

산업용 교반기 임펠러의 형상에 따른 구조 안정성 평가

김기선^{1*}, 임태양²

¹공주대학교 기계자동차공학부, ²공주대학교 대학원 기계공학과

Structural Stability Evaluation on the shape of impeller for Industrial agitator

Key-Sun Kim^{1*} and Tae-Yang Lim²

¹Div. of Mechanical & Automotive Engineering, Kongju University

²Dept. of Mechanical Engineering, Graduate School Kongju University

요약 본 논문은 산업 전반에 걸쳐 널리 사용되는 교반기에서 기계동력을 교반에너지로 바꾸어 주는 임펠러에 대해 연구이다. 기존 제품과 새로 제안한 두 가지 형상의 모델에 대한 구조해석 및 고유진동수, 진동 조화 해석을 수행함으로써 임펠러의 형상에 따라 국부적 응력 집중되는 취약부위에 대한 분석과 설계를 확인함으로써 임펠러의 형상에 따른 구조적 안정성을 평가하였다.

Abstract Two kinds of structural analysis on the shape of the impeller models, and the natural frequency, harmonic vibration analysis is performed on the shape of the impeller and the resonant frequency of the local analysis of vulnerable areas by ensuring the structural stability of the shape of the impeller evaluation.

Key Words : Agitator, Impeller, Stability, Structural analysis

1. 서론

산업용 교반기는 원자력 발전, 화학공업, 식품공업, 금속공업, 수처리 공정 등 산업 전반에 걸쳐 널리 사용되며 단일 혹은 두 개 이상의 물질을 혼합하여 하나의 물질을 만들어 주는 장치이다.[1] 작은 양의 물질부터 수 톤에 이르기까지 다양한 혼합할 물질의 양 또는 교반되는 물질의 특성에 따라 임펠러와 교반조는 그 형태와 크기가 다양하다. 이 중 특히 임펠러는 기계동력을 교반에너지로 바꾸어 주는 장치로써 날의 형상부터 회전 밸런스까지 하나하나가 교반효율에 큰 영향을 미치는 요소이며 특히 중속회전 시의 교반 성능은 임펠러의 영향을 가장 많이 받게 되는 것으로 알려져 있다.[2] 현재 사용되는 교반기에서 장시간 사용하게 되면 날개끝이나 축 접촉부위에서 파손이 발생하는 사례가 많다. 교반기 연구는 내부내의

유동장이나 유동 특성에 대한 연구[3-5]는 진행되고 있지만 설계 파라미터에서 전체인 임펠러의 강성과 형상 선정에 대한 구조적 안정성 평가는 필수적 요소이지만 공개가 되지 않고 있다. 따라서 본 논문에서는 다양한 임펠러의 유형 중 두 개의 날이 나선형으로 교차되어 상하의 순환류를 발생시키는 Helical Ribbon 타입의 임펠러를 형상 선정의 기준으로 하여 각각 구조가 다른 세 가지 형상의 임펠러에 대한 원심력에 의해 미치는 구조해석과 고유진동수 해석 및 조화 해석을 수행하고 임펠러의 형상에 따른 국부적 응력 집중되는 취약부위 분석과 고유진동수 및 공진주파수를 확인하여 설계 변수를 도출하였다.

2. 모델 및 조건

그림 1은 본 연구에 사용된 임펠러는 산업용에서 주로

“이 논문은 2009년 공주대학교 학술연구지원사업의 연구비지원에 의하여 연구되었음”

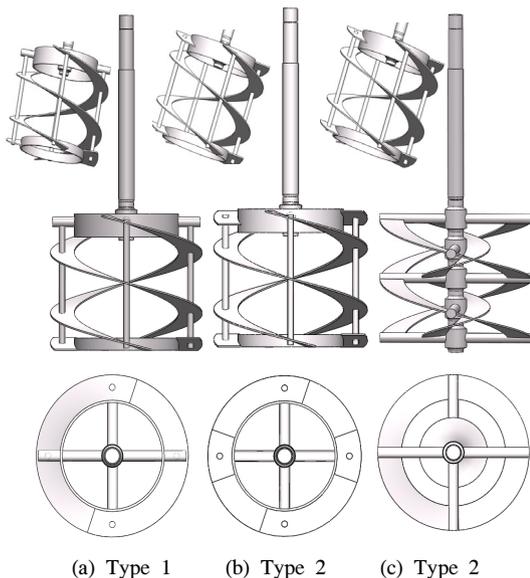
*교신저자 : 김기선(keysun@kongju.ac.kr)

접수일 10년 11월 11일

수정일 (1차 10년 12월 13일, 2차 11년 01월 19일)

게재확정일 11년 02월 10일

사용되는 3가지 타입의 Helical Ribbon형 임펠러들이다.[6,7] 그림 1 (a) Type 1과 (b) Type 1모델은 두 개의 날이 나선형으로 교차되어 상하의 순환류를 발생시키는 Helical Ribbon 형태로 원통형 구조물과 리브에 의해 날이 지지되어 있다. 그중 Type 1은 현재 제품화되어있는 모델로 임펠러의 상부 리브를 돌출시켜 수직으로 세워진 리브를 지탱하는 형상이며 리브 부분에서 저항이 많아 수명을 단축시키는 경우가 발생된다.[8,9] 따라서 이를 손쉽게 개선하여 임펠러의 상부에 리브 대신 날개를 추가하여 형상의 균형을 고려한 모형이 Type 2 형이다. Type 3 모델은 본 논문에서 제안한 모델로 두 개의 Helical 날개가 교차하고 그 중앙에 다시 작은 Helical형태의 날이 반대방향으로 부착되어있는 모델로 원통형 구조물을 없애고 다수의 리브를 이용해 날개를 지지하여 강성을 더욱 보강시킨 모델이다. 이 3 종류의 모델에 대하여 해석하였으며 모델링은 SolidWorks 2010을 사용하여 생성하였고 해석은 동 프로그램의 구조해석 모듈인 SolidWorks Simulation 2011버전을 이용하였다. 재질은 부식을 고려하여 오스트나이트계 스테인레스강인 STS 304를 적용하였으며 기계적 성질은 표 1과 같다. 해석에 적용된 모델의 크기는 외경 1800mm, 날개부 높이 1700mm, 총 길이는 4000mm으로 일반 산업용으로 적용되는 크기로 하였으며 해석에 적용된 유한요소의 개수는 표 2과 같다.



[그림 1] Helical Ribon형 임펠러

[표 1] 재료의 기계적 성질

항 목	실험값
최대 인장강도	505 MPa
항복 강도	215 MPa
종 탄성계수	195 GPa
포아송의 비	0.29
경도	123 H _B
밀도	7.75*10 ⁶ Kg/mm ³

[표 2] 모델별 요소분할 개수(단위 : 개)

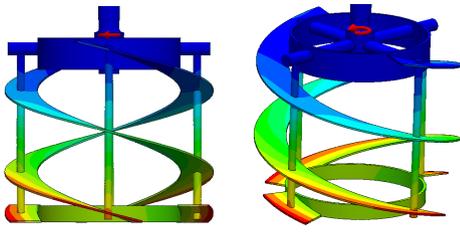
형태	절점 수	요소 수
(a)형	260,817	146,092
(b)형	262,005	145,591
(c)형	322,462	194,837

해석의 경계조건은 각각의 모델에 대해 상단 커플링 결합부를 고정하고 동일한 하중으로 축을 중심으로 한 원심력 조건을 각속도로 부가하여 원심력에 의한 응력 및 변형 해석을 수행하였다. 경계조건을 확정하기 위한 실험으로 사용된 물성치는 기존 물성치가 검증된 제품으로 일반 자동차 엔진 오일에 사용되는 5W30을 사용하였다. 해석의 초기 설정 값을 정하기 위해 상품화된 제품에서 최대 허용조건을 선택하여 회전 50RPM으로 회전시 하부 날개 끝단의 변형이 10.2mm임을 측정을 통하여 구하였으며 반복해석을 통하여 그 때와 동일한 변형조건을 구해 경계조건으로 사용하여 해석을 진행 하였다.

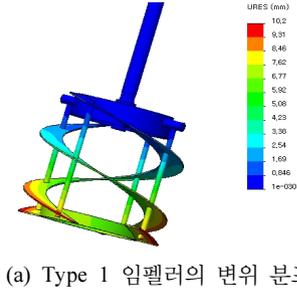
3. 해석 결과

3.1 구조해석 결과

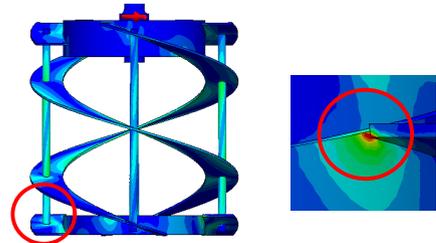
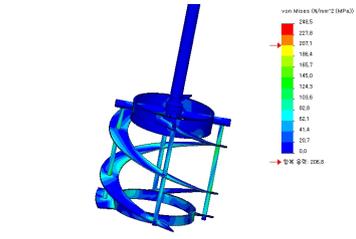
우선 변형에 있어 해석 결과를 분석하면 그림 2는 기존 제품인 Type 1 형 임펠러의 변위 분포를 해석한 결과로 끝단의 최대 변위는 실험 결과와 일치하는 10.2mm임을 확인할 수 있다. 또한 날개 칼 부분이 변형이 심하게 발생됨을 보이고 있다. 이는 원심력에 의한 반지름 방향의 직경 증가로 보인다. Type 2에서는 다소 변형이 높아 최대 변위가 11.2mm 로 되었다. 이는 끝단이 날로 되어 구조의 강성이 작아져 변형이 심한 것으로 사료된다. 다음으로 본 논문에서 제안한 Type 3 모델은 끝의 최대 변형이 5.0mm로 변형이 극히 적었다. 이는 기존 제품에 비하여 1/2 변형이 감소하는 결과로 구조의 안전성이 양호하며 변형이 적어 회전시 베어링 부 및 날 부위의 안전성이 향상됨을 알 수 있으며 특히 상부에는 거의 변형이 일어나지 않는 것을 확인하였으며 이는 구동부의 안전성이 확보되었음을 확인하였다.



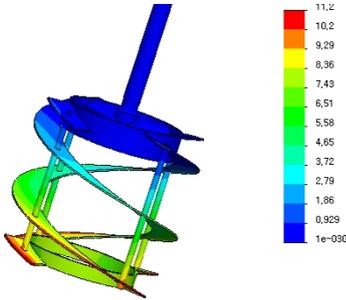
(a) Type 1 임펠러의 응력 분포



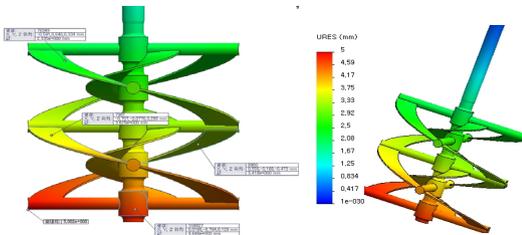
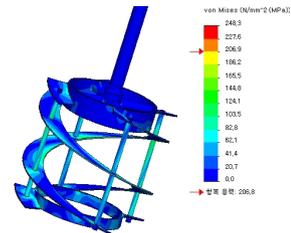
(a) Type 1 임펠러의 변위 분포



(b) Type 2 임펠러의 응력 분포

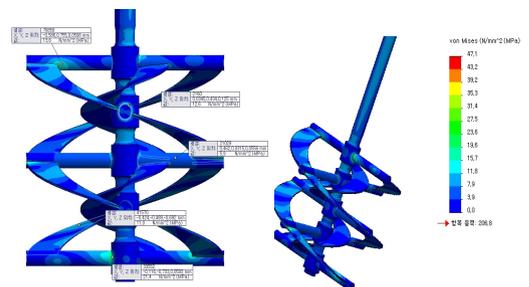
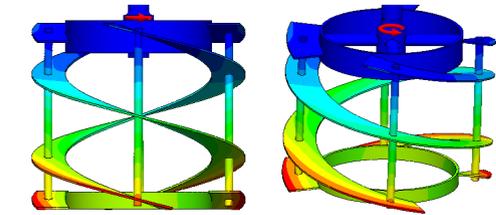


(b) Type 2 임펠러의 변위 분포

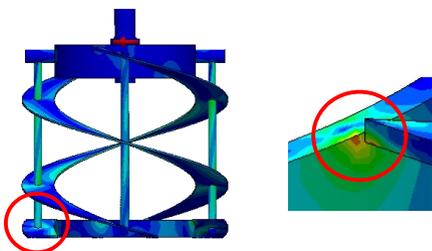


(c) Type 3 임펠러의 변위 분포

[그림 2] 임펠러의 변위 분포



(c) Type 3 임펠러의 응력 분포

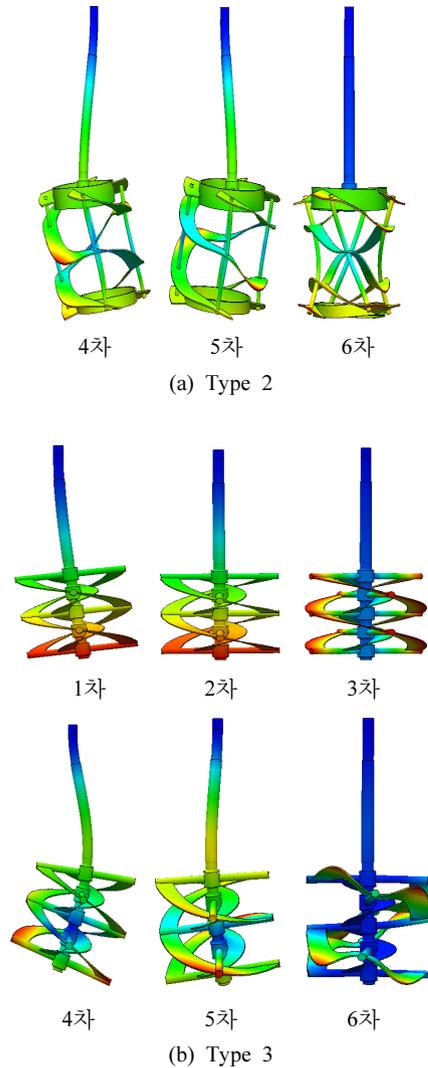
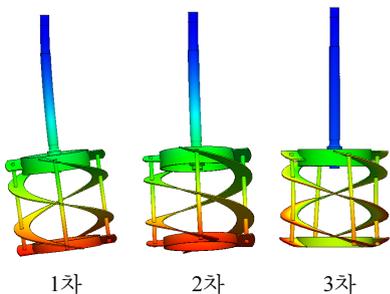


[그림 3] 임펠러의 응력 분포

다음으로 응력 분포 해석의 결과는 그림 3과 같다. 조건은 임펠러 축의 상단 커플링 결합부를 고정하고 300RPM의 원심력을 부가한 결과 Type 1 모델의 경우 날개의 끝과 원통형 지지대가 맞닿는 부분에서 SUS 304의 항복강도(Yield Stress)인 206MPa를 초과하는 248MPa의 응력이 집중됨을 확인하였으며 이는 충격을 받았을 때 파손 및 소성이 일어날 가능성이 있어 수정이 요구된다. 다음으로 일부 보완된 Type 2 모델 역시 Type 1 모델의 응력 집중 부위와 크기가 같은 위치에서 응력집중이 발생하여 설계치를 변경할 필요가 있음을 확인하였다. 이를 개선한 Type 3 모델은 Type 1과 Type 2 모델에 비해 최대 응력이 작아 47.1MPa로 되어 Type 1 대비 19%로 현격한 감소를 보였다. 응력 분포를 확인해보면 응력이 임펠러의 날 부위에만 집중되지 않고 축 상부까지 고르게 분포되어 있는 것을 확인 할 수 있다. Type 1과 Type 2 모델의 경우 비슷한 부위에서 비슷한 응력 집중을 보였기 때문에 두 개의 모델 중 Type 1 모델보다 응력 집중 회피를 고려하여 설계된 Type 2 모델을 대상으로 날개 지지부의 보강을 통하여 응력 집중의 위치와 크기 변화를 확인하였으며 그 결과 최대 응력은 약 200MPa로 항복강도에 미치지 못함을 확인 할 수 있었다. 또한 국부적인 응력 집중 현상을 제외하고 임펠러에 원주방향으로 작용한 반력을 하중으로 적용해보면 최대 응력은 112.9MPa로 항복강도에 비해 적은 값을 확인하였다. 따라서 Type 3 모델이 응력분포 및 변형에 있어 훨씬 안정된 구조 조건임을 확인하였다.

3.2 고유진동수 및 조화 해석

응력 집중이 발생한 두 모델 중 Type 1 모델을 제외하고 Type 2 과 Type 3의 두 모델로 고유진동 해석을 수행하였다.[10] 고유진동수 해석결과를 보면 Type 2 모델의 경우 1차에서 6차까지 4 ~ 34Hz의 진동수를 보였으며 Type 3 모델의 경우는 1차에서 6차까지 3.4 ~ 59Hz의 진동수를 보였다. Type 2 형이 1st모드에서 4.12Hz이던 것이 Type 3 형에서는 3.40Hz로 다소 변하는 것을 알 수 있다. 따라서 모터의 회전을 고려하면 안전함을 보였다.



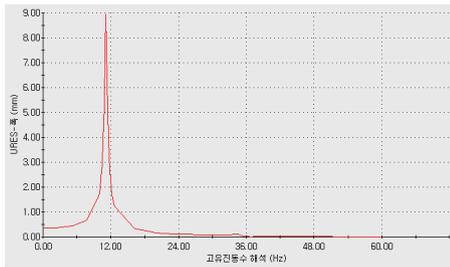
[그림 4] 임펠러의 진동 모드 형상

[표 3] 모드별 고유진동수 및 변위량

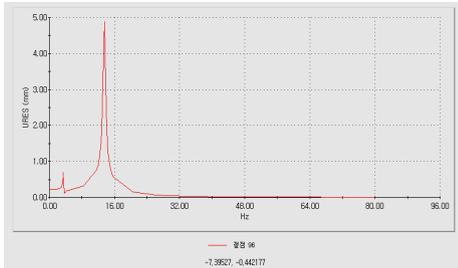
Mode	고유진동수[Hz]	
	(b) Type 2	(c) Type 3
1st	4.12	3.40
2nd	4.14	3.41
3rd	11.1	13.4
4th	21.2	27.4
5th	22.6	28.2
6th	34.5	59.8

6차까지의 고유진동 모드해석을 기반으로 조화 가진 응답해석을 수행한 결과를 그림 5에 도시하였다. Type 2

의 모델은 3차 모드인 11.14Hz에서 약 9mm의 변위 발생하였으며 Type 3 모델은 3차 모드인 13.4Hz에서 약 5mm의 변위 발생으로 진동이 반으로 줄었으며 이는 Type 3 모델의 구조가 진동에 안정됨을 확인하였다. 또한 Type 3 모델에서 4.1hz 영역에서 2nd 현상이 보이는 것은 Blade 수가 2개로 인한 결과라 사료된다.



(b) 형



(c) 형

[그림 5] 임펠러의 조화 해석

4. 결론

본 논문에서 다양한 임펠러의 유형 중 두 개의 날이 나선형으로 교차되어 상하의 순환류를 발생시키는 Helical Ribbon 타입의 임펠러 형상 선정하였다. 각각 구조가 다른 세 가지 형상의 임펠러에 대한 원심력에 의해 미치는 구조해석과 고유진동수 해석 및 조화 해석을 수행하고 임펠러의 형상에 따른 국부적 응력 집중되는 취약부위 분석과 고유진동수 및 공진주파수를 확인하여 설계 변수를 도출하였다. 이를 토대로 안전성을 확인하였으며 그 결과는 다음과 같다.

1. Type 1과 Type 2 모델의 경우 원심력에 의해 날과 지지대가 접촉되는 부위에서 응력 집중현상이 발생하고 상대적으로 강성이 약해진 날개의 가장자리에서 변위가 발생하는 것을 확인하였다.
2. 본 연구에서 제안한 Type 3 모델은 다수의 보강대로 인해 응력이 고루 분산되고 변위 또한 날개보다

보강대쪽으로 집중되는 것을 확인하여 변형이 적어 구동부의 수명이 증가 될 것으로 예상된다.

3. Type 1과 Type 2 모델 중 형상이 안정적인 Type 2 모델에 대해 지지대를 보강하여 해석을 수행한 결과 집중되는 응력의 값을 감소시킬 수 있었으며 국부적인 집중현상을 제외하면 적은 값의 응력이 발생됨을 확인 하였다.

결과적으로 본 제안된 Type 3 구조로 설계하면 안전성 및 수명에서 기존 모델보다 향상되는 결론을 얻었다.

참고문헌

- [1] 김동균, 김정환, "PIV와 CFD에 의한 산업용 교반기 impeller 형상 선정에 관한 연구", 한국마린엔지니어링학회지 제31권 제6호 pp.797-803, 9월, 2007.
- [2] 이진갑, "고속 교반기의 진동소음, 열특성 평가를 위한 실험적 고찰", 한국산화기술학회논문지 제9권 제6호 pp.1529-1534, 12월, 2008.
- [3] 김범석, 이강수, 김만웅, "2 MW급 풍력터빈 블레이드 설계 및 단방향 유체-구조연성해석", 대한기계학회논문집 B 33, pp.1007-1013, 2009.
- [4] 김범석, 김만웅, 이영호, "1 MW 풍력터빈 블레이드 형상기분설계 및 성능해석", 유체기계저널, 제11권 제5호, 2010.
- [5] Jhansale, HR, "Fatigue Evaluation of Agitator Paddle Shafts", Fatigue and Fracture Mechanics, STP13985S Jan 1994.
- [6] Jian Min, Yuyun Bao, Lei Chen, and John M. Smith, "Numerical Simulation of Gas Dispersion in an Aerated Stirred Reactor with Multiple Impellers", Ind. Eng. Chem. Res., pp 7112-7117, 47 (18), 2008.
- [7] Jorge M. T. Vasconcelos and Sebastião S. Alves, "Effect of Blade Shape on the Performance of Six-Bladed Disk Turbine Impellers". Ind. Eng. Chem. Res., pp 203-213, 39 (1), 2000.
- [8] Riverra, C.A. and Heniche, M., "Finite element modeling of the laminar and transition flow of the Superblend dual shaft coaxial mixer on parallel computers", Chemical engineering, pp.4442-4456, V.64 No.21, 2009.
- [9] Ibrahim, S. and Nienow, A.W. "The Effect of Viscosity on Particle Suspension in an Aerated Stirred Vessel With Different Impellers and Bases", Chemical engineering, pp.434-454, V.197. NO.4, 2010.
- [10] 장용석, 임장익, 구동식, 김효중, 최병근, "산소 반응 교반기의 진동 특성", 학술대회 춘계, 한국소음진동공학회, 2008.

김 기 선(Key-Sun Kim)

[종신회원]



- 1980년 2월 : 인하대학교 기계공학과(공학사)
- 1983년 2월 : 인하대학교 기계공학과(공학석사)
- 1994년 2월 : 인하대학교 기계공학과(공학박사)
- 1989년 7월 : 기계제작기술사
- 1994년 3월 ~ 현재 : 공주대학교 기계자동차공학부 교수

<관심분야>
생산 및 설계공학

임 태 양(Tae-Yang Lim)

[학생회원]



- 2009년 2월 : 공주대학교 기계자동차공학부(공학사)
- 2011년 2월 : 공주대학교 기계공학과 (공학석사)

<관심분야>
고체 및 구조역학