

# 복합재료를 적용한 1MW급 조류 발전 터빈 블레이드의 설계와 구조 안전성 평가

정해창\* · 최민선\*\* · 양창조\*\*\*

\* 목포해양대학교 대학원, \*\* 목포해양대 기관시스템공학부 교수

## Design and Structural Safety Evaluation of 1MW Class Tidal Current Turbine Blade applied Composite Materials

Haechang Jeong\* · Min-seon Choi\*\* · Changjo Yang\*\*\*†

\* PhD candidate, Department of Marine Engineering, Mokpo National Maritime University, Mokpo 58628, Korea

\*\* , \*\*\* Professor, Division of Marine Engineering, Mokpo National Maritime University, Mokpo 58628, Korea

**요 약** : 로터 블레이드는 조류발전 터빈의 매우 중요한 구성 요소로서, 해수의 높은 밀도로 인해 큰 추력(Trust force)와 하중(Load)의 영향을 받는다. 따라서 블레이드의 형상 및 구조 설계를 통한 성능과 복합소재를 적용한 블레이드의 구조적 안전성을 반드시 확보해야 한다. 본 연구에서는 블레이드 설계 기법인 BEM(Blade Element Momentum) 이론을 이용해 1MW급 대형 터빈 블레이드를 설계하였으며, 터빈 블레이드의 재료는 강화섬유 중의 하나인 GFRP(Glass Fiber Reinforced Plastics)를 기본으로 CFRP(Carbon Fiber Reinforced Plastics)를 샌드위치 구조에 적용해 블레이드 단면을 적층(Lay-up)하였다. 또한 유동의 변화에 따른 구조적 안전성을 평가하기 위해 유체-구조 연성해석(Fluid-Structure Interactive Analysis, FSI) 기법을 이용한 선형적 탄성범위 안의 정적 하중해석을 수행하였으며, 블레이드의 팁 변형량, 변형률, 파손지수를 분석해 구조적 안전성을 평가하였다. 결과적으로, CFRP가 적용된 Model-B의 경우 팁 변형량과 블레이드의 중량을 감소시켰으며, 파손지수 IRF(Inverse Reserve Factor)가 Model-A의  $3.0*V_r$ 를 제외한 모든 하중 영역에서 1.0 이하를 지시해 안전성을 확보할 수 있었다. 향후 블레이드의 재료변경과 적층 패턴의 재설계뿐 아니라 다양한 파손이론을 적용해 구조안전성을 평가할 예정이다.

**핵심용어** : 조류 발전 터빈, 복합 재료, 블레이드 팁 변형량, 변형률, 파손 이론(Tsai-Wu)

**Abstract** : The rotor blade is an important component of a tidal stream turbine and is affected by a large thrust force and load due to the high density of seawater. Therefore, the performance must be secured through the geometrical and structural design of the blade and the blade structural safety to which the composite material is applied. In this study, a 1 MW class large turbine blade was designed using the blade element momentum (BEM) theory. GFRP is a fiber-reinforced plastic used for turbine blade materials. A sandwich structure was applied with CFRP to lay-up the blade cross-section. In addition, to evaluate structural safety according to flow variations, static load analysis within the linear elasticity range was performed using the fluid - structure interactive (FSI) method. Structural safety was evaluated by analyzing tip deflection, strain, and failure index of the blade due to bending moment. As a result, Model-B was able to reduce blade tip deflection and weight. In addition, safety could be secured by indicating that the failure index, inverse reserve factor (IRF), was 1 or less in all load ranges excluding  $3.0*V_r$  of Model-A. In the future, structural safety will be evaluated by applying various failure theories and redesigning the laminated pattern as well as the change of blade material.

**Key Words** : Tidal current turbine, Composite material, Blade tip deflection, Strain, Failure theory (Tsai-Wu)

\* First Author : jeonghc2@gmail.com

† Corresponding Author : cjyang@mmu.ac.kr, 061-240-7228

## 1. 서론

최근 지속가능한 에너지원의 중요성이 커지며, 에너지 산업의 발달과 함께 오랫동안 등한시되었던 해양에너지원의 잠재력이 더욱 부각되고 있다(Goundar and Ahmed, 2013). 특히 전남 서남해안에 많이 분포한 우리나라의 조류발전 에너지 관련 기술 수준은 세계 네 번째로 평가된 바 있으며, 조류 에너지는 발전 가능성이 매우 큰 에너지원 중의 하나이다(IHS Emerging Energy Research, 2010).

조류 에너지는 반복적인 조수를 통해 에너지 생산량의 예측이 가능하다는 장점이 있다. 또한 공기보다 약 840배 이상 밀도가 높은 해수를 이용함으로써 유사한 발전방식인 풍력 발전보다 훨씬 더 높은 출력과 효율을 기대할 수 있는 반면 추력과 하중의 영향을 크게 받는 특징이 있다(Harrison and Wallace; Jahromi et al., 2011). 특히 극한 환경에 장시간 노출되는 동안 블레이드의 높은 추력과 굽힘 모멘트로 인해 구조적 파손이 발생할 수 있다.

따라서 로터 블레이드는 안정적인 운전 및 유지·보수를 위해 적절한 강도와 강성을 가진 강화섬유(Fiber-Reinforced Plastic, FRP)로 제작된다. 복합재료는 주로 유리 강화섬유(GFRP)와 탄소 강화섬유(CFRP)가 가장 일반적으로 사용되며, 대형 풍력 터빈 블레이드는 대부분 GFRP가 주재료로 사용되고 있다(Kim, 2014). 특히 조류발전용 터빈 블레이드는 풍력 터빈 대비 높은 하중에 의해 블레이드의 단면을 두껍게 설계해야 하며(Nguyen et al., 2018), 이는 제작비용과 연계되어 구조적 안전성과 경제성이 고려된 적합한 복합재료의 선정과 적층 설계가 수반되어야 한다.

한편, Singh and Choi(2014)는 1MW급 조류발전용 터빈 블레이드의 재료를 스틸(Steel)로 설계하였으나, 이는 터빈 블레이드 하중이 과도하여 로터와 메인 베어링 등의 내구성을 단축시킬 수 있다. 또한 경제성과 구조적 안전성을 고려한 Brádaigh et al.(2013)과 Calvario et al.(2017)은 조류발전 터빈 블레이드의 복합재료를 각각 GFRP와 CFRP로 구분해 하중 변화에 따른 재료의 변형과 손상에 대해 고찰하였다. 경제성을 고려해 블레이드에 GFRP를 단일 적용하면 재료의 밀도가 높아 충격과 압축에 강하지만 무겁고 탄성에 취약하다. 이에 반해 CFRP는 탄성과 강도가 우수하고, 부식에 강해 조류발전용 터빈 블레이드로서 극한의 운전 조건을 견딜 수 있는 장점이 있다. 위와 같은 GFRP의 단점을 보완하기 위해 하중의 영향이 큰 부분을 고가의 CFRP로 적용함으로써 로터 블레이드의 경량화와 구조적으로 안정한 설계를 할 수 있으나, 대부분의 기존 연구는 단일화된 복합재료를 적용한 해석에 편중되어 있어 조류발전용 터빈 블레이드의 구조 안전성 평가 관련 연구는 부족한 실정이다.

따라서 본 연구에서는 블레이드 제작의 경제성과 구조적 안전성을 확보하고자 최적 형상 설계 후 GFRP를 블레이드의 기본 재료로 선정하고, 하중의 영향이 큰 부분은 강성이 높고 경량화된 CFRP를 적용해 구조 설계하고 정격 및 극한 조건의 하중해석을 통해 구조적 안전성 평가를 수행하고자 한다.

## 2. 연구 방법

본 연구에서는 NREL사의 S814 익형에 대해 BEM(Blade Element Momentum) 이론을 적용한 1MW 급 블레이드를 형상 설계하고, 유동해석은 ANSYS CFX로 블레이드의 토크와 출력효율을 계산해 터빈의 설계성능을 확보하였다. 로터 블레이드의 구조는 실제와 유사하게 재현하기 위해 형상의 적층 설계와 구조해석은 ANSYS-Mechanical을 이용하였으며, 이방성 재질(Orthotropic properties)로 이루어진 블레이드의 복합 재료를 해석하기 위해 유한요소 모델(Finite Element Model)을

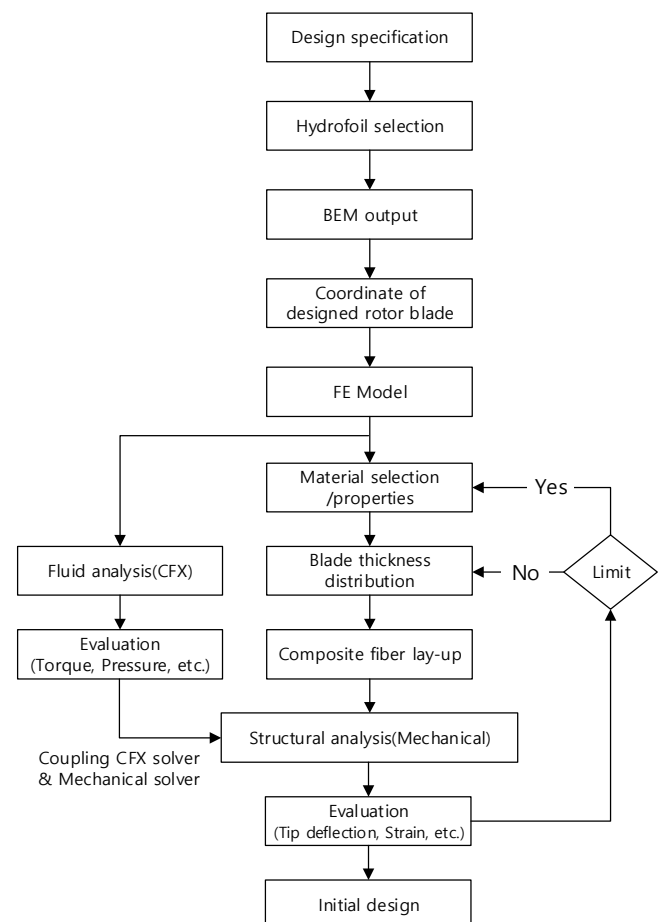


Fig. 1. General structure modeling procedure.

적용하였다. 하중조건은 유동해석을 통해 추출한 블레이드 표면 압력계수로 설정하였고, 유체-구조 연성해석(Fluid-Structure Interactive Analysis)을 이용해 계산하였다.

유한요소모델의 구조 안전성 평가는 복합재료의 파손기준으로 많이 활용되고 있는 변형률 이론과 Tsai-Wu의 파손이론을 적용하였다(Sun et al., 1996). 따라서 파손의 평가 기준은 적층 모델의 정상 및 극한 하중에 의한 블레이드의 팁 변형량(Tip deflection,  $\rho_{tip}$ ), 변형률(Stain,  $\epsilon_{max}$ )과 안전계수의 반대 개념인 IRF(Inverse Reserve Factor)로 하였으며, 재료 물성치의 극한값과 국제표준 IEC 62600의 정하중시험 항목을 참고하였다.

Fig. 1은 블레이드의 구조 설계 절차로서 위에서 언급한 과정을 반복적으로 수행해 결과값이 정상 설계 범주에서 벗어날 시 블레이드의 복합재료와 블레이드의 두께 분포 및 배치방법을 조정해 설계하는 과정을 보여준다.

### 2.1 로터 블레이드의 형상설계

로터 블레이드의 설계는 익의 형상을 선정하고 길이 방향으로 적절한 두께의 코드 길이(Chord length) 분포, 비틀림각(Twist angle) 분포를 갖도록 하는 과정으로서 가장 먼저 터빈이 설치될 장소의 유향·유속 등의 데이터를 기반으로 정격 유속과 출력을 결정해야 한다. 특히 조류발전 터빈은 수심에 따라 설치 가능한 용량이 제한되므로, 본 연구에서는 평균 수심 45m를 기준으로 IEC 62600의 권고 사항을 충족시키는 범위인 직경 19.81m의 1MW급 수평축 터빈을 설계하였다. 로터 블레이드는 길이에 이점이 있는 3엽의 Upwind 방식으로 정격유속은 2.5 m/s로 설정하였으며, Table 1은 1MW급 조류 발전 터빈의 상세한 설계 사양을 나타내고 있다. 블레이드 익형은 NREL사의 S814로 선정하였고, S-series 중 코드의 두께와 Root측 형상이 상대적으로 두꺼워 조류발전 터빈에 적합한 것으로 알려져 있다(Tangler and Somers, 1995). 익형 S814는 이미 영국의 EMEC에서 진행된 1MW급 조류발전 터빈 실증시험을 통해 검증된 바 있다(World Energy Resources Marine Energy, 2016; Alberto, 2020).

수평축 조류 발전 터빈의 블레이드 설계는 풍력 터빈 블레이드 설계 방법과 매우 유사하며, 대부분 유체역학적 성능을 해석하는 방법 중의 하나인 BEM(Blade Element Momentum) 이론을 이용한다. BEM 이론은 Glauert 프로펠러 이론을 기반으로 Ludwig Prandtl이 확립하였으며 로터 블레이드의 출력과 하중해석을 위해 회전 운동량이 있는 1차원 운동량 이론과 블레이드 요소 이론이 결합된 형태로 블레이드의 출력, 회전속도, 성능 효율 등을 계산할 수 있다.

Table 1. Specifications of 1MW tidal current turbine

Design Parameters	Values
Hydrofoil	NREL's S814
D: Rotor diameter	19.81 m
N: Number of blades	3
RPM	14.45
Rated power	1 MW
$V_r$ : Rated current velocity	2.5 m/s
$\rho$ : Sea water density	1024 kg/m <sup>3</sup>
$\lambda$ : Tip speed ratio	6

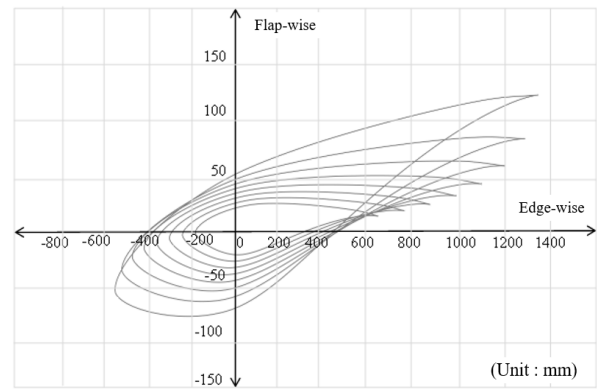


Fig. 2. Two-Dimensional S814 profile of 1MW tidal blade.

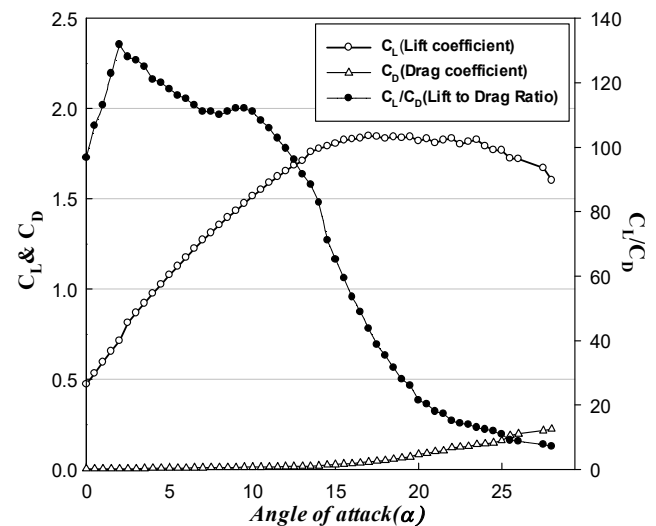


Fig. 3. Lift and drag ratios of hydrofoil S814.

블레이드 성능의 최적화 과정은 국부 단면을 독립된 형태로 가정해 코드 길이와 비틀림 각도를 계산하는 방식으로 본 연구에서는 블레이드 표면의 구획별 변화를 최소화하기 위해 하이드로포일 S814를 단독 사용하였다. Fig. 2는 S814 익형을 적용한 로터 블레이드의 국부 단면별 Flap 방향과 Edge 방향의 코드 길이와 비틀림각을 2차원적으로 나타내고 있다.

Fig. 3은 익형 S814의 양항비(Lift and Drag ratio) 결과로서 X-foil을 이용해 레이놀즈수(Re = 3,000,000)에서 받음각(Angle of attack,  $\alpha$ )의 변화에 따른 블레이드의 특성을 계산하였으며, 최대 양항비가 131.7로 매우 높게 계산되었다. 위의 과정을 통해 계산된 양력과 항력 값을 블레이드 국부 요소의 유동 유입계수 ( $\phi$ )는 받음각( $\alpha$ )와 비틀림각( $\theta$ )의 합과 같다는 관계를 적용해 추력(Axial force,  $F_A$ )와 회전력(Tangential force,  $F_T$ )를 계산할 수 있다.

$$dF_A = dF_L \cos\phi + dF_D \sin\phi \quad (1)$$

$$dF_T = dF_L \sin\phi - dF_D \cos\phi \quad (2)$$

추력과 회전력은 블레이드에 작용하는 하중으로서 식(1), (2)의 양력( $F_L$ )은 국부 단면별 유동계수에 변화하며, 항력( $F_D$ )은 터빈의 토크를 감소시켜 출력에 영향을 끼쳐 추력이 증가하게 된다(Yang, 2011). 따라서 블레이드에 작용하는 하중이 증가함에 따라 구조강도가 고려된 설계가 필요하다.

### 2.2 로터 블레이드의 구조설계

복합재료를 이용한 로터 블레이드의 설계 기술은 블레이드가 대형화되면서 구조적 컨셉뿐만 아니라 재료의 선정, 제조공정에 따라 블레이드의 구조 설계 방법이 다양해졌다(Forcier and Joncas, 2011). 따라서 블레이드 각부의 구조물이 지지하는 하중을 계산해 적절한 복합재료의 배치와 제조공

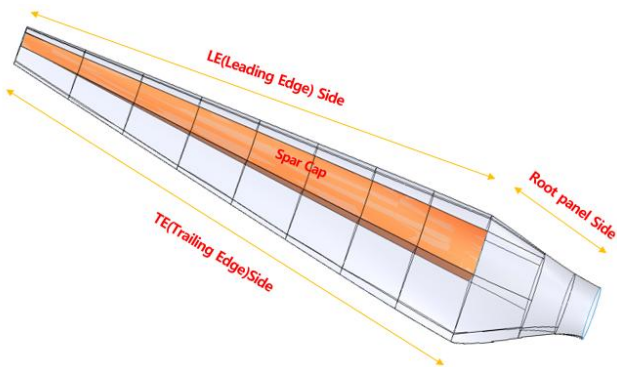


Fig. 4. FE model for tidal turbine blade.

정을 선정해야 하고, 특히 구조 최적화는 블레이드의 변형, 합성강도, 구조적 안전성과 경량화를 통한 경제성이 함께 고려되어야 한다.

블레이드의 기본 구조는 외부의 스킨(Skin), 내부의 전단 웹(Shear web), 스파 캡(Spar cap), 폼(Foam) 등으로 구분된다. Fig. 4는 블레이드의 주요 구조를 보이고 있으며, 본 연구에 적용된 블레이드 내부 설계는 Resor(2013)가 발표한 풍력 터빈 블레이드와 Bir et al.(2011)의 조류 터빈 블레이드 설계 자료를 참고하였으며, Box 타입의 스파 캡을 적용하였다. 전단 웹의 전방 및 후방 위치는 익형의 단면 코드 길이 15%, 50% 위치로 설계하였으며, Table 2는 본 연구에 적용된 블레이드 복합재료의 물성치를 나타내고 있다(Composite materials handbook, 2002).

본 연구의 블레이드는 기본적으로 유리강화섬유(GFRP)를 단일재료로 적용해 구조설계한 Model-A와 하중의 영향을 집중적으로 받는 블레이드의 스파캡, 앞전(Leading edge)와 뒷전(Trailing edge)를 강성계수가 높고 가벼운 탄소 강화섬유(CFRP)로 설계한 Model-B로 구분하였다. 여러 복합재료를 혼합해 배치하는 혼합설계방법(Rule of mixture)은 복합재료의 최적 설계 방법 중의 하나로서, 블레이드 설계 시 하중의 방향과 다른 방향으로 복합재료를 적층하면 본래 강도의 10%가 증가한다고 알려져 있어 블레이드의 경량화가 가능한 설계 기법이다(Kong et al., 2012).

Table 2. Material properties

Material characteristics	GFRP	CFRP
Density, $\rho(\text{kg/m}^3)$	2000	1490
Longitudinal modulus $E_1(\text{MPa})$	45000	121000
Transverse modulus, $E_2=E_3(\text{MPa})$	10000	8600
Major Poisson's ratio, $\nu_{13}=\nu_{12}(\text{MPa})$	0.3	0.27
Major Poisson's ratio, $\nu_{23}(\text{MPa})$	0.4	0.4
In-plane Shear Modulus, $G_{12}=G_{13}(\text{MPa})$	5000	4700
In-plane Shear Modulus, $G_{23}(\text{MPa})$	38462	3100
Longitudinal tensile strength, $X_T(\text{MPa})$	1100	2231
Transverse tensile strength, $Y_T=Z_T(\text{MPa})$	35	29
Longitudinal compressive strength, $X_C(\text{MPa})$	-675	-1082
Transverse compressive strength, $Y_C=Z_C(\text{MPa})$	-120	-100

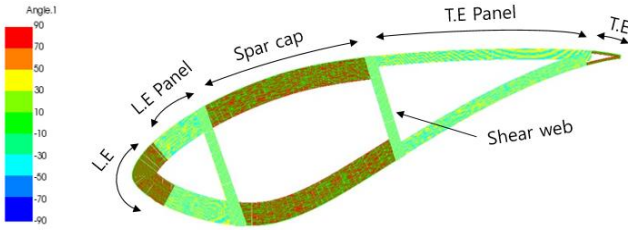


Fig. 5. Composite tidal blade fiber angle at a blade section.

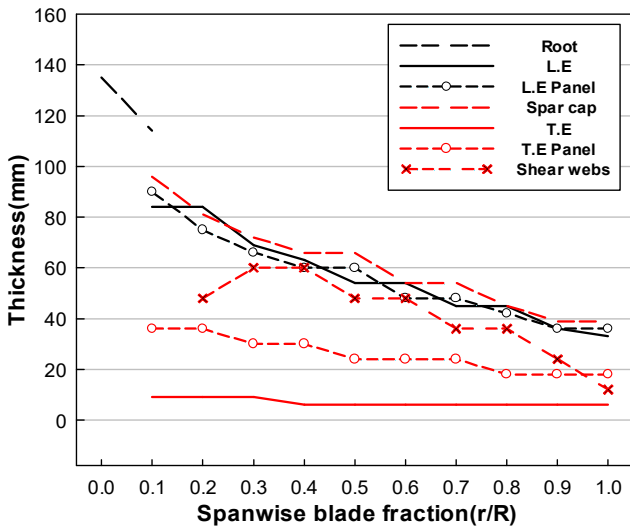


Fig. 6. Thickness of span-wise blade fraction.

구조 설계 시 적용된 적층은 블레이드의 굽힘모멘트에 저항해 강성을 강화시켜 좌굴안전성을 높여주는 코어 재료 폼을 사용한 샌드위치 구조의 적층판과 사용하지 않은 적층판 두 가지로 구분할 수 있다. 본 연구에서 설계한 Model-A와 B는 모두 동일한 구조에 샌드위치 적층판을 적용하였다.

Model-A의 루트, 앞전, 스파캡, 뒷전은 굽힘모멘트에 의한 대부분의 하중을 지지하므로 단방향 유리섬유를 0°와 90°로 혼합법칙이 적용된 Biaxial 구조로 적층하였다. 또한 앞전 판넬, 뒷전 판넬, 전단 웹은 비틀림 하중을 견딜 수 있도록 폼과 ±45°의 유리섬유가 중첩된 DB(Double Bias) 구조의 샌드위치 적층판을 적용하였다.

Fig. 5는 샌드위치 구조의 적층판이 적용된 블레이드 코드 단면의 적층각을 보인다. 특히 전단 웹은 흡입면과 압력면 사이의 전단과 좌굴을 견뎌야하므로 섹션별 스파캡 두께의 20% 내외로 설계하였다. 다만 Model-B는 루트, 앞전, 스파캡, 뒷전의 강성을 강화시키기 위해 탄소 강화섬유의 적층판 구조를 적용하였고, Fig. 6과 같이 블레이드 Span 방향의 두께는 Model-A,B는 모두 동일하다.

### 2.3 유한요소 모델 및 하중조건

블레이드의 유한요소 모델은 적층설계를 적용하기 위해 ANSYS-ACP를 이용하였고, 해석은 ANSYS-Mechanical를 통해 계산하였다. Fig. 7과 같이 3차원 블레이드 유한요소 모델의 표면은 10개로 분할하였으며, 블레이드의 형상은 적층 레이어(Layer)의 얇은 두께를 반영하기 위해 셸 요소(Shell elements) 181의 쿼드(Quad) 격자로 총 436,681개의 노드(Node)를 생성하였다.

Fig. 8은 정격유속( $V_r$ )의 유동해석을 통해 추출된 블레이드 표면 압력의 분포를 보여주고 있다. 유한요소 모델에 부여된 하중은 Gonabadi가 제안한 정상 운전 조건의 정격유속 2.5 m/s, 정상 운전 정지가 시작되는 정격유속의 2배수인 5.0 m/s, 극한하중으로 볼 수 있는 3배수의 7.5 m/s로 구분하였다. 설정 하중은 유동해석을 통해 추출된 표면 압력 계수로서, 노드에서 X,Y,Z 방향의 하중으로 변환되어 자유도는 모두 구속 되도록 하였다. 실제 정하중 시험은 설계 하중의 10%, 10분 단위 간격으로 수행해 극한하중 값을 측정하지만 본 연구와 같은 선형적 수치해석은 IEC 62600 설계 하중 케이스의 운전 조건에 의거해 유동해석의 표면압력계수를 초기 하중조건으로 설정해 수행하였다(Gonabadi et al., 2021).

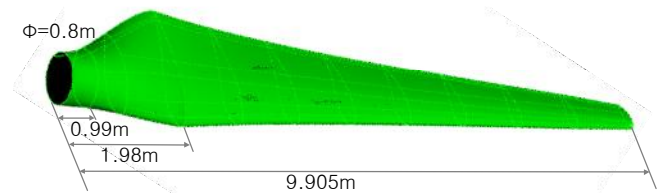


Fig. 7. Finite Element model.

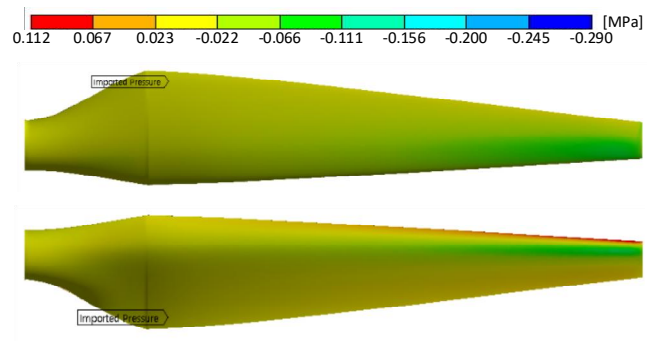


Fig. 8. Pressure distribution for blade surface at  $V_r$ .

### 3. 결과 및 고찰

형상 및 구조 설계가 완료된 로터 블레이드는 기계적 신뢰성을 확보하기 위한 수단으로서 정적 하중해석 결과를 이

용해 구조적 성능의 안전성을 평가한다. 정적 하중시험은 시험규격 IEC 62600의 평가항목이며 일반적으로 하중조건 (MLC)에 따라 정적 시험과 피로 시험이 함께 진행된다. 실제 블레이드 규모의 정적 하중시험은 블레이드 플랩 방향, 에지 방향, 비틀림 방향의 관점에서 평가되며, 본 연구에서는 유한요소모델에 정적 운전 하중을 초기 경계조건으로 설정해 선형적 탄성범위 안에서의 정적 하중해석을 수행하였다.

### 3.1 로터 블레이드의 성능해석

본 연구를 통해 설계된 블레이드의 성능은 주속비(TSR)에 따른 토크와 추력을 계산해 출력계수와 추력계수를 지표로 설정하였다. 유동해석은 시간 변화에 따른 블레이드 주변의 유동장 변화가 없는 상태로 가정하고 전체 유동장을 비압축성 3차원 정상상태로 해석하였다. 주속비 2부터 9까지 정격 회전속도 14.45 RPM으로 고정된 상태에서 입구 유입속도를 1.6 m/s에서 7.5 m/s까지 변화시켜 계산하였다.

유동의 해석영역은 정적 도메인과 회전 도메인으로 구분하였으며, 접하는 면은 GGI(General Grid Interface)로 처리하였다. 정적 도메인의 입·출구 경계조건은 균일 속도유입 조건과 정압조건, 대칭 경계면은 Symmetry로 설정하였다. 회전 도메인의 로터 블레이드 벽면은 no-slip으로 하였고, 상대회전 조건을 부여하였다. 난류모델은 3차원 정상난류 모델 k- $\omega$  기반의 SST(Shear Stress Transport)를 사용하였으며, 토크 계산 시 모든 천이난류 모델의 격자계를 적용하기 위해 벽함수 y+ 값을 3이하로 유지하였다. Table 3에 유동해석 계산 조건을 정리하였다.

Fig. 9는 1MW급 수평축 조류 발전 터빈 로터 블레이드의 성능곡선으로서 주속비에 따른 출력계수( $C_{Power}$ )와 추력계수( $C_{Thrust}$ )를 보여주고 있으며, 식(3)과 (4)를 이용해 블레이드 직경에 투영되는 유동 면적의 에너지량 대비 출력과 추력을 계산해 무차원의 출력계수와 추력계수를 얻을 수 있다. 여기서  $\rho$ 는 해수의 밀도,  $A_d$ 는 블레이드 직경의 투영 면적,  $U_\infty$ 는 유동의 유입속도를 나타낸다. 본 연구에 적용된 블레이드의 성능곡선은 주속비 6에서 최대 44.8%의 출력계수를 나타내고 있으며, 정격유속 2.5 m/s에서 1MW의 정격 출력을 지시함으로써 로터 블레이드 설계의 신뢰성을 확보하였다. 또한 Singh and Choi(2014)와 Kim(2015)도 블레이드 요소이론을 이용해 익형 S814가 적용된 조류발전용 터빈 블레이드의 성능해석을 수행하였으며, Singh and Choi(2014)는 최대 46.2%, Kim(2015)은 47.0%의 성능효율을 얻었다. Singh and Choi(2014)는 본 연구의 성능해석 결과와 비교해 상이한 성능계수를 나타내지만 전체적으로 유사한 경향을 보인다. 이는 정격 유속 2.4 m/s와 최적화를 통한 유동 유입각의 차이에 기인한 것으로 볼 수 있다. 한편 Kim(2015)의 해석 결과는 본 연구와 동일한 정격 유속과 정격 용량을 기준으로 설계하였으나, 2엽의 터빈 블레이드를 적용해 정격 주속비가 7로 변화하였고, 주속비가 7보다 낮은 범위에서는 성능계수가 급격히 감소하는 특징을 보인다.

본 연구의 블레이드 또한 Fig. 9와 같이 설계 주속비 6보다 낮은 범위에서는 유입속도가 증가해 출력계수가 감소한다. 이는 빠른 속도의 유동으로 인해 유입유동계수가 증가하고 영각 또한 실속각 이상으로 변화되어  $C_L$  값의 감소와 흡입면에서의 급격한 실속 현상을 초래해 로터 블레이드의 성능을 저하시키는 요인으로 작용하기 때문이다. 한편 설계 주속비 6보다 높은 범위에서는 낮은 유속으로 인해 영각이 감소해 블레이드 표면의  $C_D$  값이 급격히 증가하게 된다.

본 연구의 블레이드 또한 Fig. 9와 같이 설계 주속비 6보다 낮은 범위에서는 유입속도가 증가해 출력계수가 감소한다. 이는 빠른 속도의 유동으로 인해 유입유동계수가 증가하고 영각 또한 실속각 이상으로 변화되어  $C_L$  값의 감소와 흡입면에서의 급격한 실속 현상을 초래해 로터 블레이드의 성능을 저하시키는 요인으로 작용하기 때문이다. 한편 설계 주속비 6보다 높은 범위에서는 낮은 유속으로 인해 영각이 감소해 블레이드 표면의  $C_D$  값이 급격히 증가하게 된다.

Table 3. Calculation conditions

Description	Analysis conditions
Inlet(m/s)	1.6 ~ 7.5
Outlet(Pa)	Static pressure
Top(Pa)	Opening, Air
Bottom	Smooth wall, no slip condition
Sides	Symmetry
Turbulence model	SST
Working fluids(kg/m3)	Sea water

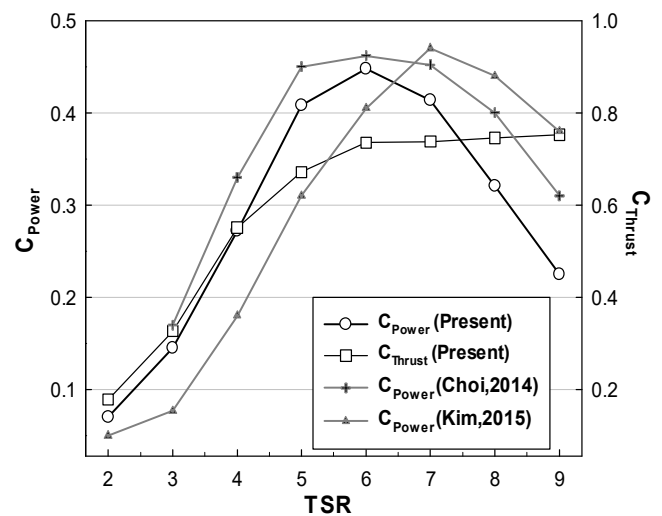


Fig. 9. Comparison of Power coefficient and thrust coefficient for 1MW rotor blade.

$$C_{Power} = \frac{Power}{0.5\rho U_{\infty}^3 A_d} \quad (3)$$

$$C_{Thrust} = \frac{Thrust\ force}{0.5\rho U_{\infty}^2 A_d} \quad (4)$$

동시에  $C_L/C_D$  값이 감소하면서 블레이드의 출력계수 또한 감소함을 알 수 있다. 추력계수  $C_{Thrust}$ 는 로터 블레이드 Span 방향의 하중으로서 항력의 영향을 크게 받는다. 따라서 Fig. 9와 같이 설계 주속비 6까지 급격히 증가한 이후 완만하게 상향되는 경향을 보인다.

### 3.2 정적 하중해석

복합재료를 적용해 제작한 로터 블레이드는 외부 하중에 의해 굽힘 변형이 발생하는데, 블레이드와 타워간의 이격거리가 충분히 확보되지 않은 경우 극한 조건에서 블레이드와 타워간의 간섭이 발생할 수 있다. 이에 대해 Kim(2014)은 팁-타워간 최대 간격을 블레이드 직경 대비 10%로 설계하였고, Zhang et al.(2015)는 블레이드 팁 변형량의 허용 기준을 팁-타워간 최대 간격의 70%로 설정해 안전성을 평가하였다. 따라서 본연구에서는 블레이드 팁과 타워간의 간섭영향을 평가하기 위해 유한요소해석을 통해 하중 조건에 따른 블레이드 팁의 변형량을 계산하였다.

Fig. 10은 복합재 GFRP로 설계된 Model-A와 하중의 영향을 많이 받는 부분은 CFRP가 적용된 Model-B의 Flap 방향 블레이드 팁 변형량을 보여주고 있으며, Model-A의 극한하중  $3.0*V_r$ 의 팁 최대변형량이 2566mm로서 Zhang et al.(2015)이 제시한 안전기준에 부합함을 Fig. 11에서 볼 수 있다.

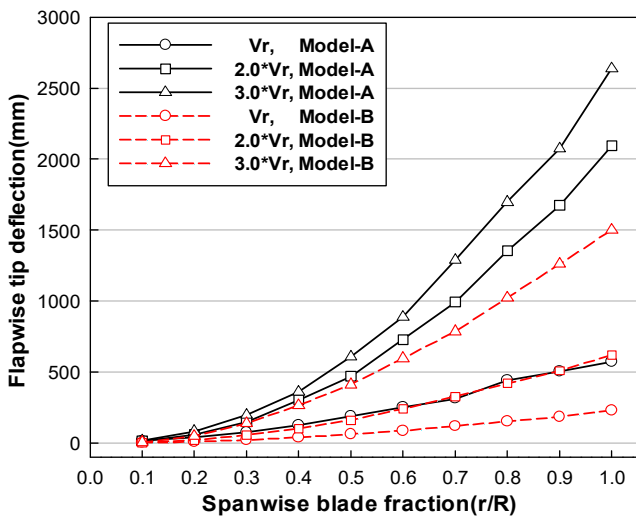


Fig. 10. Blade tip deflection on flap-wise direction.

또한 Model-B는 CFRP가 혼합됨으로서 팁의 최대변형량이 Model-A 대비 57% 감소하였다.

하중에 의한 블레이드의 인장과 압축은 변형률을 통해 알 수 있으며, Fig. 12는 극한 하중 조건에서의 블레이드 변형률을 보여준다. Model-A,B는 공통적으로 스파캡이 설계되지 않은 루트부에서 높은 변형률을 나타내며, Model-A는 블레이드 팁 방향 60% 부근까지 섬유 방향의 변형이 전반적으로 발생하였다. Model-B의 경우 루트부에서 일부 변형이 발생하였으나, 스파캡이 설계된 블레이드 표면은 Model-A와 대조적으로 변형이 거의 발생하지 않았음을 알 수 있다. 이는 굽힘하중의 대부분을 지지하는 스파캡의 재료 변형이 강성계수의 향상과 연계되어 변형률에 영향을 끼친 것으로 사료된다.

Fig. 13과 14는 이방성 재료의 블레이드 파손 여부를 판단하기 위해 Tsai-Wu의 파손이론을 적용해 IRF로 나타냈으며, IRF가 1과 같거나 크면 파손영역에 있다고 판단할 수 있다. Model-A의 경우  $3.0*V_r$ 에서 파손영역에 들어있음을 알 수 있으며, Model-B의 IRF는 모든 하중조건에서 1보다 작은 지수를 나타내 하중으로부터 안전함을 확인할 수 있다. 또한 IRF 최대값은 블레이드 끝단의 스파캡과 T.E Panel의 경계면에서 동일하게 발생하는데, 이는 블레이드의 급격한 두께 변화에 기인한 것임을 알 수 있다. 따라서 블레이드의 적층 설계 시

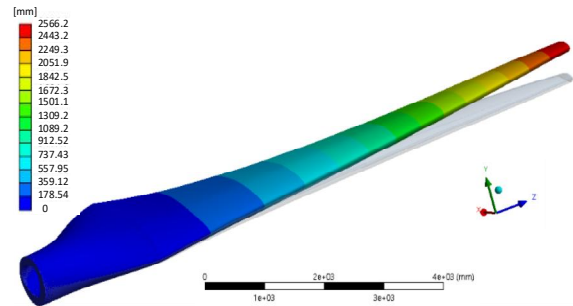


Fig. 11. Contour of blade flap-wise tip deflection distribution for Model-A at  $3.0*V_r$ .

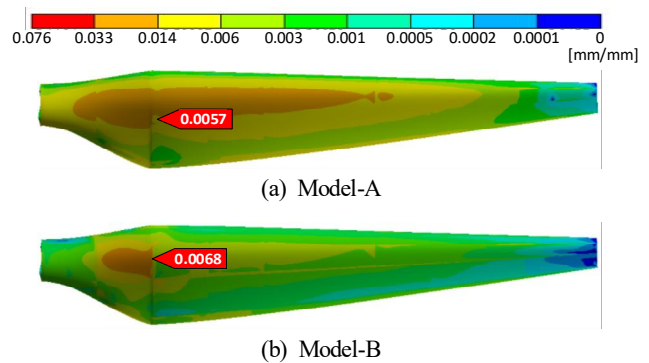


Fig. 12. Strain distribution at  $3.0*V_r$ .

## 복합재료를 적용한 1MW급 조류 발전 터빈 블레이드의 설계와 구조 안전성 평가

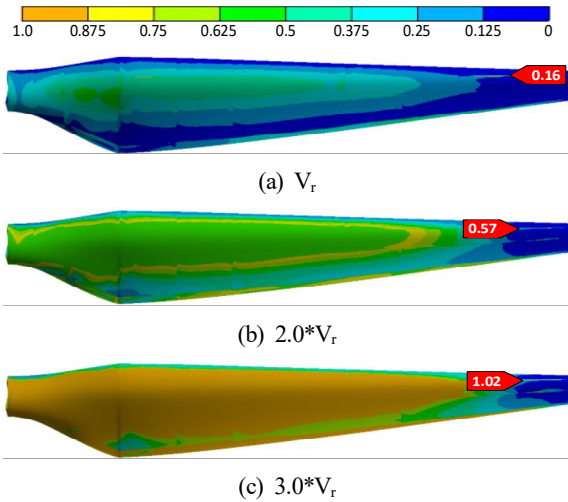


Fig. 13. IRF contour distribution of Model-A blade surface on Tsai-Wu failure analysis.

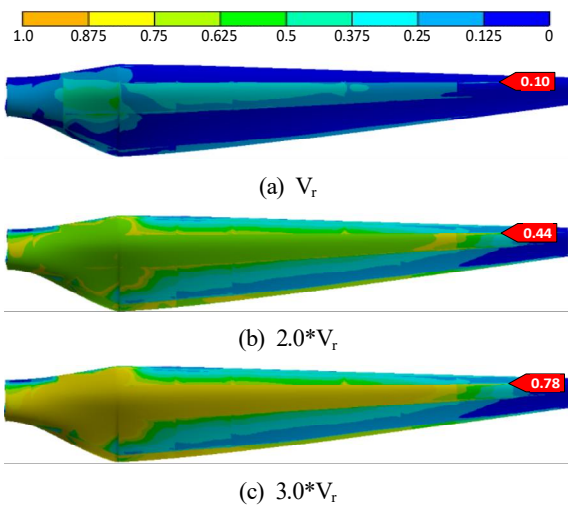


Fig. 14. IRF contour distribution of Model-B blade surface on Tsai-Wu failure analysis.

Table 4. Structural analysis results

Blade		Mass (kg)	$\rho_{tip}$ (mm)	$\epsilon_{max}$ (mm/mm)	IRF
Model-A	Vr	3169	519	0.014	0.16
	2.0*Vr		2072	0.033	0.57
	3.0*Vr		2566	0.057	1.02
Model-B	Vr	2728	196	0.013	0.10
	2.0*Vr		556	0.021	0.44
	3.0*Vr		1452	0.068	0.78

재료의 변화뿐만 아니라 구조적 변화로 인한 해당 부분의 두께의 변화율을 최소화해야 할 것으로 사료된다.

Table 4를 통해 재료 변경을 통한 로터 블레이드의 중량 최적화 결과를 알 수 있으며, Model-B의 전체 중량은 2728 kg으로서 기존 블레이드 전체 무게 3182 kg보다 14 % 경량화된 결과를 나타내었다.

## 4. 결론

본 연구에서는 1MW급 조류발전 터빈 블레이드의 형상설계와 성능해석을 수행하였으며, 유리 및 탄소 강화섬유를 이용해 블레이드의 구조를 적층 설계한 3차원 유한요소모델에 대해 정적 하중해석과 안전성을 평가하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 조류발전에 적합한 익형 S814를 적용한 1MW급 조류발전 터빈 블레이드는 BEM 이론을 이용해 설계하였으며, 정격유속 2.5 m/s에서 최대 성능계수 44.8 %를 나타내었다.

2. 정적 하중해석을 통한 Model-A,B의 블레이드 Flap 방향 팁 변형량은 최대 2566 mm로서, 팁-타워간 허용기준 범위에 있음을 알 수 있었으며, 복합재료의 변경을 통해 팁 변형량이 최대 57 % 감소되었다.

3. 파손이론을 이용해 섬유의 파손 여부를 판단한 결과 Model-A의 하중 3.0\*Vr에서 파손기준 IRF 1 이상을 지시해 섬유 파손 영역에 있음을 확인하였으며, 복합재 CFRP로 설계개선된 Model-B의 하중 3.0\*Vr 영역에서는 IRF 0.78을 지시해 섬유 파손으로부터 안전성을 확보할 수 있었다.

본 연구에서는 블레이드의 구조적 특성을 고려한 복합재료변화에 따른 구조적 안전성을 고찰하였으나, 향후 섬유파손뿐만 아니라 기지파손을 판단할 수 있는 다양한 파손이론을 적용해 블레이드의 구조적 건전성 평가를 수행해야 할 것으로 사료된다.

## 사 사

본 연구는 해양수산부(MOF)의 ‘해양수산산업 기자재 표준화 기술 개발(과제번호:20210044)’과 한국해양과학기술진흥원(KIMST) 해양청정에너지기술개발사업 일환의 ‘조류발전 실험역 시험장 구축(과제번호:20170333)’ 과제의 지원으로 이루어졌으며, 관계자 여러분께 깊은 감사를 드립니다.

## References

- [1] Alberto, B.(2020), State-of-the-art of MW-level capacity oceanic current turbines, The journal of Nonlinear Engineering, Vol.



- 9, No. 1, pp. 361-369.
- [2] Bir, G. S., M. J. Lawson, and Y. Li(2011), Structural of a Horizontal-Axis Tidal Current Turbine Composite Blade, National Renewable Energy Laboratory (NREL), NREL/CP-5000-50658.
- [3] Brádaigh, C. M. Ó., D. M. Grogan, S. B. Leen, and C. R. Kennedy(2013), Design of Composite Tidal Turbine Blades, Renewable Energy Vol. 57, pp. 151-162.
- [4] Calvario, M., L. S. Sutherland, and C. G. Soares(2017), A review of the applications composite materials in wave and tidal energy devices, Proceedings of the 17th International Congress of the International Maritime Association of the Mediterranean, pp. 1111-1117.
- [5] Composite Materials Handbook(2002), Department of Defense Handbook US, MIL-HDBK-17-3F Vol. 3.
- [6] Forcier, L. C. and S. Joncas(2011), Development of a structural optimization strategy for the design of next generation large thermoplastic wind turbine blades, Structural and Multidisciplinary Optimization, Vol. 45, pp. 889-906.
- [7] Gonabadi, H., A. Oliá, A. Yadav, and S. Bull(2021), Structural Performance of Composite Tidal Turbine blades, Composite Structures 278 (2021) 114679.
- [8] Goundar, J. N. and M. R. Ahmed(2013), Design of a horizontal axis tidal current turbine, Journal of Applied Energy, Vol. 111, pp. 161-174.
- [9] Harrison, G. P. and A. R. Wallace(2005), Climate sensitivity of marine energy, Renewable Energy, Vol. 30, No. 12, pp. 1801-1817.
- [10] IHS Emerging Energy Research(2010).
- [11] Jahromi, M. J., A. I. Maswood, and K. J. Tseng(2011), Long term prediction of tidal currents, IEEE Systems Journal, Vol. 5, No. 2, pp. 146-155.
- [12] Kim, B. S.(2014), Multi-MW Class Wind Turbine Blade Design Part I : Aero-Strucutre Design and Integrated Load Analysis, Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B, Vol. 38, No. 4, pp. 289-309.
- [13] Kim, B. S.(2015), Rotor-Blade Shape Design and Power-Performance Analysis for Horizontal-Axis Tidal Turbine Using CFD, The Korean Society of Mechanics Engineers, Vol. 39, No. 8, pp. 661-688.
- [14] Kong C. D., M. W. Kim, and H. B Park(2012), A Study on Structural Design and Analysis of Large Scale and High Efficiency Blades for Wind Turbine System, The Society for Aerospace System Engineering, Vol. 6, No. 4, pp. 7-11.
- [15] Nguyen, Q. D., H. C. Park, T. Kang, and J. H. Ko(2018), Structural design and analysis of composite blade for horizontal-axis tidal turbine, the journal Science and Engineering of Composite Materials, Vol. 25, No. 6, pp. 1075-1083.
- [16] Resor, B. R.(2013), Definition of a 5MW/61.5m Wind Turbine Blade Reference Model, Sandia National Laboratories, SAND2013-2569.
- [17] Singh, P. M. and Y. D. Choi(2014), Shape design and numerical analysis on a 1 MW tidal current turbine for the south-western coast of Korea, Renewable Energy, Vol. 68, pp. 485-493.
- [18] Sun, C. T., B. J. Quinn, J. Tao, and D. W. Oplinger(1996), Comparative Evaluation of Failure Analysis Methods for Composite Laminates, NASA, DOT/FAA/AR-95/109.
- [19] Tangler J. L. and D. M. Somers(1995), NREL Airfoil Families for HAWTs, National Renewable Energy Laboratory (NREL), NREL/TP-442-7109.
- [20] World Energy Resources Marine energy(2016), WORLD ENERGY COUNCIL.
- [21] Yang, C. J.(2011), Theoretical Study on Assessment of Tidal Stream Resources, Journal of the Korean Society of Marine Environment & Safety, Vol. 17, No. 1, pp. 23-28.
- [22] Zhang, S., T. L. Jansen, O. Franek, Patrick C. F. Eggers, K. Olesen, C. Byskov, and G. F. Pedersen(2015), Journal of MDPI/Sensors, doi:10.3390/s150819768.

---

Received : 2022. 08. 31.

Revised : 2022. 11. 22. (1st)

: 2022. 12. 08. (2nd)

Accepted : 2022. 12. 28.