산화의 효능[4]이 있어서 아주 오래전부터 우리 전통 식문화와 건강을 위해 많이 이용되어 왔다. 잣나무는 우리나라를 비롯하여 만주 동부, 시베리아 남부, 일본 일부에서 분포한다[5]. 우리나라에서 잣수확을 하는 방법은 완전히 수작업에 의존하고 있다. 잣수확의 경험이 많은 사람이 높이 20 m 이상 되는 곳까지 고리가 달린 장대를 걸거나 [6], 뽕죽한 쇠가 달린 나무 등반기를 신고 올라가서 긴 장대를 이용하여 잣송이 (Pine cone)를 쳐서 떨어뜨려 수확하고 있다. 높은 고도에서의 작업과 안전장치의 미비로 인해, 위험한 작업환경에 노출되어 해마다 작업자는 추락과 감전의 인명사고가 발생하고 있는 상황이다. 숙련인부들의 숫자는 해마다 줄어들고 있고, 작업자의 노령화와 작업의 위험성으로 인하여 작업을 기피하기 때문에 잣수확을 현재의 상태대로 방치한다면, 국산잣은 수입잣으로 대체되어 경쟁력을 잃고, 수확을 하지 못한 채로 방기될 수 있다[6].

드론 기술의 발전은 인간의 생명과 신체에 위협이 되는 위험한 작업과 인간 능력의 한계로 접근하기 어려운 곳 등에 활용이 가능하다. 위험한 작업환경과 극한직업의 잣수확을 하기 위해서 잣송이에 접근이 쉬운 드론을 활용하고, 잣송이에 충돌

시켜 수확할 수 있는 해머링 시스템 (Hammering system)을 활용하여 작업자의 안전성과 생산성을 확보할 수 있다. 구조물의 변형과 손상을 알기 위해 실물 크기로 제작하여 실험과 평가하는 것은 현실적으로 쉽지 않다. 그러나, 최근에는 전산역학 기술의 발전으로 실제 상황과 유사하게 농임업의 수확물에 대한 전단력을 파악하고, 부품의 형상과 재료에 대한 항복강도의 적용으로 구조물의 안전성을 예측하는 것이 가능해졌다.

본 연구에서는 잣수확의 안전성과 생산성을 확보하기 위해서 잣나무의 잣송이에 접근이 용이하고, 잣송이를 충돌시켜 수확할 수 있는 드론용 잣수확 해머링 시스템의 모델링과 구조해석을 진행하였다. 따라서, 잣송이가 가지에서 분리되는 줄기의 전단력을 적용하여 해머링 시스템의 구조와 적용한 소재의 항복강도에 대한 등가응력을 산출하고, 적절한 안전계수와 설계변경을 통해 구조물의 안전성을 검증하고, 최적의 설계를 제안하는 것이다.

2. 본 론

2.1 구조해석의 대상

본 연구에서는 Fig. 1과 같이 25kgf 헬사콥터 (Hexacopter)와 해머링 시스템을 모델링하였다. 잣나무의 가지는 상부방향으로 경사지게 뻗으며 자라고, 해머링 시스템은 수평방향으로 설치된다. 헬사콥터가 잣수확을 하기 위해서는 잣나무 가지에 근접한 높이로 비행해야 하지만, 접근하기가 쉽지 않고, 내측 가지의 잣수확을 할 때는 헬사콥터가 가지에 걸려 추락하는 문제점이 있다. 그 결과, 비행과 운용 중에 감항성 (Airworthiness)이 떨어진다. 감항성을 위해서 헬사콥터가 나뭇가지에 영키는 것을

방지하고, 다양한 각도와 위치에 달려있는 잣송이를 수확하기 위해서 Hammering link mechanism을 설치하였다. Fig. 2와 같이 해머링 시스템의 총 길이는 610 mm, 폭은 120 mm, 높이는 82 mm로 설계하였다. 양 끝에는 잣송이를 쳐서 수확할 수 있도록 ABS (Acrylonitrile Butadiene Styrene) 소재의 $\varnothing 120 \times 70$ mm로 설계를 하였다. 해머링 시스템의 프레임부는 SS400강의 두께 2 mm 판재를 이용하여 설계하였으며, 잣송이와 충돌할 때의 충격을 완화하기 위해 Bush를 설치하였다.

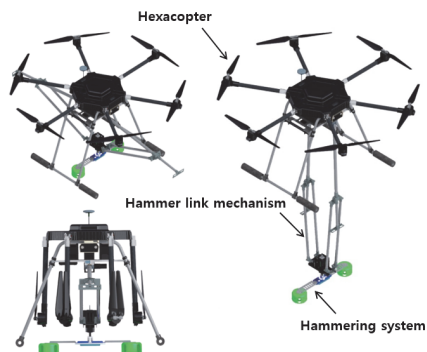


Fig. 1 Assembly Modeling of hexacopter and hammering system

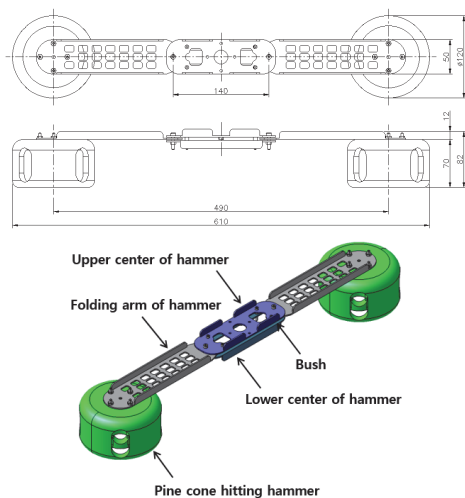


Fig. 2 Drawing and modeling of hammering system

2.2 해머링 시스템의 원리

Fig. 3과 같이 잣수확을 할 때 해머링 시스템의 Folding arm of hammer 부분이 나뭇가지에 걸리는 것을 방지하기 위해 각도의 조절이 가능하게 하였다. 나뭇가지에 걸려서 엉키게 될 경우, 가지로부터 떨어져 나오기 어려워서 헬리콥터가 비행하지 못하게 되는 것을 방지하기 위해 설계를 하였다. Fig. 4와 같이 해머링 시스템의 작동원리는 브러시리스 직류모터 (BLDC: Brushless DC

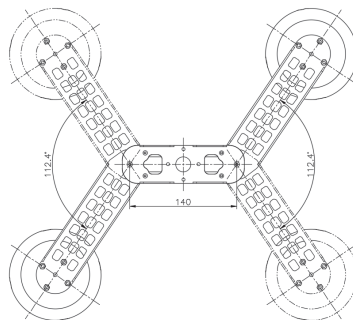


Fig. 3 Angular range of hammering system

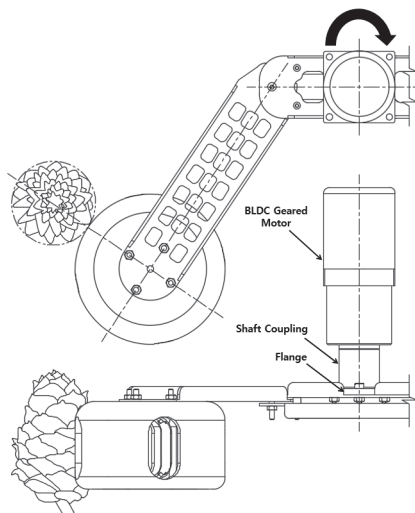


Fig. 4 Pine cone harvest method by hammering system

Motor)를 중심부에 장착하여 모터가 회전하면, 해머링 시스템이 회전하면서 Folding arm of hammer 에 조립된 Pine cone hitting hammer 가 잣송이와 충돌하여 잣나무의 가지에서 분리시킨다.

2.3 유한요소 모델링

유한요소법의 모델 생성과 구조해석에 사용한 프로그램은 CATIA V5R20을 이용하였다.

Fig. 5와 같이 해머링 시스템의 형상에 대한 유한요소 모델링에서 절점의 총수 (Number of nodes)는 25,529개 이고, 사용된 요소의 총수 (Number of elements)는 95,085개 이다. 해머링 시스템의 중간부에 모터 플랜지가 조립되는 4개의 나사가 결합하는 구멍이 고정되는 조건이다.

최대비틀림에너지 이론 (Maximum distortion energy theory)은 조합응력 상태의 비틀림 에너지가 단순 인장 및 압축시험의 비틀림 에너지를 초과하면 항복이 발생하는 것으로 판단한다. 등가응력 (Equivalent stress)이 재료의 항복응력에 도달할 때 항복이 발생하는 것으로 판단하며, 일반적으로 폰 미세스 (Von Mises) 이론[7]이라고 한다.

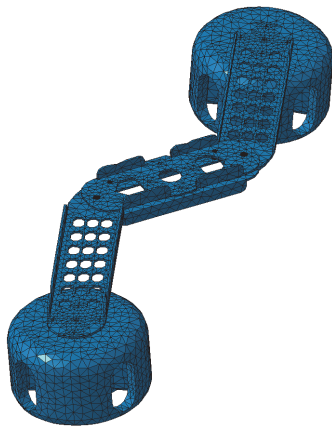


Fig. 5 Mesh shape of hammering system

대상체인 해머링 시스템의 부재를 안전계수 계산에 항복이론으로 이용하였다.

$$F_s = \frac{S}{\sigma_e} \quad (1)$$

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{0.5}$$

식 (1)에서 F_s 는 안전계수, S 는 소재의 항복강도, σ_e 는 등가응력, $\sigma_{1,2,3}$ 은 삼차원 각 축의 주응력을 나타낸다.

안전설계를 하기 위해서는 구조물과 부품에 적용되는 실제 환경조건에 적합한 안전계수를 선정하여야 하고, 이에 따른 임계점의 응력 크기를 줄이는 것이 필요하다. 안전설계 요소는 기술표준에 제시되지만, 관련 표준이 없을 경우에는 적절한 안전계수를 선정한다. 본 연구에서 적용한 안전계수는 하중과 환경조건이 가혹하지 않고, 신뢰하는 재료를 사용하였기 때문에 2.0 이상[8]을 적용하였다.

해머링 시스템에 적용한 SS400강의 소재는 산업현장에서 주로 사용하는 일반 구조용 압연 강재이다. 용접성과 가공성, 경제성 등으로 인하여 주요 부품을 제외하고는 기계 및 구조물의 보조 부재로 흔히 사용되며, 건축용 자재, 자동차용, 선박용, 해양 구조물, 건축 교량용으로 널리 사용되고 있어 그 활용도가 높다[9]. SS400강과 ABS의 소재에 대한 물성치는 Table 1과 같다. SS400강의 항복강도는 245 MPa이며, 안전계수 2.0 이상을 적용할 경우에 허용값은 122.5 MPa 이하이다.

Table 1. Mechanical properties of materials

Material name	Young's Modulus (MPa)	Poisson's ratio	Yield Strength (MPa)	Density (kg/m³)
SS400	206	0.3	245	7850
ABS	2.1	0.33	32	1040

3. 결과 및 고찰

잣송이가 가지에서 분리되는 전단력은 줄기의 장경 (Major diameter of cone stalk)이 평균 이상인 12 mm 일 경우에 468 N[10]이며, 이 하중을 해머링 시스템의 각도 조절 한계점에서 Pine cone hitting hammer 에 가하였다. Fig. 6과 같이 폰 미세스 응력은 220.3 MPa 로 나타났으며, 안전계수는 1.12 가 되었다. 최대응력이 발생한 부품은 Upper center of hammer 였고, 발생한 위치는 Folding arm of hammer 가 부딪치는 M3 나사가 체결되는 구멍이었다. Fig. 7과 같이 폰

미세스 응력을 감소시키기 위해서 해머링 시스템의 부품간 체결하는 나사는 M4 에서 M6 으로, M3 에서 M4 로 변경하였고, 나사를 체결하는 부품의 구멍크기는 Ø4 에서 Ø6 으로, Ø3 에서 Ø4 로 설계를 변경하였다. Fig. 8과 같이 나사와 나사를 체결하는 구멍의 설계변경으로 구조해석을 한 결과, 폰 미세스 응력이 169.4 MPa 로 나타났고, 안전계수는 1.45 가 되었다. 최대응력이 발생한 부품은 Folding arm of hammer 였고, 발생 위치는 Bush 에 부딪치는 부위였다.

Fig. 9와 같이 폰 미세스 응력이 발생한 Folding arm of hammer 는 폭 2 mm, 높이 1 mm 의 리브

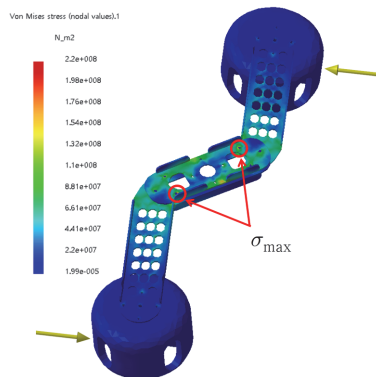


Fig. 6 Von Mises stress of hammering system

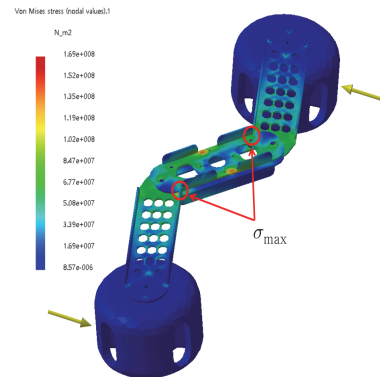


Fig. 8 Von Mises stress of hammering system with changed screws and screw holes

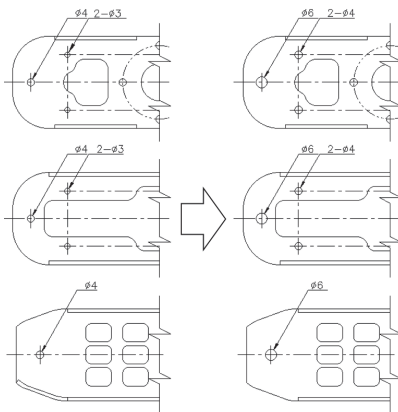


Fig. 7 Drawing with changed screw holes

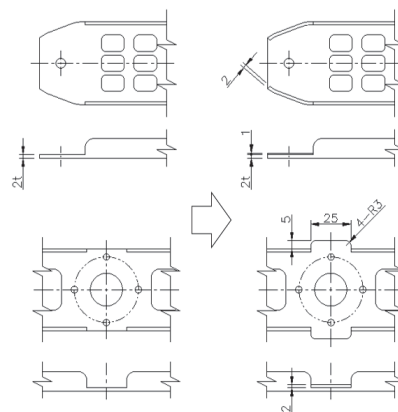


Fig. 9 Drawing with changed ribs

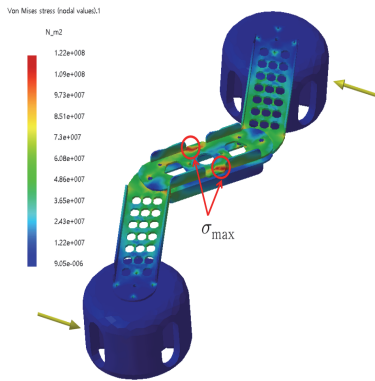


Fig. 10 Von Mises stress of hammering system with changed ribs



Fig. 11 Scene of pine cone harvest using hexacopter and hammering system

(Rib, 보강대)를 설계하였고, Upper center of hammer 는 측면에 25 mm, 폭 5 mm, 높이 2 mm, 모서리 부분에는 라운드 3 mm 로 리브를 설계하였다. Upper center of hammer 의 측면에 리브를 설계한 이유는 윗면에 모터 플랜지가 조립되기 때문에 간섭을 피하기 위함이었다. Fig. 10과 같이 리브의 설계변경 후에 구조해석을 진행한 결과, 폰 미세스 응력은 121.6 MPa 로 나타났으며, 안전계수는 2.02가 되었다. 나사의 체결구멍과 리브의 설계변경으로 질량의 변화가 거의 없는 최적의 설계로 선정한 안전계수를 만족할 수 있었다.

해머링 시스템의 최초 모델링과 설계변경에 따

Table 2. Change according to design change of hammering system

Design Change	Mass (kg)	Yield strength (MPa)	Von Mises stress (MPa)	Factor of safety
First modeling	5.812	245	220.3	1.12
Hole change	5.814	245	169.4	1.45
Hole & Rib change	5.818	245	121.6	2.02

른 구조해석의 결과에 대한 질량의 변화와 폰 미세스 응력과 안전계수의 변화는 Table 2와 같이 정리하였다.

Fig. 11과 같이 최적의 설계로 해머링 시스템을 제작하여 헬사콥터에 설치하여 잣수확을 실험한 결과에서는 변형이나 파손이 없었다.

4. 결 론

본 연구에서는 25kgf 급 산업용 드론에 장착하는 잣수확용 해머링 시스템의 연구를 통하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다. 잣송이가 가지에서 분리되는 줄기의 전단력인 468 N 을 해머링 시스템의 양쪽 끝단부에 적용하였다. 해머링 시스템에 사용한 SS400강 소재의 항복강도는 245 MPa 이며, 안전계수 2.0 이상을 적용하여 폰 미세스 응력이 122.5 MPa 이하가 될 수 있도록 설계변경과 구조해석을 진행하여 최적의 설계를 제안하였다.

- 1) 최초의 모델링을 구조해석 한 결과로는 폰 미세스 응력이 220.3 MPa 로 나타났으며, 안전계수는 1.12 가 되었다. 폰 미세스 응력이 발생한 부품은 Upper center of hammer 이었고, 발생한 부위는 나사가 체결되는 구멍이었다.
- 2) 해머링 시스템의 부품간 체결하는 나사를 M4

에서 M6 으로, M3 에서 M4 로 변경하였고, 나사를 체결하는 부품 구멍의 크기는 Ø4 에서 Ø6 으로, Ø3 에서 Ø4 로 변경하였다. 설계변경을 토대로 구조해석 한 결과로는 폰 미세스 응력이 169.4 MPa 로 나타났으며, 안전계수는 1.45 가 되었다. 폰 미세스 응력이 발생한 부품은 Folding arm of hammer 이었고, 발생한 부위는 Bush 에 부딪치는 측면이었다. 폰 미세스 응력이 두 번째로 발생한 부품은 Upper center of hammer 이었고, Bush 에 부딪치는 부위의 중간부에서 나타났다.

- 3) Bush 에 부딪치는 측면부위를 보강하기 위해 Folding arm of hammer 는 폭 2 mm, 높이 1 mm 의 리브를 설계하였다. Upper center of hammer 는 중앙부 측면에 길이 25 mm, 폭 5 mm, 높이 2 mm, 모서리 부분에는 라운드 3 mm 의 리브를 설계하였다. 설계변경을 토대로 구조해석 한 결과, 폰 미세스 응력은 121.6 MPa 로 나타났으며, 안전계수는 2.02 가 되었다.
- 4) 선정한 안전계수를 만족하기 위해서 부품의 구멍과 리브를 설계 변경하였고, 질량의 변화가 거의 없이 폰 미세스 응력을 감소시킬 수 있었다. 최적의 설계로 해머링 시스템을 제작하여 잣수확을 실험한 결과에서는 변형이나 파손이 없는 것으로 확인하였다.
- 5) 구조물의 형태와 사용한 소재에 대하여 적절한 안전계수의 선정과 구조해석에 의한 검증을 통하여 최적의 설계를 진행하였고, 구조물의 구조적인 문제점 해결과 수명을 향상시킬 수 있는 것으로 사료된다.

참고문헌

- [1] W. K. Lee, "Urban management using drones," BDI Policy Focus, Vol. 288, pp. 1-12, (2015).
- [2] H. J. Hwang, J. S. Yu, H. Y. Lee, D. J. Kwon, W. Han, S. I. Heo, and S. Y. Kim, "Evaluations on Deodorization Effect and Anti-Oral Microbial Activity of Essential Oil from *Pinus koraiensis*," Korean Journal of Plant Resources, Vol. 27, No. 1, pp. 1-10, (2014).
- [3] S. S. Han, and B. H. Hwang, "Analysis of Amino Acid, Fatty Acid, and Vitamin in Korean Pine (*Pinus koraiensis*) Seeds," Journal of Korean Society of Forest Science, Vol. 79, No. 4, pp. 345-351, (1990).
- [4] X. Y. Su, Z. Y. Wang, and J. R. Liu, "In vitro and in vivo antioxidant activity of *Pinus koraiensis* seed extract containing phenolic compounds," Food Chemistry, Vol. 117, No. 4, pp. 681-686, (2009).
- [5] W. B. Critchfield, and E. L. Little, "Geographic Distribution of the Pines of the World (No. 991)," US Department of Agriculture, Forest Service, (1966).
- [6] W. S. Kang, S. H. Kim, J. S. Lee, and G. H. Lee, "Mechanization of Pine Cone Harvest (I)-Physical Properties of Korean Pine Cones," Journal of Biosystems Engineering, Vol. 19, No. 1, pp. 9-16, (1994).
- [7] Boiler and Pressure Vessel Code, "Rules for Construction of Pressure Vessels, Section VIII, Division 2," The American Society of Mechanical Engineers, ASME New York, pp. 537, (2013).
- [8] J. P. Vidosic, "Machine Design Project", Ronald Press, New York, (1957).
- [9] Y. B. Lee, N. I. Cho, and K. E. Park, "A study on surface fatigue crack behavior of SS400 weldment," Journal of the Korean Welding Society, Vol. 14, No. 2, pp. 124-129, (1996).
- [10] W. S. Kang, S. H. Kim, and J. S. Lee, "Mechanization of Pine Cone Harvest (II)-Shearing Characteristics of Shoots of Korean Pine Tees," Journal of Biosystems Engineering, Vol. 19, No. 1, pp. 17-21, (1994).

(접수: 2023.01.26. 수정: 2023.02.23. 게재확정: 2023.03.06.)