

대면적 표면처리용 광폭 임펠러의 경량 설계 및 구조적 안정성

김태형[†] · 정준형 · 차준명 · 석태현 · 이세창*

청주대학교 항공학부 항공기계공학전공

지엠테크 기술연구소

(2020년 8월 21일 접수, 2020년 9월 14일 수정, 2020년 9월 16일 채택)

Lightweight Design and Structural Stability of Wide Impeller for Large-area Surface Treatment

Taehyung Kim[†] · Junhyeong Jeong · Joonmyung Cha · Taehyeon Seok · Sechang Lee

Major of Aeronautical & Mechanical Engineering, Division of Aeronautics, Cheongju University

*R&D Center, GMtech

(Received 21 August 2020, Revised 14 September 2020, Accepted 16 September 2020)

요 약

본 연구에서는 유한요소해석을 통해 대면적 표면처리가 가능한 경량 광폭 임펠러를 설계하였으며 구조적 안정성을 확인하였다. 먼저 위상최적화를 통해 경량 브라켓 해석모델을 수립하였으며, 구조해석을 통해 최적의 모델을 선정하였다. 3차원 경량 광폭 임펠러의 굽힘변형 해석을 수행하였으며 허용변형량 범위에 포함되었다. 또한 진동해석을 수행하여 1차 모드 고유진동수를 얻었으며 위험속도식에 대입하여 안전 운전속도(RPM) 기준을 제시하였다. 궁극적으로 본 연구의 해석적 기법이 경량 광폭 임펠러 설계에 유효함을 확인하였다.

주요어 : 위상최적화, 광폭 임펠러, 안전속도, 구조적 안정성

Abstract - In this study, a lightweight wide impeller for large-area surface treatment was designed and structural stability was confirmed based on finite element(FE) analysis. A lightweight bracket FE model was established through topology optimization, and the optimal FE model was selected after structural analysis. The bending deformation FE analysis was performed, and bending deformation was included in the allowable deformation range. In addition, FE modal analysis was performed, and the range of safe speed(RPM) by rotation was suggested. Ultimately, it was confirmed that this analytical technique is effective for design the lightweight wide impeller.

Key words : Topology Optimization, Wide Impeller, Safety Speed, Structural Stability

1. 서 론

발전설비용 부품들은 소형부터 대형의 크기들을 가지며 매우 다양한 형상을 가진다. 이들 중 터빈 블레이드나 베인 및 기타 관련 부품들은 형상이 복잡하고 기하학적인 표면을 가지지만 그 외 터빈 축이나 터빈 휠, 하우징 및 케이싱 등은 그 규모가 크

고 넓은 면적을 갖는다. 발전소에서 터빈의 반복된 기동 정지 후 정기 유지보수 기간이 도래되면 발전 설비 부품들의 표면에 쌓인 이물질이나 녹 등을 제거해야 한다. 이를 위해 블라스팅 공정이 적용되는 데⁽¹⁻⁴⁾ 통상적으로 노즐형 블라스팅 공정과 임펠러형 블라스팅 공정이 이용된다. 노즐형 블라스팅은 부품들이 작고 협소한 공간에 유용하며 그 외 넓은 면적에는 임펠러를 사용한 블라스팅 공정이 효과적이다. 이와 같은 임펠러형 블라스팅 공정은 그릿 또는 글래스 비드를 연마재로 사용하며 임펠러의

[†]To whom corresponding should be addressed.

Tel : +82-43-229-8449 E-mail : ktmx@cju.ac.kr

회전에 의해 발생하는 원심력에 의해 연마재들이 투사되어 제품 표면을 타격해 오염된 부위를 표면처리 할 수 있다.⁽⁵⁾ 그러나 일반적으로 임펠러 블레이드는 그 폭이 좁아 발전설비용 부품과 같이 대면적 표면처리를 위해서는 공정시간이 상당히 소요되며 임펠러 폭 만큼 표면처리 후 부품을 이동시켜 미처리된 부위를 표면처리 하는데 이때 중첩된 표면처리 부위에서 불규칙한 줄무늬를 발생시키고 균질하지 못한 표면상태를 만든다.⁽⁶⁾ 이와 같은 이유로 본 연구에서는 면적이 넓은 부품 및 소재의 표면처리를 위한 광폭 임펠러를 개발하고자 한다. 기존 폭이 좁은 임펠러와 달리 폭이 넓은 임펠러의 경우 그만큼 무게가 증가하고 임펠러 축의 길이가 상대적으로 증가한다. 따라서 본 연구에서는 임펠러의 무게 경감과 회전에 의한 진동 및 위험속도를 모두 고려한 최적의 경량설계 및 구조적 안정성 검토가 반영되었다. 임펠러 경량 설계 시 위상최적화 설계 기법을 적용하였으며⁽⁷⁾, 임펠러 회전에 의한 진동 및 위험속도 분석을 위해 유한요소 진동해석을 수행하였다. 이로부터 광폭 임펠러 부품의 경량 설계를 위한 유한요소해석 기법이 유효함을 확인하였다.

2. 광폭 임펠러 위상최적 설계

2-1. 유한요소 모델 및 재료물성

Fig. 1은 3차원 광폭 임펠러 기본 형상을 보여준다. 임펠러 축 길이는 1580mm이며 축의 원활한 회전을 위해 양단에 베어링이 삽입된다. 베어링과 베어링 사이의 축을 동일한 간격으로 5등분 하여 블레이드를 체결할 수 있도록 6개의 브라켓을 설치하였으며 중심은 축과 용접됨을 고려하여 일체형으로 모델링 하였다. 브라켓은 6개의 블레이드를 체결할 수 있도록 외팔보 형상으로 돌출되어 있으며 두께는 20mm이다. 블레이드는 넓고 긴 폭을 갖는 판재형상이며 가로, 세로, 폭이 각각 1390mm, 79mm, 6mm이다. 기본 광폭 임펠러의 재질은 기계구조용 탄소강재 SM45C이며, 탄성계수 200GPa, 푸아송의 비 0.3, 항복강도 343MPa, 인장강도 569MPa를 적용하였다.

Fig. 2는 광폭 임펠러의 무게 경감을 위한 2차원

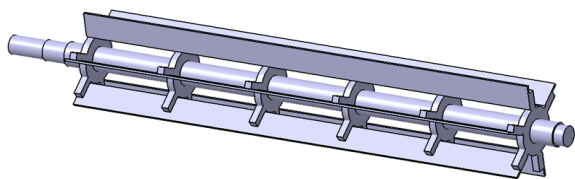


Fig. 1. The wide impeller model

1/6 대칭의 브라켓 유한요소 모델을 보여준다. 본 연구에서는 상용 유한요소해석 소프트웨어인 Ansys Workbench 2019 버전을 사용하였다. Fig. 3의 (a)는 유한요소망을 보여준 것으로 브라켓 돌출부의 고정단은 Vertex Sizing 옵션을 이용하여 조밀하게(요소 크기 $L_e=0.1mm$) 구성하였으며 그 외의 영역은 Face Sizing 옵션을 이용하여 조대하게(요소 크기 $L_e=1mm$) 구성하였다. Fig. 3의 (b)는 두 면에 접촉조건을 적용한 것으로서 블레이드 체결 부위에 Bonded 옵션을 적용하여 완전접착 되도록 하였고 기타 접촉면에는 면과 평행한 방향으로 미끄럼을 허용하는 No Separation 옵션을 적용하였다. Fig. 3의 (c)는 하중 및 경계조건으로써 축 중심에 3000 RPM 회전수를 적용하였으며 1/6 대칭 면에 각각 대칭조건을 적용하였다. 또한 브라켓 중심의 곡면에는 Cylindrical Support 옵션을 적용하여 원주 방향의 변위는 구속하고 원주 접선 방향의 변위는 구속하지 않았다. Fig. 3는 2차원 브라켓 해석모델의 돌출부 고정단에 적용된 최소 요소크기에 따른 해석해의 수렴성을 보여준다. 요소의 크기를 0.05mm부터 0.4mm까지 적용하였으며 해석 후 요소의 크기가 0.1mm 이하에서 유효응력이 220MPa로 수렴된다. 이로부터 브라켓의 경량 설계를 위한 해석모델의 최소 요소 크기를 0.1mm로 선정하였다. Fig. 4는 브라켓 기본 해석모델의 구조해석 후 유효응력을 보여준다.

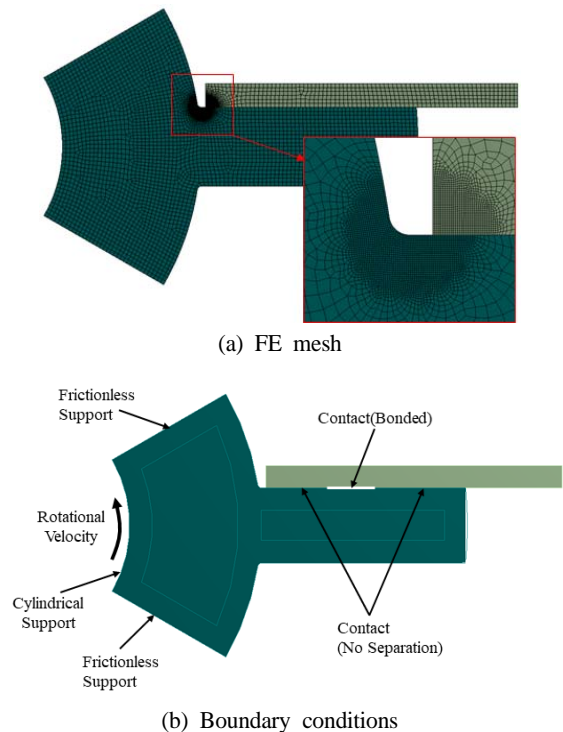


Fig. 2. 2D FE mesh and boundary conditions

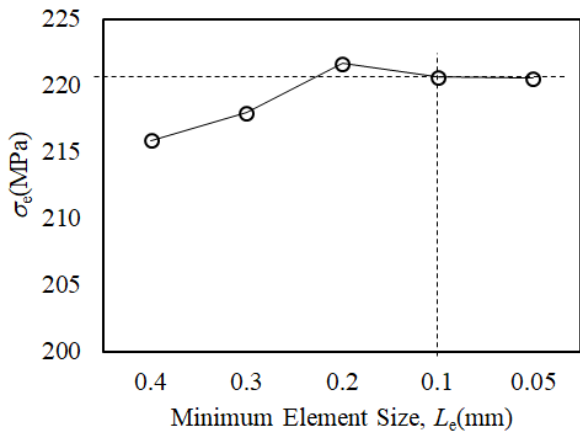


Fig. 3. Convergence of equivalent stress with element size

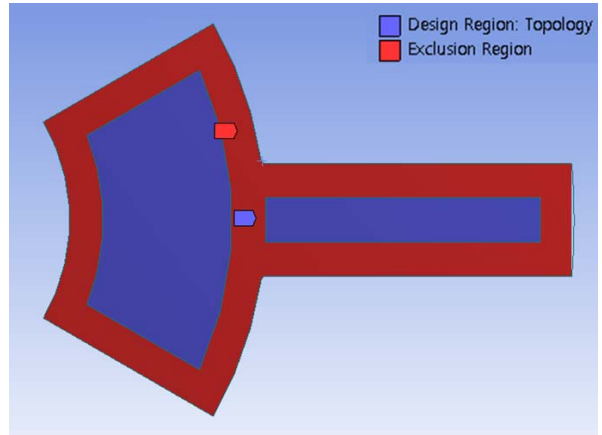


Fig. 5. Design region for topology optimization

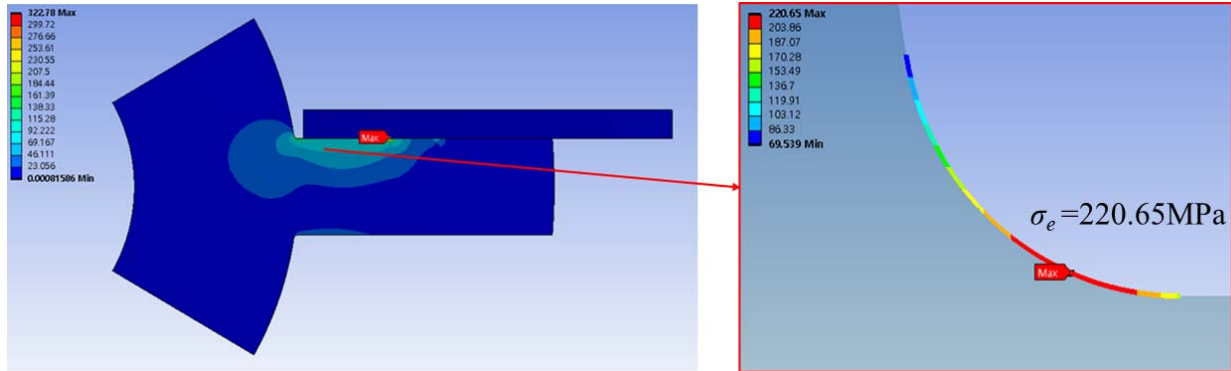


Fig. 4. Structural analysis result using the 2D FE model

2-2. 브라켓 위상최적화

Fig. 5는 유한요소해석에 기초한 경량 설계를 위해 위상최적화 옵션을 적용하기 위한 방법을 보여준다. 블레이드를 제외하고 브라켓 중심의 곡면이 포함된 면적과 직사각형 모양의 돌출부 면적으로 구분되고, 이를 외곽으로부터 6mm씩 안쪽으로 간격 이동(offset)시켜 닳은꼴 형상의 작은 면적들로 영역을 구분하였다. 이들 안쪽 면적들을 위상최적화 영역으로 지정하였으며 해석 후 제거된 면적을 계산하여 브라켓의 경감된 무게를 산출하였다. Table 1은 위상최적화 해석 후 질량 감소율에 따른 브라켓 해석모델의 질량 변화를 보여주며, Fig. 6는 해석 후 기본 브라켓의 질량에 해당하는 해석모델의 면적밀도(A_f , Area fraction, %) 및 형상들을 보여준다. 본 연구에서는 브라켓의 질량(=면적밀도)이 약 2.5kg($A_f=90\%$), 2.23kg($A_f=80\%$), 2.0kg($A_f=70\%$)가 되는 해석모델들을 1차 경량 브라켓 형상으로 선정하였다.

Table 1. Mass reduction rate(%) of bracket FE model

Reduction rate (%)	Reduced Mass (kg)	Bracket Mass (kg)
0.0	0.00	2.80
3.4	0.10	2.70
6.1	0.17	2.63
10.5	0.30	2.50
14.8	0.41	2.39
18.5	0.52	2.28
22.1	0.62	2.18
25.9	0.73	2.07
28.7	0.80	2.00
34.0	0.95	1.85

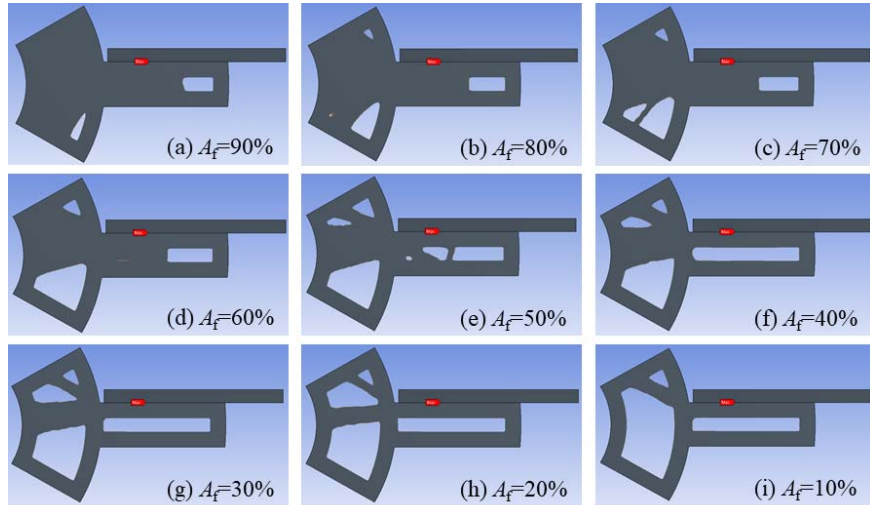


Fig. 6. Shapes of FE bracket model after topology optimization

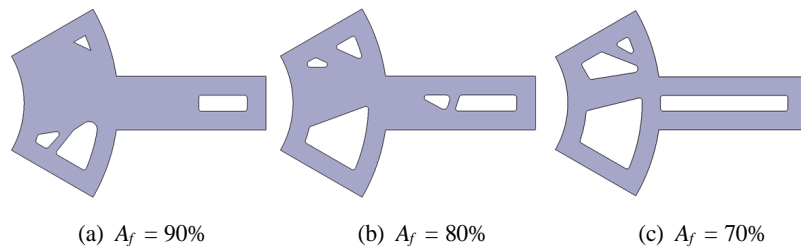


Fig. 7. Redesigned FE bracket model after topology optimization

1차 경량 모델로 선정된 세 브라켓 해석모델들의 구조적 안정성을 검토하기 위해 구조해석을 수행하였다. 이때 해석모델은 내부 면적이 제거된 부위가 불규칙하고 거칠기 때문에 Fig. 7과 같이 곡선과 직선으로 매끄럽게 리모델링 되었으며 브라켓 모델의 두께를 20mm-12mm까지 2mm씩 감소시켜가며 해석을 수행하였다. Fig. 8은 브라켓 두께(t) 변화에 따른 질량 100%, 90%, 80%, 70% 경량 모델들의 최대 유효응력을 보여준다. 본 연구에 사용된 SM45C 소재의 항복강도 343MPa를 기준으로 최대의 질량 감소 및 구조적 안정성이 양호한 두께 18mm 및 16mm의 질량 70% 해석모델을 2차 유효모델로 선정하였다.

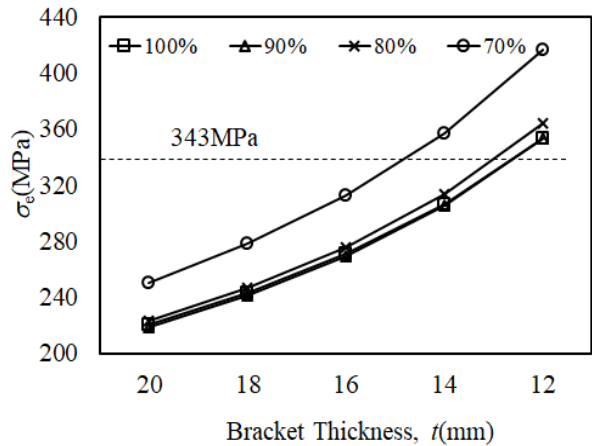


Fig. 8. Distribution of equivalent stress with bracket thickness

3. 경량 광폭 임펠러 구조 및 진동해석

3-1. 경량 임펠러 해석모델

Fig. 9는 2차 선정 유효 경량 브라켓 모델을 포함한 3차원 광폭 임펠러 부품의 해석모델을 보여준다. 이 경량 모델을 이용하여 광폭 임펠러의 무게 감소로 인한 구조적 안정성을 확인하고자 구조해석

을 수행하였다. 해석모델은 실제 블라스팅 장비의 최대 회전수를 고려하여 3000 RPM을 입력하였으며, 경계조건으로써 축 양단 원통면에 Cylindrical Support를 적용하여 원주방향으로 변위를 구속하였고 축의 양 끝단은 축 방향 변위를 구속하였다.

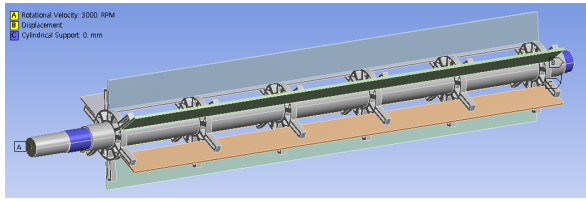


Fig. 9. Lightweight FE impeller model

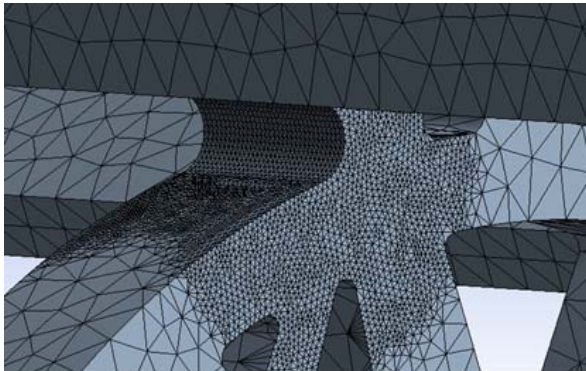


Fig. 10. FE Mesh

Fig. 10은 해석모델의 유한요소망을 보여준다. 유한요소망은 4면체 요소를 사용하여 구성하였으며 사용된 절점의 개수는 2,581,967개, 요소의 개수는 1,724,832개이다. 2차원 브라켓 구조해석으로부터 브라켓 돌출부 고정단에서의 최대 응력을 고려하여 3차원 해석모델에서도 동일한 조건으로 고정단은 조밀하게, 기타 영역은 조대하게 구성하였다.

3-2. 경량 임펠러 모델 구조해석

브라켓은 축에 일정한 간격으로 설치되는 부속품으로써 브라켓의 개수는 임펠러의 무게 증감에 직접적으로 영향을 준다. 따라서 축에 설치할 수 있는 최적의 유효 브라켓 개수를 결정할 필요가 있다. 이에 본 연구에서는 두께 t 가 각각 16mm일 때와 18mm일 때 브라켓의 개수를 4개, 5개, 6개, 8개, 10개가 설치된 임펠러 해석모델을 수립하였다. Table 2는 해석 후 최대 유효응력 값들을 보여준 것으로 재료의 항복강도를 기준으로 구조적 안정성을 살펴 보았다. 해석 후 4개 및 5개의 브라켓이 장착된 광폭 임펠러 모델들은 소재의 항복강도 343MPa보다 모두 높은 응력 값을 주어 구조적 안정성을 갖지 못한다. 또한 브라켓 두께가 16mm이고 개수가 6개인 해석모델 역시 유효응력이 크기 때문에 구조적으로 안정되지 못함을 알 수 있다. 이와 달리 두께가 18mm인 경우, 브라켓 개수가 6개, 8개, 10개 모두 유효응력이 항복강도보다 작아 만족한 범위에 포함되나 이들 중 가장 무게를 경감시킬 수 있는 브라켓

Table 2. Equivalent stress with bracket numbers

Bracket numbers	Equivalent stress (MPa)	
	$t=16\text{mm}$	$t=18\text{mm}$
10	178.76	155.31
8	239.43	210.19
6	363.84	313.56
5	469.33	410.34
4	665.86	580.83

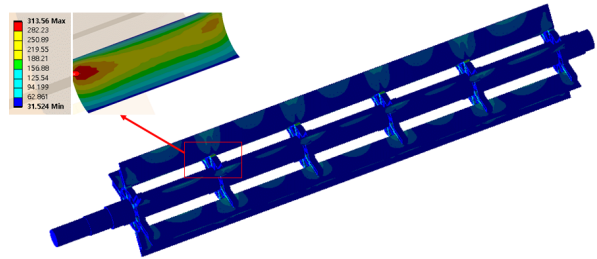


Fig. 11. Equivalent stress of the 3D lightweight impeller model

개수는 6개이다. 따라서 본 연구에서는 브라켓의 폭이 18mm이면서 축에 6개가 장착된 광폭 임펠러를 최종 최적의 경량 모델로 선정하였다. Fig. 11은 최종 해석모델의 구조해석 후 유효응력 위치 및 크기를 보여준다.

3-3. 경량 임펠러 모델 굽힘변형 해석

기존 임펠러와 달리 광폭으로 제작될 경우 축 길이가 상대적으로 증가되므로 이에 따른 임펠러 무게도 증가한다. 이는 임펠러 축 길이에 대한 굽힘 변형량에 영향을 미친다. 통상적으로 회전체 축의 휨 경사각이 과도하게 큰 경우 축을 지지하는 베어링 체결 부위에서 굽힘모멘트가 크게 발생되며 베어링의 수명을 급격히 감소시켜 결국 진동이 커지면서 축 및 기계파손으로 이어진다^[8]. 이에 본 연구에서는 유한요소해석을 수행하여 경량 임펠러 해석모델의 굽힘변형량을 확인한 후 구조적 안정성을 검토하였다. 통상적으로 등분포 하중을 받는 전동축의 경우 식 (1)과 같이 단위 길이 1m당 처짐량이 0.33mm 이하가 되면 구조적으로 안정된다^[8]. 경량 임펠러 해석모델의 축 길이(l)는 1580mm이므로 식 (1)에 의해 처짐량(δ)은 0.474mm 이하여야 한다.

$$\frac{\delta}{l} \leq 0.33 \text{ [mm/m]} \quad (1)$$

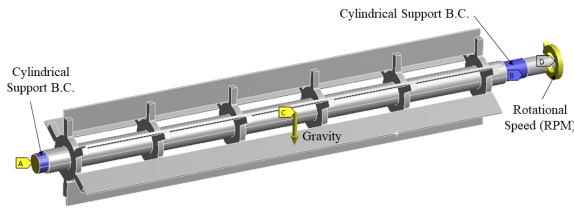


Fig. 12. Load and boundary conditions

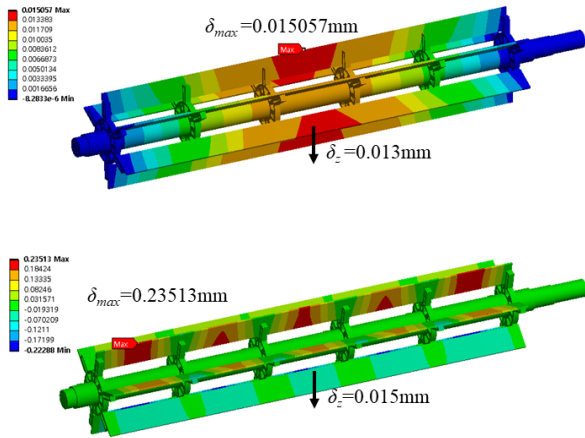


Fig. 13. Equivalent deformation result of 3D light-weight impeller model

경량 임펠러 해석모델의 처짐량이 최대가 되는 조건은 자중과 회전유무를 고려하는 것이다. 이와 같이 보수적으로 설계하면 임펠러의 회전에 대해 더욱 안전할 수 있다. 해석모델에 자중 효과를 반영하기 위해 Standard Earth Gravity 옵션을 적용하였으며 임펠러의 회전수 0 및 3000RPM을 적용하였다. Fig. 12는 최종 경량 임펠러 모델의 굽힘변형량 해석을 위한 하중 및 경계조건을 보여준다. Fig. 13은 해석 후 굽힘변형량을 보여준다. 해석 후 중력 방향으로 임펠러의 굽힘변형을 확인하였으며, 임펠러 축의 중심에서 최대 변형량을 주었다. (a)는 임펠러가 회전하지 않는 경우로서 최대굽힘변형량은 0.015mm이며 임펠러 축 중심에서의 z방향(중력방향) 변형량은 0.013mm이다. 또한 (b)는 임펠러가 회전하는 경우로서 최대굽힘변형량은 0.235mm이며 z방향(중력방향) 변형량은 0.015mm이다. 최대굽힘변형량 및 축 중심에서의 중력방향 변형량 모두 식(1)에서 산출된 0.474mm보다 작아 구조적으로 안정됨을 알 수 있다.

3-4. 경량 임펠러 모델 진동해석

공진이란 외력의 변화에 의한 주기가 축 자체의 고유진동수와 일치하였을 때 진폭이 점점 커지는

Table 3. Modal analysis result

Mode	Frequency[Hz]
1	153.21
2	153.22
3	212.99
4	313.83
5	330.64
6	330.67
7	334.34
8	336.23
9	336.36
10	338.27

현상을 말한다. 축의 회전속도가 축의 고유진동수 부근에 근접하면 점차 공진이 발생하여 축 또는 베어링이 순식간에 파괴될 수 있다. 통상적으로 축의 회전속도를 회전축의 고유진동수로부터 ±25% 이상으로 결정하도록 권장하고 있으며 이를 위험속도 선정기준으로 정의하고 있다^[8]. 여기서 위험속도란 축의 굽힘 또는 비틀림 진동에 의해 축의 고유진동수와 같아지는 축의 회전수를 의미한다. 따라서 고속 회전체 설계시 위험속도를 계산함으로써 공진을 회피할 수 있도록 해야 한다^[9]. 보통 회전체 축의 고유진동수는 1차 항이 가장 위험하므로 1차 항을 대상으로 위험속도를 결정해야 한다^[8]. 식 (2)는 고유진동수와 축의 회전수 사이의 관계를 나타낸 식이다. 여기서 f 는 고유진동수, N 은 축의 회전속도이다.

$$N = \frac{30}{\pi} f [rpm] \tag{2}$$

이와 같은 이유로 본 연구에서는 경량 임펠러 해석모델의 진동해석을 통해 고유진동수를 얻은 후 위험속도와의 관계를 살펴보았다. Table 3은 진동해석 후 해석모델의 1차 모드부터 10차 모드의 고유진동수를 보여준다. 식 (2)에 진동해석 후 얻은 1차 모드 고유진동수를 대입하면 위험속도를 알 수 있으며, 이로부터 ±25% 이상의 회전수로 회전시키면 안정된 운전이 가능하다. 경량 임펠러의 투사성능을 고려하여 본 연구에서는 1차 고유진동수의 125% 이상이 되는 고유진동수를 반영하였다. 임펠러의 1차 고유진동수가 153.2 Hz이므로 125% 이상의 고유진동수는 191.5 Hz가 된다. 이를 식 (2)에

대입하면 임펠러의 회전수는 1829.7 RPM이 되며 본 연구에 사용된 임펠러 회전수 3000 RPM은 위험속도를 회피한 회전수임을 알 수 있다. 따라서 진동해석을 통해 안전 운전속도(회전수)를 제시할 수 있다.

4. 후 기

본 연구는 중소기업기술개발사업 창업성장기술개발사업(S2804197) 연구비 지원으로 수행되었음.

5. 결 론

본 연구에서는 유한요소해석을 통해 발전설비용 대면적 부품들의 표면처리가 가능한 경량 광폭 임펠러를 설계하였으며 결과는 다음과 같다.

(1) 임펠러를 구성하는 브라켓 부속품에 대한 2차원 해석모델을 수립하여 위상최적화 옵션을 적용한 후 광폭 임펠러의 경량 설계를 수행하였다. 해석 후 브라켓의 질량이 90%, 80%, 70%가 되는 해석모델들을 1차 유효 경량모델로 선정하였다.

(2) 1차 선정 브라켓 모델을 이용하여 구조해석을 수행하였으며 해석 후 소재의 항복강도 343MPa를 기준으로 질량이 최대로 감소되면서 구조적으로 안정된 두께 18mm 및 16mm의 질량 70% 해석모델을 2차 유효 경량모델로 선정하였다.

(3) 2차 유효 경량모델을 이용하여 축에 설치할 수 있는 최적의 유효 브라켓 개수를 결정하고자 구조해석을 수행하였으며, 해석 후 브라켓 개수가 6개이고 폭이 18mm인 광폭 임펠러를 최종 최적의 경량 모델로 선정하였다.

(4) 경량 임펠러 모델에 중력과 회전수를 반영하여 해석 후 최대변형량 및 중력 방향 변형량 모두 설계 허용변형량 0.474mm보다 작아 구조적으로 안정됨을 확인하였다.

(5) 고속회전에 의한 경량 임펠러 모델의 운전속도(RPM) 기준을 정하기 위해 진동해석을 수행하였다. 해석 후 1차 모드 고유진동수 153.21 Hz보다 25% 높은 191.5 Hz를 얻었고 고유진동수와 위험속도의 관계식에 대입하여 유효 운전속도(RPM)를 1829.7 RPM 이상으로 제안하였다.

References

1. Barun, H., Deb, K. A., Debarpan, G., 2018, Present status and some critical issues of abrasive jet materials processing: a review, *Procedia Manu-*

- facturing, Vol. 20, pp. 523-529.
2. Jianxin, D., 2005, Erosion wear of boron carbide ceramic nozzles by abrasive air-jets, *Materials Science and Engineering: A*, Vol. 408, pp. 227-233.
3. Jianxin, D., Yihua, F., Ding, Z., Shi, P., 2003, Wear behavior of ceramic nozzles in sand blasting treatments, *Journal of the European Ceramic Society*, Vol. 23, pp. 323-329.
4. Barun, H., Tina, G., Rasid, A., Santau, D., Saha, P., 2017, Abrasive jet system and its various applications in abrasive jet machining, erosion testing, shot-peening, and fast cleaning, *Materials Today: Proceedings*, Vol. 5, pp. 13061-13068.
5. Song, S. Y., Park, J. Y., Kim, J. S., 2013, Finite Element Analysis for Shot Blasting Process Optimization of Stainless Steel, *Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers*, Vol. 12, No. 1, pp. 22-27.
6. Raykowski, A., Hader, M., Maragno, B., Spelt, J. K., 2001, Blast cleaning of gas turbine components: deposit removal and substrate deformation, *Wear*, Vol. 249, pp. 126-131.
7. Hong, S. K., Hong, J. K., Kim, T. H., Park, J. K., Kim, S. H., Jang, G. W., 2012, Lightweight Design of a Vertical Articulated Robot Using Topology Optimization, *The Korean Society of Mechanical Engineers*, Vol. 36, No. 12, pp. 1683-1688.
8. Hong, J. P., 2018, *Mechanical Design Theory and Practice*, Kyobo Library, pp. 221-229.
9. Son, J. W., Park, J. H., 2014, Analysis of Dangerous Speed of High-speed Rotating Body for Painting Robot, *The Korean Society of Mechanical Engineers, Spring Conference*, pp. 2291-2292.