

엔진발전기 냉각팬의 유동-구조 연성해석 기법을 이용한 최적설계

†김승철

(주)이노비

(2020년 5월 8일 접수, 2020년 6월 19일 수정, 2020년 6월 20일 채택)

Optimal Design using Flow-structure Interaction Analysis Method of Engine Generator Cooling Fan

†Seung Chul Kim

18-18 Railway Museum Uiwang Gyeonggi-do, Innobe Co., Ltd

(Received May 8, 2020; Revised June 19, 2020; Accepted June 20, 2020)

요 약

본 연구에서는 엔진발전기에 사용되는 냉각팬 형상을 단방향 유동-구조 연성해석을 통하여 냉각팬의 성능과 내구성을 분석하여 최적화 설계자료를 제시하였다. 이를 위해, 냉각팬 내부 유동장에 대해 정상상태 해석을 수행하고, 정상상태 계산 결과를 구조해석을 위한 입력 데이터로 사용함으로써 내구성을 분석하였다. 냉각팬의 블레이드와 스위프 각도를 변경하는 작업을 통해 6가지 type을 모델링하여 유동해석을 진행하였으며, 질량유량과 토오크의 비는 A type이 가장 우수하지만, 질량유량이 상대적으로 큰 B type이 유동성능이 가장 좋은 냉각팬의 형상이라고 판단하였다. 유동해석을 통해 선정된 B type의 블레이드 두께를 4가지로 설정하여 구조해석을 검토한 결과, 피로안전계수까지 고려하였을 때 B Type-3가 가장 적합하다고 판단되었다.

Abstract - In this study, the optimization design data was presented by analyzing the performance and durability of the cooling fan by one-way fluid-structure interaction analysis of the cooling fan shape used in the engine generator. For this purpose, a steady-state analysis was performed on the flow field inside the cooling fan, and the durability was analyzed by using the steady-state calculation results as input data for structural analysis. Six types were modeled for fluid analysis by changing the blade and sweep angle of the cooling fan, and the ratio of mass flow rate and torque was best in A type, but B type with relatively large mass flow rate was the best. It was judged to have flow performance. As a result of examining the structural analysis by setting the four blade thickness of the B type selected through the fluid analysis, it was judged that B Type-3 is the most suitable when considering the fatigue safety factor.

Key words : fluid-structure interaction analysis, cooling fan, engine generator, durability

1. 서 론

최근 차량용 노후엔진의 재제조를 통해 제작되는 산업용 발전기의 수요가 증가함에 따라 엔진발전기의 내구성과 신뢰성의 가중치가 증가되고 있다. 한편,

재제조된 엔진은 기존의 차량 운전조건에 적합하도록 설계되어 정속운전이 요구되는 발전기에 적합하도록 튜닝이 필요하며 특히, 열대지방으로 수출되는 발전기의 경우 공기온도가 높아 엔진냉각계가 고온화되는 애로를 겪고 있는 실정이다. 따라서, 재제조 엔진발전기 냉각시스템의 개선이 요구되며 이를 위한 방안으로 냉각팬 날개형상의 최적화 설계와 엔진 냉각수온에 따라 단계별로 냉각팬 회전수의 피드백제

†Corresponding author:ksc8932@hanmail.net
Copyright © 2020 by The Korean Institute of Gas

여가 가능한 냉각팬 제어시스템을 개발이 필요하다. 이러한 개발을 통해 엔진 냉각시스템의 고온안정화 및 에너지 변환의 효율이 향상될 것으로 판단된다. 이러한 이유로, 개발요소중 하나인 냉각팬을 재설계할 때 기존의 유동과 성능해석에 내구성 분석을 위한 유동-구조 연성해석(fluid-structure interaction analysis)를 통해 팬형상 변형에 따른 검토가 유용함을 알 수 있다. 이와 관련된 연구로 Lee 외 2인은 유동-구조 연성해석 기법을 이용하여 출류팬의 성능을 평가하였고 [1], Kim 외 4인은 항공기용 팬 블레이드를 유체-구조 연성해석을 통해 성능을 분석하였으며[2], Li 는 팬을 이용한 전기모터 냉각에서 날개 각도에 따른 팬 성능과 유동장 특성에 대해 연구를 수행하였다[3]. Kim 외 2인은 차량용 발전기 냉각팬에 대해 날개의 각도를 변수로 하여 최적화 설계를 진행하였고[4], Ahn 외 1인은 staking line 을 반경방향으로 경사지도록 하는 요소들을 이용하여 동익의 3차원 설계를 진행하였다[5].

본 연구에서는 냉각팬 재설계를 통해 엔진발전기



Fig. 1. Cooling fan control system installed in the engine generator

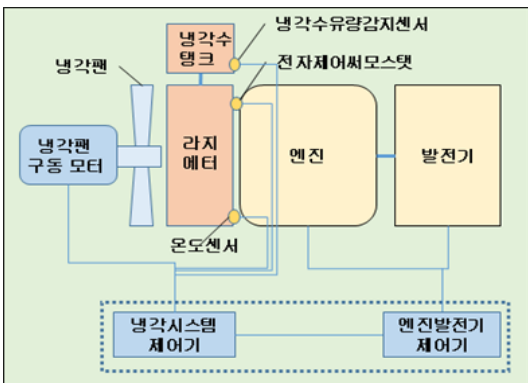


Fig. 2. Schematic of cooling fan control system

냉각시스템 최적화에 기여하고자 하였고 이를 위해 냉각팬 날개 형상을 변경하고 유동-구조 연성해석을 통해 분석하고 이러한 자료를 엔진 발전기 냉각시스템 설계자료로 제공하고자 한다.

II. 냉각팬 제원과 모델링

냉각팬 회전수는 1,500에서 3,000 RPM 까지 5단으로 나누어 동작하며 Fig. 3과 같이 6개의 블레이드로

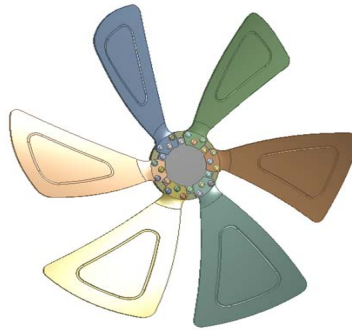


Fig. 3. Modeling of cooling fan

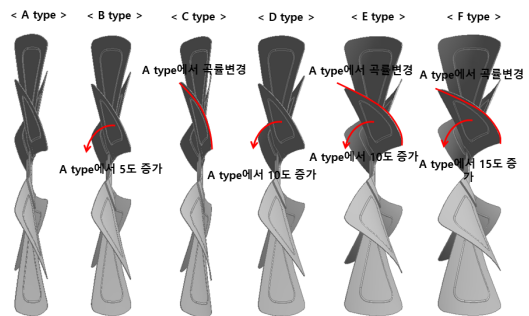


Fig. 4. 6 type modeling of cooling fan

Table 1. Design specifications of fan model

Design Parameters	Type					
	A	B	C	D	E	F
Blade angle(deg.)	15	20	20	25	25	30
Sweep angle(deg.)	20	20	25	25	30	30
Outer diameter(mm)	470					
Hub diameter(mm)	90					
Blade thickness(mm)	1.5, 2.0, 2.5, 3.0					

구성되며 최적화설계를 위해 Fig. 4와 같이 블레이드와 스윙 각도를 변경하는 작업을 통해 6가지 type을 모델링하여 해석을 진행하였으며, 세부적인 냉각팬의 모델링 제원은 Table 1에 표시되어 있다. 이러한 모델링 제원으로 ANSYS 디자인모듈러를 모델링하였고, 팬의 블레이드 각도는 combined vortex 기법을 적용하였다.

III. 격자생성

수치해석에 사용된 격자는 ANSYS Tubogrid를 사용하였으며, 블레이드 벽면에서의 점성에 의한 속도 구배를 정확하게 표현하기 위하여 경계층에 격자를 밀집시켰다. 익형주변에는 사면체(Tetrahedral), 외부 영역에는 주로 육면체(Hexahedral)를 적용하였고, 전체 격자수는 843만개이다.

IV. 유동-구조 연성해석 방법

본 연구의 유동-구조 연성해석은 상용프로그램인 ANSYS V2019 CFX 와 Mechanical structure 코드를 사용하였으며[6], 단방향 유동-구조 연성해석을 적용하였다. 이러한 기법은 유동해석에서 구한 결과값을 구조해석의 하중조건으로 적용하여 구조해석을 진행하였고, 이 때, 구조해석을 통한 블레이드 변형이 팬의 유동성능에 크게 영향을 미치지 않는 가정하에 유동해석 결과인 압력을 블레이드에 적용하는 단방향 FSI (one-way FSI analysis)를 적용하였다[7]. 먼저, CFX 코드를 이용하여 팬 내부 유동장에 대해 정상상태 계산을 수행하고, 정상상태 계산 결과를 구조해석을 위한 입력 데이터로 사용함으로써 내구성을 분석하였다. 또한, 냉각팬은 5단으로 나누어져 회전하게 되는데 유동해석을 통한 냉각팬의 성능 분석은 운전 빈도수가 가장 높은 3단 1,800 RPM 을 기준으로 정하였고, 구조해석을 통한 내구성 분석을 위하여 가장 가혹한 운전조건인 5단 3,000 RPM 을 기준으로 정하였다.

4.1 유동해석

냉각팬 주위를 해석영역을 설정하여 정상상태 해석을 수행하였으며, 지배방정식으로 3차원 Navier-Stokes 방정식과 에너지 방정식이 사용되었고, 난류 모델로는 $k-\omega$ 기반의 Shear-stress Transport(SST $k-\omega$) 모델을 사용하여 난류에 의한 점성 효과를 계산하였다[7]. 냉각팬은 회전하기 때문에 블레이드를 포함하는 로터 영역의 내부 회전영역과 외부의 정지영역을 구분하여 회전영역에 대해서는 MRF(Multiple Reference Frame) 기법을 적용하였으며[8], 정지영역은 직경 700mm 의

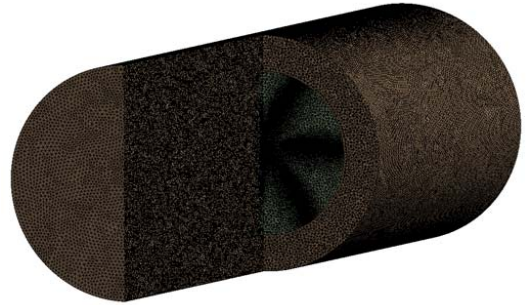


Fig. 5. Mesh generation

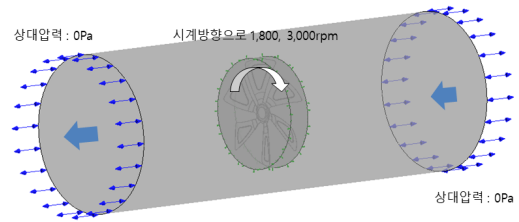


Fig. 6. Boundary conditions

Table 2. Boundary conditions for fluid analysis

Rotation Speed	1,800, 3,000
Number of rotor blades	6
Working fluid	Air(ideal gas)
Turbulence model	Shear stress transport
Temperature	293K
Interface	Frozen rotor

원통형 덕트로 구성하였다. 또한, 회전하는 냉각팬 영역과 정지영역의 경계면 조건은 정상상태 계산 시 Frozen rotor 조건을 사용하였다. 또한, Fig. 6과 같이 유동 및 응력해석을 위해 냉각팬 회전을 시계 방향으로 정하였으며, 유동해석은 1,800 RPM, 응력해석으로는 3,000 RPM 으로 설정하였고 입구와 출구의 압력은 상대압력 0Pa 로 설정하였다. 이러한 경계조건에 대한 세부 내용은 Table 2과 같다.

4.2 구조해석

냉각팬의 재질은 A5052의 알루미늄 합금계로 물성치는 Table 3과 같다. 구조격자에는 주로 사면체 요

Table 3. Material specifications

Density(Kg/m ³)	2770
Young's modulus(GPa)	71
Poisson's ratio	0.33
Tensile yield strength(MPa)	280

소가 사용되었으며, 경계조건으로 팬의 허브면을 고정하고 유동해석 결과인 압력을 블레이드에 적용함으로써, 단방향 유동-구조해석(one-way FSI analysis)을 수행하였다. 또한, 유동해석으로부터 도출된 압력값이 구조해석을 위해 동일한 부위에 하중값으로 적용되도록 하였으며, 유동해석과 같은 회전속도를 적용하여 원심력에 의한 응력-변형도 함께 해석하였다. 유체해석을 통해 계산된 유체의 압력값을 입력으로 피로수명 해석을 위해 냉각팬 재질에 대한 S-N 곡선을 적용하여 풍압에 의한 반복적인 하중을 부여하기 위해 ANSYS Fatigue 를 사용하여 피로수명해석을 실시하였다.

V. 유동-구조 연석해석 결과 및 고찰

5.1 유동해석 결과

정상상태에서 팬을 통과하는 공기의 흐름을 Fig. 7의 유선(streamline)분포에서 보여주며 팬 입구에서 축방향으로 유입된 공기가 블레이드를 통과하며 선회유동을 보여주고 있다. 이러한 선회유동은 A, B, C type 에서 원활하게 이루어지고 있는 반면에 D, E, F type 에서는 불균일한 흐름을 보여주고 있다.

이는 블레이드와 스윙 각도가 증가함에 따라 많은 공기량을 송풍하는 과정에서 난류가 증가함에 따라 나타나는 현상으로 냉각팬의 동력손실이 증가하게 되는 원인이기도 하다. 이러한 현상은 Fig. 8의 속도분포를 통해 확인할 수 있는데, 블레이드와 스윙 각도가 증가할수록 블레이드 날개 끝단에서 형성되는 속도가 점차 증가되면서 D, E, F type 에서는 유동속도 30m/s 이상의 영역에서 증가 폭이 커지는 것을 볼 수 있다.

Fig. 9는 전압력(total pressure)분포를 보여주는데, 팬 블레이드 끝단 근처에서 현저한 압력저하로 인한 저압 영역이 관찰되며, 이러한 저압 영역은 누설 유동에 의한 압력손실에 기인한 것으로 판단된다. 또한, 블레이드 전면(leading edge)에서 압력이 가장 크고, 후연(trailing edge)으로 갈수록 압력이 줄어드는 경향을 볼 수 있으며, 블레이드와 스윙 각도가 증가할수록 냉각팬 전면부에서 전압력이 증가가 두드러지게 나타

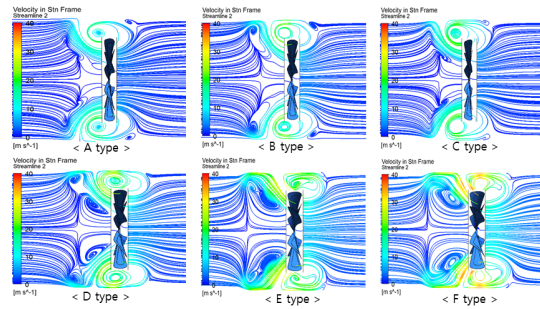


Fig. 7. Streamline distribution

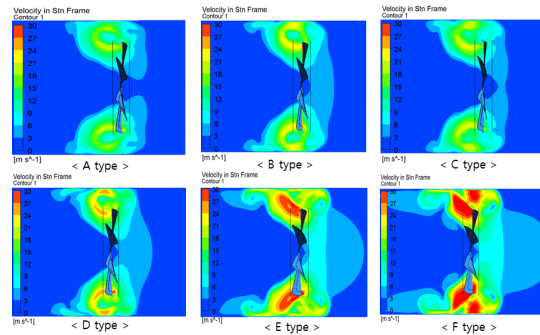


Fig. 8. Flow velocity distribution

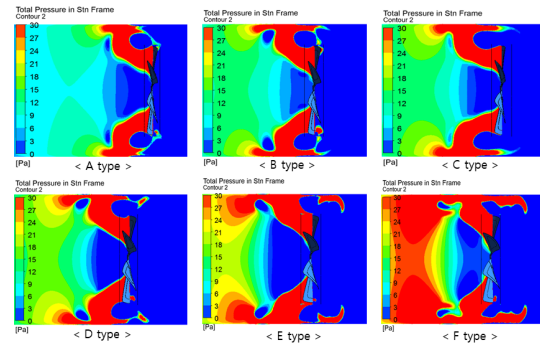


Fig. 9. Total pressure distribution

남을 알 수 있다.

6가지 type 에 대한 송풍량(Massflow)과 동력손실(Torque)에 대해 Table 4에서 보여주는데, 송풍량은 F type 이 최대지만 동력손실도 동시에 최대값으로 나타났다. 이러한 결과는 F type 이 블레이드와 스윙 각도가 나머지 타입에 비교하여 크게 설계됨으로써, 많은 공기를 흡입하며 송풍량을 증가시키고, 이로써 유

Table 4. Fluid analysis results

Type	Massflow(kg/s)	Torque(N.m)	Mass vs Torque Ratio(%)
A	0.551	1.11	49.5
B	0.733	1.61	45.4
C	0.669	1.68	39.7
D	0.885	2.60	34.1
E	1.181	4.96	23.8
F	1.286	7.34	17.5

Table 5. Structure analysis results

Items	Type			
	B-1	B-2	B-3	B-4
Thickness(mm)	1.5	2	2.5	3
Max. stress(MPa)	134	78	52	42
Max. deformation(mm)	3.3	1.7	1.1	0.7
Life cycles(number)	1.1 x 105	106	106	106
Fatigue safety factor	0.6	1.1	1.6	2

체저항을 극복하면서 동일한 회전수를 유지하기 위한 토크 값이 증가하였다고 판단된다. 이에 반해, 블레이드와 스윙 각도가 최소인 A type 은 송풍량인 질량 유량과 동력손실인 토오크값이 최소임을 알 수 있다. 한편, 발전기 원동력인 엔진을 수냉시키기 위해 라디에이터의 냉각효율을 높이면서 냉각팬 소요동력의 최소화를 분석하기 위하여는 질량유량과 토오크에 대한 비는 Table 4의 계산 결과로는 A type 이 49.5로서 가장 우수하였다. 그러나, B type 의 비율은 45.4로서 A type 에 비해 8%만큼 감소한 반면에 질량유량은 33%만큼 증가하였다.

따라서, 질량유량 증가율이 상대적으로 큰 장점을 지닌 B type 이 가장 적합한 냉각팬의 형상이라고 결정하게 되었다.

5.2 구조해석 결과

단방향 유체-구조 연성해석을 통해 유동해석을 통해 계산된 압력값을 구조해석에 적용하여 등가응력, 총변형량, 피로수명 및 피로안전율 등의 결과를 도출할 수 있었다. Fig.10은 유체-구조 연성해석을 위해 냉각팬 구조물 표면에 가해지는 유체의 압력분포를 나

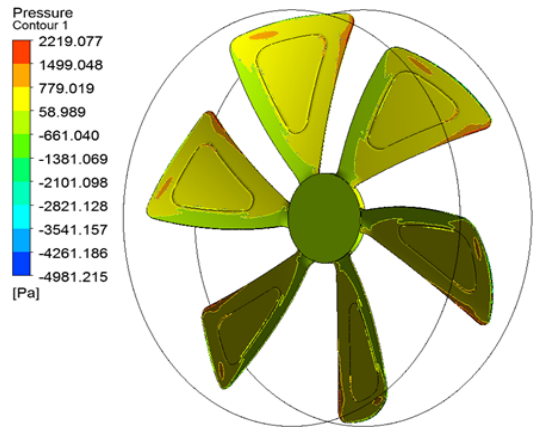


Fig. 10. Processing of FSI analysis.

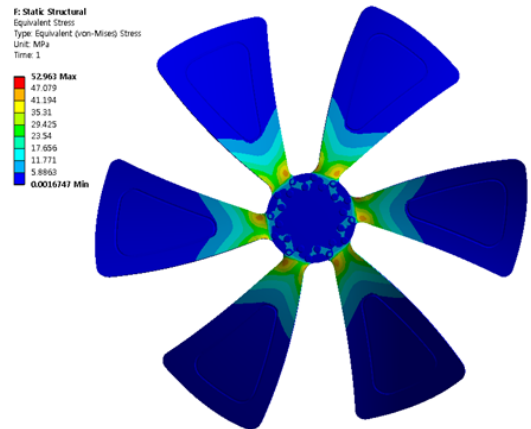


Fig. 11. Equivalent Stress distribution (B Type-3).

타내고 있으며, 유체압력은 냉각팬에 가해지는 하중이 되고 냉각팬을 구속시키기 위해 허브후면을 고정시켰다.

냉각팬 두께의 최적화 설계를 위해 유동해석에서 선정된 B type 에 대하여 Table 5와 같이 1.5, 2, 2.5, 3mm 로 냉각팬 두께를 설정하였다. Fig. 11은 B type 세 번째 조건인 두께 2.5mm 에서 응력분포를 보여주는 것으로 발생하는 최대응력은 허브와 블레이드 연결부위에서 52.9MPa 로 나타났는데, 블레이드 끝단으로 갈수록 응력이 줄어드는 것을 볼 수 있다. 이러한 현상은, 일반적으로 블레이드에 작용하는 응력은 블레이드 회전에 의한 원심력과 기체의 압력 하중에 의한 것으로서, 특히 원심력에 의한 응력은 허브 근처에서 최대값을 가지도록 영향을 주기 때문이다[9].

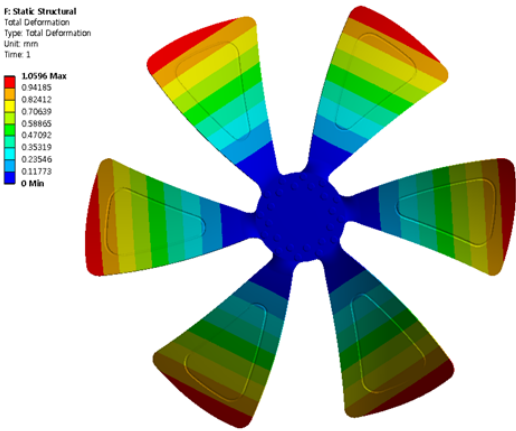


Fig. 12. Total deformation distribution (B Type-3).

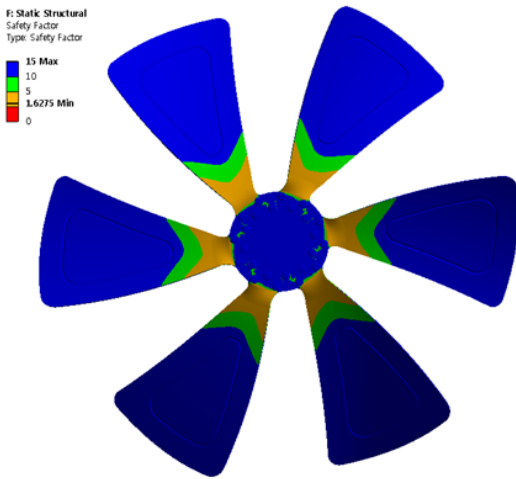


Fig. 13. Safety factor of fatigue (B Type-3).

Fig. 12에서 최대변위는 블레이드 끝단부위에서 1.05mm 로 나타나고, 허브 쪽으로 갈수록 변형이 줄어드는 것을 볼 수 있다. 또한, 블레이드 전연에서의 변형이 후연에 비해 더욱 크게 나타남을 알 수 있는데, 이러한 결과는 유동해석의 압력계산 결과와 연관성을 가진다. Fig. 13은 피로 해석을 통해 계산된 피로 안전계수로써 최소값은 1.62로서 블레이드와 허브의 연결부위에서 나타나는데, 이는 구조응력 취약부위와 거의 유사하게 나타난다.

Table 5는 상기와 같은 구조해석 결과를 종합한 것으로서 최대응력, 최대변형량, 피로수명을 검토한 결과, 항복응력이 280MPa 임을 고려할 때, 78MPa 의 최

대응력과 피로수명횟수 106을 나타내는 B Type-2가 적합하지만, 피로안전계수까지 추가로 고려하면 피로안전계수 1.6을 가진 B Type-3가 가장 적합하다고 판단하게 되었다.

VI. 결론

본 연구에서는 엔진발전기용 냉각팬 형상을 단방향 유동-구조 연성해석을 통해 냉각팬의 성능과 내구성을 분석하여 최적화 설계자료를 제시하였다. 본 연구의 해석결과로부터 얻어진 결론은 다음과 같다.

1. 냉각팬 블레이드 형상을 6가지 type 으로 변경하여 송풍량과 동력손실을 분석한 결과, 질량유량과 토오크에 대한 비는 A type 이 49.5로서 가장 우수하지만, B type 의 비율은 A type 에 비해 8%만큼 감소한 반면, 질량 유량은 33%만큼 증가하였으므로 질량 유량 증가율이 상대적으로 큰 B type 이 가장 적합한 냉각팬의 형상이라고 판단하였다.

2. 유동해석을 통해 선정된 B type 의 블레이드 형상에 대해 두께를 4가지로 설정하고 구조해석에 적용하여 최대응력, 최대변형량, 피로수명을 검토한 결과, 항복응력이 280MPa 임을 고려할 때 78MPa 의 최대응력과 피로수명횟수 106을 지닌 B Type-2가 적합하지만, 피로안전계수까지 추가로 고려하면 피로안전계수 1.6을 가진 B Type-3가 가장 적합하다고 판단되었다.

감사의 글

본 과제는 경기도 기술개발사업의 사업비지원(과제번호: D191944)에 의해 수행되었습니다.

REFERENCES

- [1] Lee, C., Kim, H. S., Kil, H. G., "Evaluation on the Blade Vibration Characteristics of a Plastic Axial Flow Fan Using Flow-Structure Coupled Analysis Technique", *Korean Society for Fluid Machinery*, 22(5), 21-27, (2019)
- [2] Kim, W. T., et al., "FSI(Fluid/Structure Interaction) analysis of the ducted fan blade for UAV", *Proceeding of Korean Society for Aeronautical & Space Sciences Conference*, 41-44, (2015)
- [3] Li, H., "Flow Driven by a Stamped metal cooling fan - Parametric Study on Blade Angles", *Engineering Applications of Computational Fluid Mecha-*

- tics, 4(2), 222-236, (2014)
- [4] Kim, W., et al., "Development of a low-noise cooling fan for an alternator using numerical and DOE methods", *International Journal of Automotive Technology*, 12(2), 307-314, (2011)
- [5] Ahn, C. S. and Kim, K. W., "Design Optimization of An Axial-Flow Compressor Rotor Using Response Surface Method", *Transaction of the KSME B*, 27(2), 155-162, (2003)
- [6] ANSYS, Inc., *ANSYS Release v2019*, (2019)
- [7] Kim, Y. G. and Kim, K. C., "FSI analysis on wind turbine blade", *Proceeding of the 2011 KSME Spring Conference*, 2368-2371, (2011)
- [8] Park, J. H., Cho, I. S., and Cho, J. S., "SFlow Field Analysis of the VTOL Ducted Fan UAV using the MRF Method", *Proceeding of the 2009 KSAS Autumn Conference*, 509-512, (2009)
- [9] Cohen, H., Rogers, G. F., and Saravanamuttoo, H. I. H., *Gas Turbine Theory*, 4th ed., Longman Group Limited, (1996)