



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학박사학위논문

기계학습을 이용한 저소음 복합소재 추진기
유체-구조 연성해석 및 설계 시스템 개발

Development of low-noise composite propeller fluid-structure interaction
analysis and design system using machine learning

2023년 2월

서울대학교 대학원

조선해양공학과

최요셉

기계학습을 이용한 저소음 복합소재 추진기 유체-구조 연성해석 및 설계 시스템 개발

Development of low-noise composite propeller fluid-structure interaction
analysis and design system using machine learning

지도 교수 홍석운

이 논문을 공학박사 학위논문으로 제출함
2023년 2월

서울대학교 대학원
조선해양공학과
최요셉

최요셉의 공학박사 학위논문을 인준함

2023년 1월

위 원 장 조선호 (인)

부 위 원 장 홍석운 (인)

위 원 김도균 (인)

위 원 박석태 (인)

위 원 권현웅 (인)

초록

기계학습을 이용한 저소음 복합소재 추진기 유체-구조 연성해석 및 설계 시스템 개발

선박 및 함정의 고속, 대형화 및 요구조건 강화로부터 수중방사소음의 중요성이 강조되고 있다. 특히, 잠수함에서 발생하는 수중방사소음은 잠수함의 은밀성과 생존성에 직결되기 때문에 해당 성능 향상을 위하여 수중방사소음을 저감시키기 위한 저소음 설계가 필수적이다. 잠수함 추진기에서 발생하는 소음은 전체 수중방사소음에 높은 기여도를 차지하며 최근 잠수함의 고속화에 따른 해당 추진기 소음의 기여도가 증가하고 있다. 따라서, 저소음 잠수함 설계를 위해서는 추진기 소음을 저감시켜야 한다. 최근 추진기 소음을 저감시키기 위한 수단으로써 복합소재 추진기의 활용이 대두되고 있다. 복합소재 추진기는 탄소섬유 강화플라스틱(Carbon fiber-reinforced plastic, CFRP) 등의 낮은 밀도와 강성을 가진 재료로 제작되어 다양한 유동 조건에 대하여 변형 및 적응함으로써 목표 성능을 만족시킬 수 있는 특징을 가지고 있다. 복합소재 추진기를 활용하여 목표 수치까지 소음을 저감시키기 위해서는 엄밀한 변형의 평가와 변형으로 인한 발생 소음 변화를 정확히 도출해야 하고 이를 활용한 설계를 수행해야 한다.

본 논문에서는 설계 단계에서 복합소재 추진기의 주요 소음성능을 평가하기 위하여 기계학습을 기반으로 목적 변수 예측 모델을 개발하고 개발된 모델을 활용한 설계 시스템을 구축하여 대상 복합소재 추진기에 대한 최적 설계안을 도출하였다. 학습을 위한 데이터들을 확보하기 위하여 유입류 조건별 날개의 굽힘-비틀림 커플링(Bend-twist coupling) 및 관성력 커플링(Inertial force coupling)을 고려한 구조 모델과 FW-H, permeable FW-H 방정식의 음향상사법(Acoustic analogy)을 적용한 복합소재 추진기 유체-구조 연성(Fluid-structure interaction, FSI) 및 소음해석 기법을 정립하였다. 정립된 해석기법을 기반으로 데이터 스캔 격자 위 단순 정상상태 데이터로 구성된 입력 데이터셋과 각 목적 변수에 대한 출력 데이터셋을 확보하고 확보된 학습 데이터셋과 합성곱 신경망(Convolutional neural network, CNN) 알고리즘을 통해 기계학습 기반 목적 변수 예측 모델이 개발되었다. 본 예측 모델을 활용하여 날개 공동, 날개주파수 소음을 최소화하기 위한 설계 시스템을 구축하고 각 성능에 대한 복합소재 추진기 최적 설계안을 도출하였다. 각 성능별 기존 추진기 대비 도출된 최적안의 성능 향상 정도를 분석함으로써 구축된 복합소재 추진기 설계 시스템의 유용성을 확인하였다.

주요어: 복합소재 추진기, 유체-구조 연성해석, 굽힘-비틀림 커플링, 관성력 커플링, 음향상사법, 합성곱 신경망, 설계 시스템

학 번: 2015-21181

목 차

1. 서론.....	1
1.1. 연구배경 및 내용.....	1
1.2. 논문구성	13
2. 복합소재 추진기 유체-구조 연성 및 소음해석 모델.....	15
2.1. 복합소재 추진기 유체-구조 연성해석 모델.....	15
2.1.1. 유동해석 모델.....	15
2.1.2. 구조해석 모델.....	17
2.1.3. 유체-구조 연성해석 모델.....	46
2.2. 소음해석 모델.....	57
2.2.1. FW-H 방정식.....	57
2.2.2. Permeable FW-H 방정식.....	71
2.3. 복합소재 추진기 해석 모델.....	74
3. 균일류 조건 복합소재 추진기 유체-구조 연성해석	76

3.1.	균일류 조건 복합소재 추진기 해석기법.....	76
3.2.	균일류 조건 유체-구조 연성해석	81
3.3.	균일류 조건 소음해석.....	96
4.	비균일류 조건 복합소재 추진기 유체-구조 연성해석.....	120
4.1.	비균일류 조건 복합소재 추진기 해석기법.....	120
4.2.	비균일류 조건 유체-구조 연성해석.....	131
4.3.	비균일류 조건 소음해석.....	151
4.4.	복합소재 추진기 소음저감 메커니즘.....	166
5.	기계학습을 이용한 복합소재 추진기 설계 시스템 개발.....	172
5.1.	저소음 복합소재 추진기 설계 시스템.....	172
5.2.	기계학습 기반 목적 변수 예측 모델 개발.....	175
5.2.1.	데이터 획득 및 전처리.....	178
5.2.2.	예측 모델 학습 및 검증.....	188
5.3.	복합소재 추진기 날개 공동 최적 설계.....	199
5.3.1.	날개 공동 최적 설계안 도출.....	201
5.3.2.	날개 공동 최적 설계안 성능평가.....	206

5.4. 복합소재 추진기 날개주파수 소음 최적 설계.....	217
5.4.1. 날개주파수 소음 최적 설계안 도출.....	219
5.4.2. 날개주파수 소음 설계안 성능평가.....	223
6. 결론 및 향후 추천 연구.....	237
6.1. 결론.....	237
6.2. 향후 추천 연구.....	240
참고 문헌.....	243
부록 A. 회전 날개 비선형 운동방정식.....	255
A.1 등방성 소재 회전 날개 비선형 운동방정식.....	255
A.2 직교 이방성 소재 회전 날개 비선형 운동방정식.....	283
Abstract.....	290

그림 목차

Figure 1 General characteristics of composite propellers.	10
Figure 2 Deformed blade coordinates with underformed coordinates.....	20
Figure 3 Geometry model for bend-twist coupling validation (Meng, 2011).....	26
Figure 4 Mode shape results of the blade model at (a) 1 st bending mode frequency and (b) 1 st twisting mode frequency.	26
Figure 5 Inertial reference axes and body-fixed axes for the flexible structure.....	31
Figure 6 Geometry model for inertial force coupling validation (Tian et. al., 2017).....	38
Figure 7 Structural acceleration power spectrum w/ and w/o inertial force coupling: (a) harmonic components of the external force and (b) natural response components.	38
Figure 8 Multi composite layer matrix configuration for 3 stack layer case.	42
Figure 9 In-plane normal stress for simply-supported laminated plate of 200 mm side length with cross-ply configuration [0°, 90°, 0°].	44
Figure 10 Transverse shear stress for simply-supported laminated plate of 200 mm side length with cross-ply configuration [0°, 90°, 0°].	44
Figure 11 Stack angle definition for composite propellers	45

Figure 12 Fluid-structure interaction algorithm for strong coupled method.....	49
Figure 13 APC 12×4.7 MR(P) propeller geometry model for fluid-structure interaction analysis validation (Tinney and Sirohi, 2018).	51
Figure 14 Fluid-structure interaction analysis domain with boundary conditions for APC 12×4.7 MR(P) propeller model.	51
Figure 15 Thrust of APC 12 x 4.5 MR(P) for rotation speeds on the uncoupled and coupled conditions.	54
Figure 16 Blade deformation at 120 rps on the (a) uncoupled and (b) coupled conditions.....	55
Figure 17 Pitch angle for radius ratio(r/R) after deformation on uncoupled and coupled conditions at 120 rps.	56
Figure 18 2-D blade section shape at tip after deformation on uncoupled and coupled conditions at 120 rps.	56
Figure 19 Sound pressure results of APC 12 x 4.5 MR(P) on uncoupled and coupled conditions with the experimental results (Tinney, 2018) at (a) 90 rps, and (b) 120 rps	61
Figure 20 Velocity fields around APC 12 x 4.5 MR(P) on the uncoupled and coupled conditions at 120 rps.	64
Figure 21 FW-H source strength(thickness and loading noise) on the uncoupled and coupled conditions at 120 rps.	65

Figure 22 OASPL directivity results on uncoupled and coupled conditions with the noise standard (EU, 2019) at (a) 90 rps, (b) 105 rps, and (c) 120 rps	68
Figure 23 OASPL for rotation speeds on the uncoupled and coupled conditions.	70
Figure 24 Composite propeller analysis model configuration with developed nonlinear and acoustic solvers considering multi-layer composite and large deformation.	75
Figure 25 Concept of acoustic analysis for rotating composite propellers including deformation in uniform-flow.	79
Figure 26 Acoustic analysis procedure including fluid-structure interaction analysis under uniform-flow condition.	80
Figure 27 P5479 propeller geometry (Young, 2008).	84
Figure 28 FSI analysis domain of P5479 propeller with boundary conditions.....	84
Figure 29 FSI analysis grid of P5479 propeller: (a) fluid grid, and (b) structure grid.....	85
Figure 30 P5479 propeller propulsion coefficient results from advance ratio $J = 0.5$ to 0.9	88
Figure 31 Uncoupled and coupled mode frequencies for P5479 propeller.....	91
Figure 32 1 st and 2 nd mode shapes for uncoupled and coupled modes of P5479 propeller.	92
Figure 33 Pitch deformation of uncoupled and coupled modes for frequency ranges.	93
Figure 34 Deformed shape of P5479 propeller with undeformed shape.	94

Figure 35 Pitch-and-rake deformation results of P5479 propeller for thrust with the experimental results (Young, 2008).	95
Figure 36 CFD analysis grid of DTMB4119 propeller.	99
Figure 37 Converged data of DTMB4119 propeller at $J=0.833$: (a) pressure, (b) velocity.	100
Figure 38 Sound pressure level of DTMB4119 propeller with the experimental result (Ebrahimi, 2019) for advanced velocity $J=0.833$	101
Figure 39 Converged data of P5479 propeller at $J=0.66$: (a) pressure, (b) displacement.	102
Figure 40 Non-dimensional noise level results of P5479 propeller for pitch deformation at tip with the experimental result (Krejsa, 1990).	103
Figure 41 BPF noise analysis results of P5479 propeller for frequencies at $n = 26, 28$ and 30 rps with $J=0.66$	107
Figure 42 Noise source strength variables(vorticity and flow kinetic energy) on rigid and flexible propellers(same geometry of P5479 propeller) at $n = 30$ rps.	109
Figure 43 Total BPF noise on rigid and composite propellers(same geometry of P5479 propeller) for various flow velocities with $J=0.66$	110
Figure 44 BPF noise difference between rigid and composite propeller(same geometry of P5479 propeller) for pitch deformation with $J=0.66$	111
Figure 45 Changed SPL1000 propeller geometry.	114

Figure 46 Pressure load comparison between rigid and composite propellers(same geometry of SPL1000 propeller) at tip of each blade.....	114
Figure 47 BPF noise comparison between rigid and composite propellers(same geometry of SPL1000 propeller) in uniform-flow.....	115
Figure 48 Cavitation noise comparison between rigid and composite propellers(same geometry of SPL1000 propeller) in uniform-flow.	116
Figure 49 CIS comparison between rigid and composite propellers(same geometry of SPL1000 propeller) in uniform-flow.....	117
Figure 50 FSI and acoustic analysis procedure under non-uniform flow condition.....	122
Figure 51 P5475 propeller geometry (Chen et al., 2006).....	124
Figure 52 4-cycle wake distribution for FSI model validation.	124
Figure 53 Pitch angle difference with the measurements (Chen et al., 2006).....	125
Figure 54 Model geometry: (a) DARPA suboff AFF8 (Groves et al., 1989) and (b) INSEAN E1619 propeller (Di Felice et al., 2009).....	129
Figure 55 Resistance results of DARPA suboff AFF8 model with the experimental results (Chase, 2012).....	130
Figure 56 DARPA suboff AFF8 model with P5475 propeller.	132

Figure 57 Computational domain and CFD analysis grid for DARPA suboff AFF8 model with P5475 propeller.	132
Figure 58 Computed wake field for DARPA suboff AFF8 at $x/L = 0.78$ with experimental results from Crook (1990) and Chase (2012).	133
Figure 59 Initial shape for undeformed composite propeller with target shape.	136
Figure 60 FSI analysis domain of P5475 propeller with boundary conditions.	138
Figure 61 Computational grids of FSI analysis for P5475 propeller: (a) fluid grid, and (b) structure grid.	139
Figure 62 Blade position in regions 1 and 2 of DARPA suboff wake field.	143
Figure 63 Pressure load at tip for rigid propeller in regions 1(red) and 2(blue) of DARPA suboff wake field.	143
Figure 64 Comparisons of angle of attack results between rigid and composite propellers at $n = 12.5$ rps in regions 1 and 2 of DARPA suboff wake field.	144
Figure 65 Deformed composite propeller shape with rigid propeller shape at $n = 12.5$ rps in region 1 of DARPA suboff wake field.	145
Figure 66 Deformed composite propeller shape with rigid propeller shape at $n = 12.5$ rps in region 2 of DARPA suboff wake field.	145
Figure 67 Comparisons of pressure load between rigid and composite propellers at $n = 12.5$ rps	

in regions 1 and 2 of DARPA suboff wake field.....	146
Figure 68 Sound pressure for rigid and flexible propellers at $n = 12.5$ rps in region 1 of DARPA suboff wake field.....	147
Figure 69 Angle of attack and the difference between rigid and flexible propellers at $n = 12.5$ rps over one rotational cycle of DARPA suboff wake field.....	149
Figure 70 Thrust of rigid and flexible propellers at $n = 12.5$ rps over one rotational cycle of DARPA suboff wake field.....	150
Figure 71 Receiver locations(0.41, 0.55, 0.91 m from propeller axis) for acoustic analysis under non-uniform flow condition.	153
Figure 72 Comparison of acoustic analysis results between rigid and composite propellers at receiver 1(0.45 m from propeller axis).	155
Figure 73 Comparison of acoustic analysis results between rigid and composite propellers at receiver 2(0.55 m from propeller axis).	156
Figure 74 Comparison of acoustic analysis results between rigid and composite propellers at receiver 3(0.91 m from propeller axis).	157
Figure 75 Comparison of difference of angle of attack between rigid and composite propellers at $n = 12.5$ rps under 4-cycle wake field.....	161
Figure 76 Comparison of pressure at propeller tip between rigid and composite propellers at $n =$	

12.5 rps under 4-cycle wake field.	162
Figure 77 Comparison of cavitation volume on rigid and composite blades in high pressure region of 4-cycle wake field.....	163
Figure 78 Cavitation volume on composite propeller wake of 4-cycle wake field.	163
Figure 79 Nuclei placement(blue) for cavitating noise analysis on propeller wake.	164
Figure 80 Comparison of cavitation noise between rigid and composite propellers at $n = 12.5$ rps under 4-cycle wake condition.	164
Figure 81 Comparison of cavitation noise between rigid and composite propellers at $n = 12.5$ rps under DARPA suboff wake condition.....	165
Figure 82 Noise reduction mechanism using composite propeller under average thrust maintenance condition.	168
Figure 83 Pressure difference between rigid and composite propellers at $n = 12.5$ rps over one rotational cycle under DARPA suboff wake field.....	169
Figure 84 Composite propeller design system using deep learning-based objective parameter prediction model.....	174
Figure 85 Procedure for development of deep learning-based objective parameter prediction model.....	177
Figure 86 Reference propeller geometry (Chen et al. 2006).....	181

Figure 87 Training output dataset containing the cavitation volume, adaptive deformation, and failure index data for reference propeller geometry.....	182
Figure 88 Data scan grid (30 x 30) on the propeller blade of normalized skew $S/S_0 = 1.2$ for training input dataset.	184
Figure 89 Normalized pressure for the propeller blade of normalized skew $S/S_0 = 1.2$ on the data scan grid.....	185
Figure 90 Normalized twisting displacement for the propeller blade of normalized skew $S/S_0 = 1.2$ on the data scan grid.....	186
Figure 91 Product matrix(Normalized pressure x Normalized twisting displacement) for the propeller blade of normalized skew $S/S_0 = 1.2$ on the data scan grid.....	187
Figure 92 Architecture of CNN model for development of prediction models.	189
Figure 93 Visualized feature maps of convolution layer 1 for training predictino models.....	190
Figure 94 Visualized feature maps of convolution layer 5 for training predictino models.....	190
Figure 95 Prediction accuracy of various machine learning models including present deep learning-based prediction model for cavitation volume.	192
Figure 96 Prediction accuracy of various machine learning models including present deep learning-based prediction model for BPF noise.....	193
Figure 97 Prediction accuracy of various machine learning models including present deep	

learning-based prediction model for adaptive deformation at tip.	194
Figure 98 Prediction accuracy of various machine learning models including present deep learning-based prediction model for failure index maximum.....	195
Figure 99 Comparison analysis procedures using full FSI-acoustic analysis and deep learning-based prediction model.	198
Figure 100 Propeller case classification according to failure index constraint satisfaction with adaptive deformation.	203
Figure 101 Propeller cases satisfied failure index constraint with adaptive deformation.....	203
Figure 102 Optimization results of objective parameters for cavitation minimization.	204
Figure 103 Adaptive deformation at propeller tip of original and optimized propellers over one rotational cycle in 4-cycle wake.	208
Figure 104 Cavitation volume of original and optimized propellers over one rotational cycle in 4-cycle wake under $P_s = 70 \text{ kPa}$	209
Figure 105 Comparison between B1(blue) and original propeller: (a) suction face, (b) pressure front and (c) side view, and comparison between the final optimized composite propeller(red) and original propeller: (d) suction face, (e) pressure front, and (f) side view.....	210
Figure 106 Comparison between B1(blue) and the final optimized composite(red) propellers: (a)	

suction face, (b) side and (c) top view.	211
Figure 107 Composite lay-up sequence results of the (a) original $[20^\circ, 20^\circ, 20^\circ]_s$, (b) B1 $[90^\circ, 75^\circ, 90^\circ]_s$ and (c) final optimized composite $[78^\circ, 85^\circ, 20^\circ]_s$ propellers.	212
Figure 108 Deformed shapes of the (a) original, (b) B1(blue), and (c) final optimized composite(red) propellers.	214
Figure 109 Adaptive deformation results of the (a) original, (b) B1, and (c) final optimized composite propellers.	215
Figure 110 Cavitation volumes of the original, B1, and final optimized composite propellers under (a) $P_s = 50 \text{ kPa}$, (b) $P_s = 60 \text{ kPa}$, and (c) $P_s = 70 \text{ kPa}$	216
Figure 111 Optimization results of objective parameters for BPF noise minimization.	221
Figure 112 Adaptive deformation at propeller tip of original and optimized propellers over one rotational cycle in 4-cycle wake.	226
Figure 113 BPF noise for original and optimized propellers in 4-cycle wake.....	227
Figure 114 Comparison between B1(blue) and original propeller: (a) suction face, (b) pressure front and (c) side view, and comparison between the final optimized composite propeller(red) and original propeller: (d) suction face, (e) pressure front, and (f) side view.	229

Figure 115 Comparison between B1(blue) and the final optimized composite(red) propellers: (a) suction face, and (b) top view.	230
Figure 116 Composite lay-up sequence results of the (a) original $[20^\circ, 20^\circ, 20^\circ]_s$, (b) B1 $[45^\circ, 38^\circ, 43^\circ]_s$ and (c) final optimized composite $[88^\circ, 85^\circ, 35^\circ]_s$ propellers.	231
Figure 117 Deformed shapes results of the (a) original, (b) B1(blue), and (c) final optimized composite(red) propellers.	233
Figure 118 Adaptive deformation of the (a) original, (b) B1, and (c) final optimized composite propellers.	234
Figure 119 Euler angles and deformation for flexible blade.....	259

표 목차

Table 1 Research trend of acoustic analysis methods for composite propellers.	11
Table 2 Research trend of composite propeller design methods.	12
Table 3 Mode frequency results of the blade model for uncoupled and coupled conditions.	27
Table 4 Overall sound pressure level results at 105 rps on uncoupled and coupeld conditions with the experimental result (Tinney, 2018).	62
Table 5 Difference between OASPL and noise regulation value (EU, 2019) for rotation speeds on uncoupled and coupled conditions.	70
Table 6 P5479 propeller offset information (Young, 2008).	83
Table 7 Numerical settings for FSI simulation in uniform flow.	86
Table 8 BPF noise analysis results of P5479 propeller for flow velocities.	108
Table 9 Comparisons of FSI and acoustic analysis methods for composite propellers in uniform flows.	119
Table 10 Propeller coefficient results with the experimental results (Chen et al., 2006).	125
Table 11 Main particulars of DARPA suboff AFF8 (Groves et al., 1989).	128
Table 12 Acoustic analysis results for INSEAN E1619 propeller with the experimental results	

(Yeo et al., 2022).....	130
Table 13 Numerical settings for FSI simulation under non-uniform flow condition.....	140
Table 14 Acoustic analysis results for rigid and composite propellers at 1 st , 2 nd , and 3 rd BPF under non-uniform flow condition.....	154
Table 15 Comparisons of FSI and acoustic analysis methods for composite propellers in non-uniform flow.	171
Table 16 Composite propeller geometry and lay-up parameters and range of variations.....	181
Table 17 Root mean square error(RMSE) values of proposed prediction models with various machine learning models.	196
Table 18 Design, objective, and constraint parameters for cavitation minimization.	200
Table 19 Design parameters of original and optimum propellers for cavitation minimization.	205
Table 20 Average thrust of original and optimized propellers for cavitation minimization. ...	208
Table 21 Objective parameters of original and optimized propellers at $P_s = 70 \text{ kPa}$	209
Table 22 Design, objective, and constraint parameters for BPF noise minimization.	218
Table 23 Design parameters of original and optimized propellers for BPF noise minimization.	222
Table 24 Average thrust of original and optimized propellers for BPF noise minimization....	226
Table 25 1 st , 2 nd , 3 rd and 4 th BPF noise of original and optimized propellers.....	228

Table 26 OASPL for BPF noise of original and optimized propellers.....	228
Table 27 Comparisons of composite propeller design methods for propeller shape and composite layer parameters.....	236

1. 서론

1.1. 연구배경 및 내용

선박 및 함정이 고속, 대형화됨에 따라 발생하는 진동 및 소음의 크기가 증가하고 환경 문제를 비롯한 선주들의 요구조건 강화로부터 선박 및 함정에서 발생하는 진동 및 소음의 중요성이 대두되고 있다(Carlton, 2018). 특히, 잠수함 선체 외부로 전달되는 수중방사소음(Underwater radiated noise, URN)은 잠수함의 은밀성(Stealth)과 생존성(Survivability)에 영향을 미치고 잠수함의 작전 수행 능력과 직결됨에 따라 수중방사소음을 저감시키기 위한 저소음 설계가 필수적으로 수반되어야 한다. 수중방사소음은 추진기 소음(Propeller noise), 기계류 소음(Machinery noise), 유체유동소음(Hydrodynamic noise)으로 구분된다. 추진기 소음은 전체 수중방사소음에 높은 기여도를 차지하고 최근 선박 및 함정의 고속, 대형화에 따른 엔진의 고출력화 추세로 추진기 소음의 기여도가 점차적으로 증가함에 따라 추진기에서 발생하는 공동(Cavitation) 및 소음의 문제가 중요하게 다뤄지고 있다(Huse, 1972).

최근 다양한 연구에서 탄소섬유강화플라스틱 등의 복합소재로 제작된 추진기가 공동 및 소음을 억제시키는 수단으로써 제시되고 있으며

해당 복합소재 추진기는 Fig. 1와 같은 특징을 가지고 있다. 기존의 MAB(Manganese-nickel-aluminum-bronze) 또는 NAB(Nickel-aluminum-bronze) 합금으로 제작된 추진기는 가격대비 우수한 강도(Strength), 내침식성(Erosion resistance) 등의 장점을 가지지만 중량, 피로(Fatigue), 공동침식(Cavitation damage), 낮은 소음 감쇠 특성(Poor acoustic damping property) 등의 문제가 지속적으로 발생하고 있다. 복합소재 추진기는 중량 대비 높은 강도와 강성을 가짐에 따라 기존 추진기 대비 중량 저감이 가능하며 중량 저감으로부터 추진기 두께에 대한 설계 여유를 확보함에 따라 유체동역학적 성능을 추가적으로 향상시킬 수 있다. 더하여, 복합소재를 사용함으로써 공동 침식 억제, 피로 및 감쇠 성능 향상, 유지보수 비용 저감 등의 이점을 가진다. 특히, 복합소재 추진기는 낮은 밀도와 강성으로부터 기인되는 유연 특성(Flexible characteristics)으로부터 다양한 유동 조건에서 기존 강체 추진기에서는 활용할 수 없었던 변형 및 적응 특성(Adaptive characteristics)을 가진다. 본 복합소재 추진기의 적응 특성은 선체 반류 등의 복잡한 유동 조건에 대하여 적합한 형상을 가지도록 변형을 발생시킴으로써 추진 또는 소음성능을 향상시킬 수 있게 한다(Mouritz et al., 2001). 복합소재 추진기의 소음성능 향상에 대한 직접적인 연구는 미비하지만 복합소재 추진기의 적응 특성을 활용한 공동체적(Cavitation volume) 저감에 대한 연구들은 활발하게 수행되어 왔다. 다양한 실험 및 해석적 연구들에서 복합소재 추진기의 적응 특성을 활용하여 추진기 주변 공동을 억제할 수 있음을 밝혔다(Motley and Young, 2011; Koko et al., 2012; Huang et al., 2016; Liao et al., 2021). 더하여, 다양한

연구들에서 복합소재 추진기의 적용 특성으로부터 공동 초생 속도(Cavitation inception speed, CIS)를 증가시킬 수 있음을 밝혔다(Zondervan et al., 2017; Hong et al., 2017).

복합소재 추진기를 활용하여 목표 수치까지 소음을 저감시키기 위해서는 설계 단계에서 소음 성능을 평가하고 이를 활용한 형상 및 적층 배열 등의 설계가 수반되어야 한다. 복합소재 추진기의 소음 성능을 엄밀하게 평가하기 위해서는 주변 유동장에 의한 변형을 정확하게 평가하고 해당 변형에 의해 변화하는 성능들을 도출해야 한다. 복합소재 추진기의 변형을 평가하기 위해서는 유체-구조 연성해석이 필수적으로 수반되어야 함에 따라 유체-구조 연성해석에 대한 다양한 기법들이 개발되고 연구되었다. Young (2008)은 경계요소법 (Boundary element method, BEM)과 유한요소법(Finite element method, FEM) 연성을 활용한 유체-구조 연성해석 기법을 정립하고 본 기법을 적용하여 두 종류의 복합소재 추진기에 대한 변형을 예측하고 추진성능을 평가하였다. Lee et al. (2014)는 경계요소법-유한요소법 연성을 활용한 유체-구조 연성해석기법을 정립하고 Young (2008)의 복합소재 추진기 결과들을 대상으로 본 해석기법을 검증하였으며 비접수 조건(dry condition)과 접수 조건(wet condition)에서의 날개의 모드 특성을 분석하였다. Han et al. (2015)은 전산유체역학 (Computational fluid dynamics, CFD)-유한요소법 연성 및 단순 적층 모델을 활용하여 선박의 후류 특성을 고려한 복합소재 추진기의 추진성능을 평가하기 위한 비정상상태(Unsteady)의 유체-구조 연성해석을 수행하였다.

Tian et al. (2017)은 실험과 전산유체역학-유한요소법 연성을 활용한 비정상상태의 유체-구조 연성해석을 수행함으로써 복합소재 추진기의 진동 특성을 분석하였다. 위 복합소재 추진기 유체-구조 연성해석 기법들은 대부분 추진성과 변형 평가에 초점에 맞추어 개발됨에 따라 높은 계산 비용을 가지고 저소음 복합소재 추진기 개발을 위한 설계 단계에서의 적용이 어렵다.

설계 단계에서의 복합소재 추진기의 저소음 설계를 위해서는 복합소재 추진기의 적응 특성을 반영해야 한다. 복합소재 추진기의 적응 특성은 선체 반류 등의 복잡한 유입류에 대하여 목표한 성능을 가지도록 적합한 형상으로 형상이 변화하는 특성을 의미한다. 이러한 복합소재 추진기의 적응 특성과 추진 효율 등의 추진성능 간의 관계에 대한 연구들은 활발하게 수행되어왔다. Young and Liu (2007)은 추진기 가동 조건을 오프-디자인(Off-design) 조건과 설계(Design) 조건으로 구분하고 오프 디자인 조건에서 강제 추진기 대비 복합소재 추진기의 추진성능이 적응 특성으로 인해 향상됨을 밝혔다. Motley et al. (2009)는 오프-디자인 및 설계 조건에서 복합소재 추진기의 자기-비틀림(Self-twisting) 특성을 통한 에너지 효율의 향상을 수치적으로 평가하였으며 강제 추진기 추진성능 대비 복합소재 추진기의 추진성능 향상에 대한 자기-적응(Self-adaptation) 메커니즘을 밝혔다. Mulchay (2010)은 비균일류(Non-uniform flow) 조건에서 복합소재 추진기의 적응 특성을 활용하여 설계 조건에서의 추진 효율을 향상시킬 수 있음을 제시하였다. Zhang et al. (2020)은 추진성능을 향상시키기

위한 복합소재 추진기의 초기 형상(Pre-deformed shape)을 설계하고 적응 특성을 통한 추진성능 향상 결과를 제시하였다. Hussain et al. (2021)은 복합소재 추진기의 적응 특성을 결정하는 주요 변수인 유체동역학적 비틀림 모멘트에 대한 연구를 수행하였으며 추진기 가동 조건 별 유체동역학적 비틀림 모멘트의 변화를 분석함으로써 추진성능 향상을 위한 형상 설계 기법을 제시하였다. 위와 같이 적응 특성과 추진성능 간의 관계에 대한 연구들은 활발하게 수행되었지만, 저소음 복합소재 추진기의 설계를 위해서는 적응 특성과 소음성능 간의 관계에 대한 연구가 추가적으로 필요한 실정이다.

복합소재 추진기의 소음에 대한 연구는 Table 1과 같이 설계 관점이 아닌 강체 추진기 대비 단순 변형에 의한 소음저감 효과에 대한 연구만이 수행되었다(Mulchay et al., 2014; Lampe et al., 2020; Kim et al., 2022; Choi et al., 2022). 해당 연구들은 강체 및 복합소재 추진기에 대해 동일한 추력 조건에서 추진기 가동 조건 변화에 따라 소음성능을 비교하였으며 동일한 조건에서 강체 추진기 대비 복합소재 추진기의 소음저감 결과들을 제시하였다. 해당 연구들에서 복합소재 추진기를 통한 소음 저감 결과들을 제시하였지만, 해당 결과들로부터 강체 추진기 대비 복합소재 추진기가 향상된 소음성능을 보유하고 있다는 결론에 도달할 수 없다. 해당 연구들에서의 소음 저감 결과는 복합소재 추진기의 평균 받음각(Angle of attack)이 강체 추진기의 평균 받음각보다 작기 때문에 도출된 결과에 해당한다. 이러한 경우 강체 추진기의 평균 받음각이 복합소재 추진기의

평균 받음각과 동일하게 강제 추진기가 설계된다면 동일한 소음 저감 결과가 도출될 수 있다. 해당 문제를 극복하기 위해서는 복합소재 추진기의 평균 성능이 강제 추진기의 평균 성능과 동일하게 유지될 수 있도록 비균일류 조건에서 날개 위치별 적응 특성을 활용하는 것이 필수적이다. 비균일류 조건에서의 적응 특성을 활용하면 복합소재 추진기의 평균 성능을 강제 추진기와 동일하게 유지하며 소음성능을 향상시킬 수 있다. 복합소재 추진기의 저소음 설계를 위해서는 반드시 해당 적응 특성을 고려해야 한다.

종합적으로 저소음 복합소재 추진기의 설계를 위해서는 설계 단계에서 소음성능을 평가하고 적응 특성을 반영할 수 있는 설계 시스템의 개발이 필요하다. 기존 복합소재 추진기의 설계는 Table 2와 같이 공동 터널 계측과 경계요소법-유한요소법(BEM-FEM) 연성 및 전산유체역학-유한 요소법(CFD-FEM) 연성 등의 기법들을 활용되어 수행되었다 (Lin et al. 2009; Blasques et al. 2010; Guan et al. 2022). 하지만 해당 연구들은 추진성능 향상에 초점을 맞추어 수행되었으며 더불어 설계에 활용된 기법들이 복합소재 추진기에 대한 설계 및 최적화를 위해 개발된 모델들이 아님에 따라 높은 계산 비용을 가진다. Guan et al. (2022)은 추진 효율, 추력, 응력을 포함한 다중 목적(Multi-objective) 변수 관점에서 적응 특성을 고려한 최적화를 위하여 전산유체역학-유한요소법(CFD-FEM)을 활용한 복합소재 추진기 형상 설계를 수행하였다. 하지만 복합소재 추진기의 경우 동일한 추진기 형상을 가지더라도 복합소재의 적층

배열(Composite lay-up sequence)에 따라 유체력에 의한 변형 특성이 변화하고 이에 따라 소음성능이 변화한다. 복합소재 추진기의 설계를 수행하기 위해서는 복합소재 추진기의 형상 및 적층 배열 변수를 동시에 고려해야 하고 해당 변수들에 대한 최적화를 수행해야 한다. 그러므로 전산유체역학-유한요소법 (CFD-FEM) 연성과 같은 높은 계산 비용의 기법을 활용하여 적응 특성을 반영하고 복합소재 추진기 설계를 수행하는 것은 현실적으로 어렵다.

본 논문에서는 저소음 복합소재 추진기 설계를 위하여 설계 단계에서 주요 소음성능을 평가할 수 있는 기계학습 기반 목적 변수 예측 모델을 개발하고 개발된 모델을 활용한 설계 시스템을 구축하였다. 학습을 위한 데이터들을 확보하기 위하여 균일류(Uniform flow), 비균일류 조건을 포함한 다양한 조건에서의 복합소재 추진기의 적응 특성과 발생하는 소음을 평가할 수 있는 해석기법을 정립하였다. 구축된 설계 시스템을 기반으로 날개 공동과 날개주파수 소음 관점의 최적 설계안들을 도출하고 분석하였다.

균일류 조건에서 복합소재 추진기의 변형을 엄밀히 평가하고 해당 변형으로부터 변화하는 소음 특성을 분석할 수 있는 해석기법을 정립하였다. 복합소재 추진기의 유연 특성으로부터 야기되는 굽힘-비틀림 및 관성력 커플링 효과를 반영한 유체-구조 연성해석과 변형 후 수렴 형상 정보를 활용한 FW-H 방정식 기반의 소음해석을 통하여 균일류 조건에서의 복합소재 추진기의 변형을 평가하고 해당 변형으로부터

야기된 하중과 비공동(Non-cavitating) 및 공동 소음 특성을 수치적으로 분석하였다. 강제 추진기의 소음해석 결과와 비교함으로써 균일류 조건에서의 본 해석기법의 유용성을 제시하였다.

비균일류 조건에서의 유입류 변화에 따른 복합소재 추진기 적응 변형에 의한 소음 특성 변화를 분석할 수 있는 유체-구조 연성 및 소음해석 기법을 정립하였다. 유체-구조 연성해석 모델을 통해 수치적으로 도출된 결과를 실험결과와 비교검증함으로써 본 해석기법의 신뢰성과 유용성을 제시하였다. 본 해석기법을 활용하여 비균일류 조건에서의 위치별 강제 및 복합소재 추진기에 대한 주요 변수들을 분석함으로써 복합소재 추진기의 적응 특성으로부터 평균 받음각 및 하중을 강제 추진기와 동일하게 유지하며 소음저감이 가능함을 밝혔다. 적응 특성을 포함한 복합소재 추진기의 소음해석 결과를 강제 추진기의 소음해석 결과와 비교함으로써 본 적응 특성을 활용한 소음 저감 메커니즘의 유효성을 제시하였다.

날개 공동 및 날개주파수 소음 최소화 목적의 복합소재 추진기 설계를 위하여 기계학습 기반 목적 변수 예측 모델(Deep learning-based objective parameter prediction model)을 제시하였다. 기계학습 기반 목적 변수 예측 모델은 데이터 스캔 격자 위 정상상태 해석 데이터를 활용하여 공동 체적(Cavitation volume), 날개주파수 소음(BPF noise), 적응 변형(Adaptive deformation), 파손지수(Failure index)를 예측할 수 있도록 개발되었다. 복합소재 추진기의 공동 및 소음을 최소화하기 위하여 개발된 기계학습

기반 예측 모델을 활용하여 추진기 형상 변수 및 복합소재 적층 배열 변수에 대한 복합소재 추진기 설계 시스템을 구축하였다. 본 설계 시스템을 활용하여 복합소재 추진기의 공동 및 날개주파수 소음에 대한 최적 설계안들을 도출하였다. 도출된 설계안들에 대한 최종 공동 및 소음 성능을 평가하고 비교함으로써 최종 복합소재 추진기 최적 설계안을 결정하였다. 기존 복합소재 추진기 형상과 최적 설계안에 대한 공동 및 소음 성능을 비교함으로써 개발된 기계학습 기반 예측 모델을 활용한 설계 시스템으로부터 도출된 최적 결과에 대한 타당성을 제시하였다.



❖ **Composite propeller characteristics**

- ① **Weight Saving**
- ② **Adaptive(Flexible) Characteristics**
- ③ **Reduced Corrosion**
- ④ **Improved Fatigue Performance**
- ⑤ **Reduced Cavitation Damage**
- ⑥ **Lower Noise/Vibration**

Figure 1 General characteristics of composite propellers.

Table 1 Research trend of acoustic analysis methods for composite propellers.

Reference	Noise Analysis Method	Non-Cav. Noise	Cav. Noise	Accuracy	Noise Reduction
Mulcahy et al. (2014)	BEM-FEM Interaction + FW-H Method	●	×	Low	×
Radtke et al. (2020)	BEM-FEM Interaction + FW-H Method	●	×	Mid	×
Kim et al. (2022)	CFD-FEM Interaction + FW-H Method	●	●	Mid	×

Table 2 Research trend of composite propeller design methods.

Reference	Design Method	Cost	Shape Var.	Layer Var.	Object Perform.
Lin et al. (2009)	Cavitation Tunnel Measurement	High	×	●	Prop.
Blasques et al. (2010)	BEM-FEM Interaction	Mid	×	●	Prop.
Guan et al. (2022)	CFD-FEM Interaction	High	●	×	Prop.
Ebrahimi et al. (2019)	CFD (Rigid) + FW-H Method	Mid	●	×	Noise

1.2. 논문구성

본 논문은 다음과 같이 구성하였다. 2장에서는 복합소재 추진기의 적응 및 소음 특성을 분석하기 위한 본 논문의 유체-구조 연성 및 소음해석 모델을 소개한다. 유체-구조 연성 및 소음해석 모델에 활용된 이론들을 소개하고 각 모델에 대한 검증 결과를 제시한다. 3장에서는 균일류 조건에서의 복합소재 추진기 변형 및 소음 특성 변화를 도출할 수 있는 해석기법을 소개하고 본 해석기법을 바탕으로 균일류 조건에서의 복합소재 추진기의 특징을 살펴본다. 유체-구조 연성해석을 통하여 복합소재 추진기의 변형을 예측하고 수렴된 변형 형상에 대한 소음해석을 수행함으로써 변형으로부터 야기된 하중 변화와 비공동 및 공동 소음 특성 변화를 분석한다. 4장에서는 비균일류 조건에서의 유입류 변화에 따른 복합소재 추진기 적응 변형과 소음 특성 변화를 분석할 수 있는 유체-구조 연성 및 소음해석을 포함한 해석기법을 소개한다. 본 해석기법을 바탕으로 유입류 변화에 따른 적응 변형의 연속적 변화와 그에 따른 소음 특성 변화를 분석한다. 비균일류 조건에서 복합소재 추진기의 주요 변수들과 소음 특성 변화를 분석함으로써 복합소재 추진기의 소음저감 메커니즘을 제시한다. 5장에서는 정립된 해석기법을 기반으로 설계 단계에서 활용가능한 기계학습 기반 복합소재 추진기 예측 모델과 이를 활용한 설계 시스템을 소개한다. 합성곱 신경망과 데이터 스캔 격자를 활용하여 정상상태 유체-구조 연성 해석 데이터로부터 공동 체적, 날개주파수 소음,

적응 변형 및 파손 지수 등의 복합소재 추진기의 주요 성능 변수들을 예측할 수 있는 모델의 개발과정을 설명하고 해당 모델을 적용한 설계 시스템을 활용하여 공동 체적과 날개주파수 소음에 대한 복합소재 추진기 형상과 적층 배열에 대한 설계 최적안을 제시한다. 마지막으로 6장에서는 본 논문의 결론과 향후 추천 연구에 대해 논의한다.

2. 복합소재 추진기 유체-구조 연성 및 소음해석 모델

2.1. 복합소재 추진기 유체-구조 연성해석 모델

2.1.1. 유동해석 모델

본 연구의 유동해석 모델은 비압축성 유동(Incompressible flow)을 $k - \omega$ SST(Shear stress transport) 난류모델과 비정상상태 레이놀즈 평균 나비에-스토크스(Unsteady Reynolds-averaged Navier-Stokes, URANS) 방정식을 활용하였으며 해당 방정식은 아래와 같다.

$$\bar{\nabla} \cdot \bar{u}_f = 0 \quad (2.1.1.1)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_f}{\partial \bar{t}} + \bar{u}_f \cdot \bar{\nabla} \bar{u}_f = -\bar{\nabla} \bar{p} + \bar{\nabla} \cdot \left[\left(\frac{2\bar{U}}{Re} + \bar{\nu}_t \right) (\bar{\nabla} \bar{u}_f + \bar{\nabla} \bar{u}_f^T) \right] \quad (2.1.1.2)$$

여기서 $\bar{t} = t\omega_\theta$ 은 무차원화된 시간, $\bar{u}_f = u_f/(\omega_\theta b)$ 는 무차원화된 유속, $\bar{p} = p/(0.5\rho_f\omega_\theta^2 b^2)$ 은 무차원화된 압력, $\bar{\nu}_t = \nu_t/(\omega_\theta b^2)$ 는 무차원화된 난류 동점도(kinematic viscosity)를 나타낸다(Menter, 1994). 구조물 주변 인접 유동장으로부터 발생하는 유체력은 본 Eq. (2.1.1.1)와 (2.1.1.2)로부터 산출된 유동장에 대한 압력 분포로부터 도출된다.

2.1.2. 구조해석 모델

2.1.2.1. 굽힘-비틀림 커플링(Bend-Twist Coupling) 모델

굽힘-비틀림 커플링 모델은 Fig. 2의 복합소재 추진기 날개 좌표계 안에서 도출되었다. 본 좌표계 시스템 $\{X, Y, Z\}$ 와 $\{\xi, \eta, \zeta\}$ 은 각각 관성 좌표축(Inertial reference axes)과 변형 후의 물체 고정 좌표축(Body-fixed axes)를 나타낸다. Y 축은 추진기 회전축에 해당한다. 외력에 의한 변형으로부터 날개 위의 점 O 는 X, Y, Z 축 각 방향으로의 변위 u, v, w 에 의해 점 O' 으로 이동한다. u 는 축 방향 변위, v 는 면외 방향(Flapwise) 변위, w 는 면내 방향(Edgewise) 변위를 나타낸다. β 는 변형 후 날개 피치각을 나타내며 해당 변수는 변형 전 피치각 θ 과 비틀림 변형(Twisting deformation)을 더하여 도출된다. 유동 환경 내에서 회전하는 추진기의 경우 면외 방향 및 비틀림 변형이 지배적으로 발생하며 축 방향 및 면내 방향 변형은 상대적으로 전체 변형 대비 기여도가 작다. 본 논문에서의 굽힘 변형은 면외 방향 변형을 의미한다. 회전하는 복합소재 추진기에 대한 운동방정식은 Eq. (2.1.2.1)의 해밀턴 원리(Hamilton's principle)를 통하여 도출되었다.

$$\int_{t_1}^{t_2} (\delta U - \delta T - \delta W) dt = 0 \quad (2.1.2.1)$$

여기서 U 와 T 는 각각 변형 에너지(Strain energy)와 운동 에너지(Kinetic energy)를 나타내며 W 는 수행된 가상 일(Virtual work)을 나타낸다. 회전하는 복합소재 추진기에 대한 δU 와 δT 에 대한 식은 비선형 변형률-변위 관계(Non-linear strain-displacement relationship)와 복합소재 재료의 직교 이방성(Orthotropic) 특성을 가정함으로써 도출된다(Hodge and Dowell, 1974; Hong and Chopra, 1985; Castillo Pardo et al., 2017; Shakya et al., 2019). 회전하는 복합소재 추진기에 대한 굽힘 및 비틀림 운동방정식은 오일러-베르누이 보(Euler-Bernoulli beam) 가정 아래에서 Eqs. (2.1.2.2)와 (2.1.2.3)과 같이 최종적으로 도출된다. 본 식에 대한 자세한 유도 과정은 부록 A에 제시되어 있다.

$$\begin{aligned} & \left[EI_y w'' - e\phi \left(\int_x^L \Omega^2 \rho A x dx \right) + k_{p_2} \phi' \right]'' \\ & - \left(w' \int_x^L \Omega^2 \rho A x dx \right)' - (\Omega^2 m e \phi)' + m(\ddot{w} + e\ddot{\phi}) = F_{fluid.w} \end{aligned} \quad (2.1.2.2)$$

$$\begin{aligned}
& - \left[\left(GJ + k_A^2 \int_x^L \Omega^2 \rho A x dx \right) \phi' + k_{p_2} w'' \right]' \\
& \quad + \Omega^2 \rho A (k_{m_2}^2 - k_{m_1}^2) \phi + \rho A k_m^2 \ddot{\phi} \\
& \quad + \Omega^2 m x e w' + m e \ddot{w} - \left(\int_x^L \Omega^2 \rho A x dx \right) e w'' \\
& = F_{fluid} \cdot \phi
\end{aligned} \tag{2.1.2.3}$$

여기서 w 와 ϕ 는 각각 굽힘 변위와 비틀림 변위를 나타낸다. EI_y 는 굽힘 강성(Bending stiffness), GJ 는 비틀림 강성(Torsional stiffness), e 는 탄성축(Elastic axis)와 무게 중심(Centroid of mass) 사이 거리, Ω 는 추진기의 회전속도, A 는 날개의 단면적(Cross-section area), k_{p_2} 는 재료의 굽힘-비틀림 커플링에 의한 굽힘-비틀림 강성(Bend-twist stiffness)을 나타낸다. k_m 은 탄성축에 대한 회전 반경(Radius of gyration), k_{m_1} 과 k_{m_2} 는 주요 축(Major neutral axes)에 대한 회전 반경, $F_{fluid.w}$ 와 $F_{fluid.\phi}$ 는 각각 굽힘 및 비틀림 방향으로의 유체동역학적 힘을 나타낸다. 본 유체동역학적 힘은 비정상상태 레이놀즈 평균 나비에-스토크스 방정식을 풀음으로써 도출된다. Eqs. (2.1.2.2)와 (2.1.2.3)로부터 굽힘 및 비틀림 변위들 간의 상호작용에 의해 굽힘-변위 커플링이 야기됨을 확인할 수 있다.

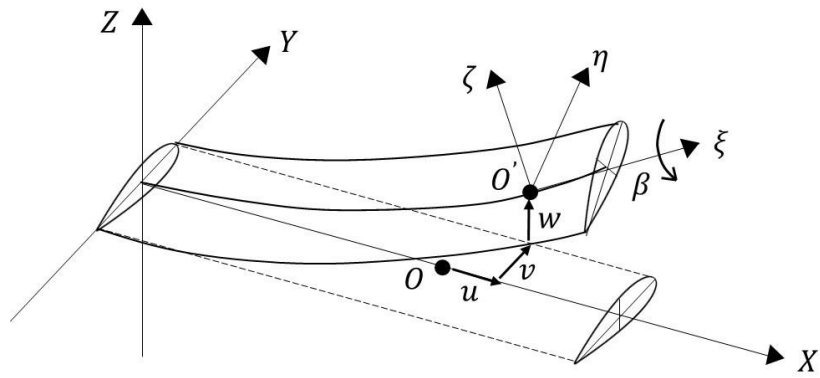


Figure 2 Deformed blade coordinates with undeformed coordinates.

Eqs. (2.1.2.2)와 (2.1.2.3)의 운동방정식의 해는 유한요소법(Finite element method, FEM)을 통하여 수치적으로 도출할 수 있다. 구조물은 2-절점(2-noded) 요소로 분할된다. 각 요소에 대한 굽힘과 비틀림 변위들은 Eqs. (2.1.2.4)와 (2.1.2.5) 같이 표현된다.

$$w(x) = \sum_{i=1}^4 N_i^e d_i^e \quad (2.1.2.4)$$

$$\phi(x) = \sum_{i=1}^2 P_i^e \phi_i^e \quad (2.1.2.5)$$

여기서 길이가 a 인 각 요소에 대한 에르미트 형상 함수(Hermite shape function) N_i^e 와 선형 라그랑지안 형상 함수(Linear Lagrangian shape function) P_i^e 는 아래 Eqs. (2.1.2.6)-(2.1.2.11)와 같이 정의된다.

$$N_1(x) = 1 - 3\left(\frac{x}{a}\right)^2 + 2\left(\frac{x}{a}\right)^3 \quad (2.1.2.6)$$

$$N_2(x) = 3\left(\frac{x}{a}\right)^2 - 2\left(\frac{x}{a}\right)^3 \quad (2.1.2.7)$$

$$N_3(x) = x\left(1 - \frac{x}{a}\right)^2 \quad (2.1.2.8)$$

$$N_4(x) = \frac{x^2}{a}\left(\frac{x}{a} - 1\right) \quad (2.1.2.9)$$

$$P_1(x) = 1 - \frac{x}{a} \quad (2.1.2.10)$$

$$P_2(x) = \frac{x}{a} \quad (2.1.2.11)$$

Eqs. (2.1.2.4)와 (2.1.2.5)를 활용하여 Eqs. (2.1.2.2)와 (2.1.2.3)의 운동방정식은 분할된 요소들의 질량, 강성행렬들을 모두 포함하는 Eq. (2.1.2.12)의 전역 시스템 방정식(Global system equation)으로 변환된다.

$$\begin{bmatrix} M_{s,11} & M_{s,12} \\ M_{s,21} & M_{s,22} \end{bmatrix}^e \begin{Bmatrix} \ddot{w} \\ \ddot{\phi} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{s,11} & K_{s,12} \\ K_{s,21} & K_{s,22} \end{bmatrix}^e \begin{Bmatrix} w \\ \phi \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_{fluid,w} \\ F_{fluid,\phi} \end{Bmatrix} \quad (2.1.2.12)$$

여기서 질량 및 강성 행렬의 각 성분은 아래와 같이 표현된다.

$$[M_{s,11}^e] = \int m\{N\}_{4 \times 1}\{N\}_{1 \times 4}^T dx \quad (2.1.2.13)$$

$$[M_{s,12}^e] = \int me\{N\}_{4 \times 1}\{P\}_{1 \times 2}^T dx \quad (2.1.2.14)$$

$$[M_{s,21}^e] = \int me\{P\}_{2 \times 1}\{N\}_{1 \times 4}^T dx \quad (2.1.2.15)$$

$$[M_{s.22}^e] = \int \rho A k_m^2 \{P\}_{2 \times 1} \{P\}_{1 \times 2}^T dx \quad (2.1.2.16)$$

$$\begin{aligned} [K_{s.11}^e] &= \int_0^a EI \left\{ \frac{d^2 N}{dx^2} \right\}_{4 \times 1} \left\{ \frac{d^2 N}{dx^2} \right\}_{1 \times 4}^T dx \\ &\quad + \int_0^a A_1 \left\{ \frac{dN}{dx} \right\}_{4 \times 1} \left\{ \frac{dN}{dx} \right\}_{1 \times 4}^T dx \end{aligned} \quad (2.1.2.17)$$

$$\begin{aligned} [K_{s.12}^e] &= \int_0^a A_1 e \left\{ \frac{dN}{dx} \right\}_{4 \times 1} \left\{ \frac{dP}{dx} \right\}_{1 \times 2}^T dx \\ &\quad + \int_0^a m \Omega^2 x e \left\{ \frac{dN}{dx} \right\}_{4 \times 1} \{P\}_{1 \times 2}^T dx \\ &\quad + \int_0^a B_1 \left\{ \frac{d^2 N}{dx^2} \right\}_{4 \times 1} \left\{ \frac{dP}{dx} \right\}_{1 \times 2}^T dx \end{aligned} \quad (2.1.2.18)$$

$$\begin{aligned} [K_{s.21}^e] &= \int_0^a A_1 e \left\{ \frac{dP}{dx} \right\}_{2 \times 1} \left\{ \frac{dN}{dx} \right\}_{1 \times 4}^T dx \\ &\quad + \int_0^a m \Omega^2 x e \{P\}_{2 \times 1} \left\{ \frac{dN}{dx} \right\}_{1 \times 4}^T dx \\ &\quad + \int_0^a B_1 \left\{ \frac{dP}{dx} \right\}_{1 \times 2} \left\{ \frac{d^2 N}{dx^2} \right\}_{4 \times 1}^T dx \end{aligned} \quad (2.1.2.19)$$

$$\begin{aligned} [K_{s.22}^e] &= \int_0^a (GJ + A_1 K_m^2) \left\{ \frac{dP}{dx} \right\}_{2 \times 1} \left\{ \frac{dP}{dx} \right\}_{1 \times 2}^T dx \\ &\quad + \int_0^a \Omega^2 \rho A (K_{m2}^2 - K_{m1}^2) \{P\}_{2 \times 1} \{P\}_{1 \times 2}^T dx \end{aligned} \quad (2.1.2.20)$$

$$A_1 = \int_x^L \Omega^2 \rho A x dx \quad (2.1.2.21)$$

Eq. (2.1.2.12)의 질량 및 강성 행렬에서의 비대각(Off-diagonal) 성분은 굽힘-비틀림 커플링항에 해당한다. Eq. (2.1.2.12) 우변의 유체동역학 힘은 비정상 레이놀즈-평균 나비에-스토크스 방정식(URANS equation)으로부터 산출된 유체 압력으로부터 도출된다. 유체동역학적 힘과 변형은 유체-구조 연성에 의해 커플링 되어있다. 회전하는 복합소재 추진기의 유체력에 의한 굽힘과 비틀림 변형은 Eq. (2.1.2.12)에 의해 도출된다.

본 굽힘-비틀림 커플링 모델에 대한 검증을 수행하기 위하여 Fig. 3의 날개 모델에 대한 모드해석(Modal analysis)을 수행하였다(Meng, 2011). 본 날개 모델에 대한 모드해석은 굽힘-비틀림 커플링 여부에 따른 영향을 확인하기 위하여 커플링 여부에 따른 두 조건에 대하여 수행되었다. 본 모드해석의 커플링 효과를 반영하기 위해서 커플링 유무에 따른 탄성계수를 도출하여 적용하였다. 모드해석에 사용된 격자는 하나의 파장 안에 6개의 격자를 가지도록 생성되었으며 2 kHz까지의 모드해석이 가능하도록 약 1 천개의 격자가 생성되어 적용되었다. Fig. 4는 1차 굽힘 주파수와 1차 비틀림 주파수에서의 모드 형상(Mode shape)을 나타낸다. Table. 3은 굽힘-비틀림 커플링 여부에 따른 모드해석 결과와 실험결과를 비교한 결과를 나타낸다. 비연성 조건(Uncoupled condition)에서의 모드 주파수는 Eq. (2.1.2.12)의 비대각 성분인 커플링항을 제외하고 도출된 결과에 해당한다. 연성 조건(Coupled condition)에서의 모드 주파수는

커플링항들을 고려하여 도출된 결과에 해당한다. 실험과 모드해석 결과를 비교함으로써 굽힘-비틀림 커플링을 고려한 모드해석 결과가 커플링을 고려하지 않은 모드해석 결과 대비 실험결과와 더 잘 일치하였으며 이로부터 본 굽힘-비틀림 커플링 모델의 유효성을 확인하였다. 동일한 물성치와 형상을 가진 날개에 대하여 모드해석을 수행하였지만, 커플링 고려 여부에 따라 다른 비틀림 모드 주파수가 도출됨을 확인하였다.

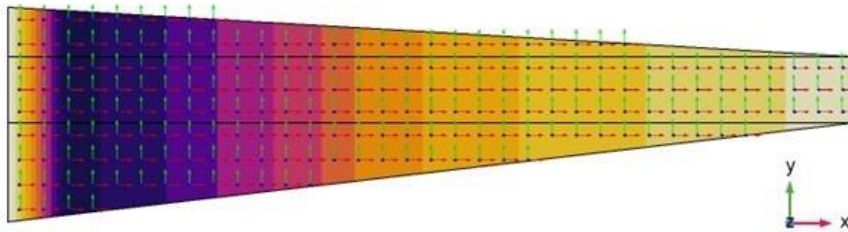
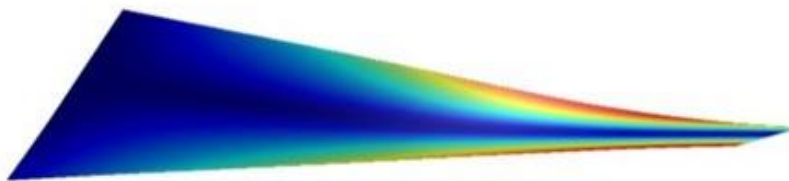


Figure 3 Geometry model for bend-twist coupling validation (Meng, 2011).



(a) 1st bending mode frequency



(b) 1st twisting mode frequency

Figure 4 Mode shape results of the blade model at (a) 1st bending mode frequency and (b) 1st twisting mode frequency.

Table 3 Mode frequency results of the blade model for uncoupled and coupled conditions.

	Exp. (Meng, 2011)	Uncoupled	Coupled
1 st Bending Mode Frequency (Hz)	18.36	18.548	18.462
Error (%)	-	1.02	0.56
1 st Torsional Mode Frequency (Hz)	106.1	111.01	106.79
Error (%)	-	4.63	0.65

2.1.2.2. 관성력 커플링(Inertial Force Coupling) 모델

복합소재 구조물은 유연 특성에 의해 관성력 커플링이 발생하고 해당 커플링으로부터 추가 변형 특성을 가진다(Junkins, 1993). 본 커플링은 유연 특성 구조물에서 병진(Translational)과 회전(Rotational) 방향 관성력 사이의 연성으로부터 야기되며 본 커플링에 의한 변형을 고려하기 위해서는 해당 커플링을 포함한 새 운동방정식을 도출하고 적용하여야 한다. 본 절에서는 해당 관성력 커플링을 고려한 운동방정식을 도출한다.

Fig. 5의 좌표계 시스템에서 $\{\underline{n}_1, \underline{n}_2, \underline{n}_3\}$ 와 $\{\underline{b}_1, \underline{b}_2, \underline{b}_3\}$ 은 각각 관성 좌표축(Inertial reference axes)과 물체 고정 좌표축(Body-fixed axes)을 나타낸다. r 은 추진기 허브(Hub)의 반지름을 나타낸다. x_i , y_i 와 z_i 는 각각 변형 후의 \underline{b}_1 축으로부터의 로컬 좌표를 나타낸다. i 번째 날개에서의 변형 후 임의의 점 위에 대한 초기 위치 벡터 \underline{R}_i 는 Eq. (2.1.2.22)와 같이 표현된다.

$$\underline{R}_i = (r + x_i)\underline{\hat{b}}_1 + y_i\underline{\hat{b}}_2 + z_i\underline{\hat{b}}_3 \quad (2.1.2.22)$$

여기서 $\underline{\hat{b}}_1$, $\underline{\hat{b}}_2$ 와 $\underline{\hat{b}}_3$ 는 물체 고정 좌표계 시스템에 대한 단위 벡터이다. 본 점 위에서의 속도는 Eq. (2.1.2.22)를 시간에 대한 미분함으로써 도출되며 다음과 같다.

$$\underline{\dot{R}}_i(t, x_i) = (\dot{x}_i - \dot{\theta}y_i)\underline{\hat{b}}_1 + [\dot{y}_i + \dot{\theta}(r + x_i)]\underline{\hat{b}}_2 + \dot{z}_i\underline{\hat{b}}_3 \quad (2.1.2.23)$$

본 대상에 대한 운동에너지는 허브와 날개들에 대한 운동에너지의 합으로 표현되며 각 허브와 날개에 대한 운동에너지는 아래와 같이 표현된다.

$$T = T_{hub} + T_{blades}$$

$$\text{with } T_{hub} = \frac{1}{2}J_h\dot{\theta}^2, \quad T_{blades} = \sum_{i=1}^6 \int_{V_i} \rho \underline{\dot{R}}_i \cdot \underline{\dot{R}}_i dV \quad (2.1.2.24)$$

여기서 J_h 는 허브의 회전 관성 모멘트를 나타낸다. 해당 허브의 경우는 유연체 거동에 대한 커플링을 고려하지 않는다. ρ 와 V_i 는 각각 날개의 밀도와 i 번째 날개의 체적을 나타낸다. Eq. (2.1.2.24)를 Eq. (2.1.2.23)에 대입함으로써 Eq.(2.1.2.25)의 이차식 형태 운동에너지 식을 도출할 수 있다.

$$T = \frac{1}{2}\dot{\theta}^2 + \sum_{i=1}^6 \left[\int_{V_i} \rho (\dot{x}_i^2 + \dot{y}_i^2) dV + 2\dot{\theta} \int_{V_i} \rho \{y_i \dot{x}_i + (r + x_i)\dot{y}_i\} dV \right] \quad (2.1.2.25)$$

여기서 \hat{J} 는 본 구조물의 총 모멘트를 나타내며 $\hat{J} = J_h + \sum_{i=1}^6 \int_{V_i} \rho \{y_i^2 + (r + x_i)^2\}$ 에 해당한다. 총 퍼텐셜 에너지는 아래와 같이 표현된다.

$$U = \sum_{i=1}^6 \int_{V_i} \sigma \varepsilon dV \quad (2.1.2.26)$$

여기서 σ 와 ε 는 각각 i 번째 날개에 대한 응력과 변형률을 나타낸다. 본 변형률은 $\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2}(u_{j,i} + u_{i,j})$ 의 선형 변형률-변위 관계에 의해 산출된다.

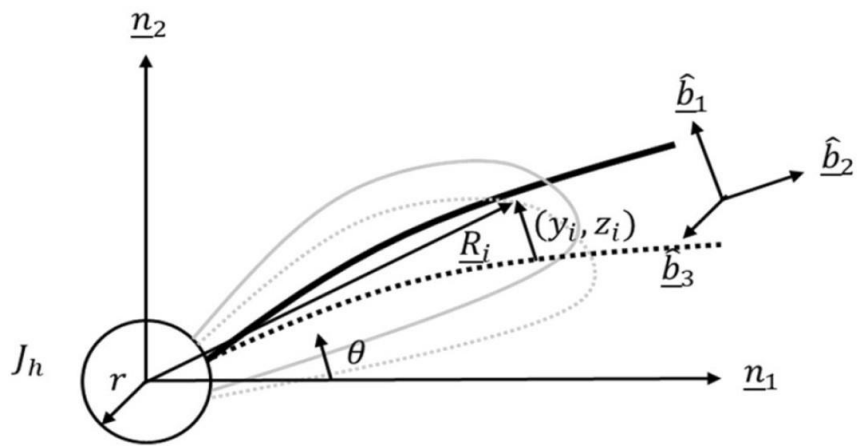


Figure 5 Inertial reference axes and body-fixed axes for the flexible structure.

탄성 변위(Elastic displacement) x_i, y_i, z_i 와 각 변위(angular displacement) θ 는 기저 함수(Basis function)들의 합으로 Eq. (2.1.2.27)과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned}
 x_i(t, X_i) &= \sum_{j=1}^N q_{1j}(t) \phi_j(X_i) \\
 y_i(t, X_i) &= \sum_{j=1}^N q_{2j}(t) \phi_j(X_i) \\
 z_i(t, X_i) &= \sum_{j=1}^N q_{3j}(t) \phi_j(X_i) \\
 \theta(t, X_i) &= \sum_{j=1}^N \theta_j(t) \psi_j(X_i)
 \end{aligned} \tag{2.1.2.27}$$

$$i = 1, 2, \dots, 6 \quad j = 1, 2, \dots, N, 0 \leq x_i \leq L$$

여기서 $q_j(t)$ 는 일반화 좌표(Generalized coordinates)를 나타내며, $\phi_j(X_i)$ 와 $\psi_j(X_i)$ 는 선형 조합을 통하여 날개 모드 형상을 근사할 수 있는 기저 함수들을 나타낸다. 모든 날개의 모드 형상들은 동일한 기저 함수들로부터 표현되고 각 성분의 독립적 모드들을 중첩함으로써 전체 구조물의 거동을 도출할 수 있음을 가정한다. Eq. (2.1.2.28)은 라그랑지안 함수(Lagrangian function), 레일리 소산 함수(Rayleigh's dissipation function)로 구성된 방정식을

나타내며 해당 방정식으로부터 유한-차원 시스템(Finite-dimensional system)의 상미분방정식(Ordinary differential equation)이 도출된다.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{X}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial X_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{X}_i} = F_i(F_{ce}, F_{co}, F_h, F_{Cl}) \quad i = 1, \dots, n \quad (2.1.2.28)$$

여기서 라그랑지안 함수 L 은 $T - U$ 로 표현된다. 레일리 소산 함수 D 는 감쇠계수 c 를 포함한 $0.5c\dot{X}_i^2$ 으로 표현된다. F_i 는 원심력(Centrifugal force) F_{ce} , 코리올리 힘(Coriolis force) F_{co} , 유체동역학적 힘(Hydrodynamic force) F_h 를 포함한다. F_{Cl} 는 관성력 커플링으로부터 발생한 추가적인 힘에 해당한다. X_i 는 구성 벡터(Configuration vector)로써 $X = col\{\theta, \underline{q}_1, \underline{q}_2, \underline{q}_3\}$ 의 i 번째 요소를 나타낸다. Eq. (2.1.2.25)-(2.1.2.28)을 활용하여 관성력 커플링을 고려한 복합소재 추진기의 운동방정식 Eq. (2.1.2.29)가 도출된다.

$$\mathbf{M}(\phi, \psi)\ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{C}(\phi, \psi)\dot{\mathbf{X}} + \mathbf{K}(\phi)\mathbf{X} = \underline{\mathbf{F}}(F_{ce}, F_{co}, F_h, F_{Cl})$$

$$\text{with } F_{ce} = -\underline{\omega} \times (\underline{\omega} \times (R_i + X))$$

$$F_{co} = -2\underline{\omega} \times \dot{X} \quad (2.1.2.29)$$

$$F_h = -M_H\ddot{X} - C_H\dot{X}$$

$$F_{Cl} = -M_{Cl}\ddot{X}$$

여기서 M_H 는 유체동역학적 부가 질량 행렬, C_H 는 유체동역학적 감쇠 행렬을 나타낸다. M_{CI} 는 관성력 커플링에 의한 커플링된 관성 행렬을 나타낸다. Eq. (2.1.2.29)의 각 행렬은 대칭행렬이며 각 행렬의 성분들은 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned}
 \mathbf{M}(\phi, \psi) &= \begin{bmatrix} \hat{f} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M_{q_1 q_1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_{q_2 q_2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & M_{q_3 q_3} \end{bmatrix} \\
 \mathbf{C}(\phi, \psi) &= \begin{bmatrix} C_\theta & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_{q_1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & C_{q_2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{q_3} \end{bmatrix} \\
 \mathbf{K}(\phi) &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_{q_1 q_1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{q_2 q_2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_{q_3 q_3} \end{bmatrix} \tag{2.1.2.30} \\
 \mathbf{M}_{CI}(\phi, \psi) &= \begin{bmatrix} 0 & M_{\theta q_1}^T & M_{\theta q_2}^T & M_{\theta q_3}^T \\ M_{\theta q_1} & 0 & 0 & 0 \\ M_{\theta q_2} & 0 & 0 & 0 \\ M_{\theta q_3} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}
 \end{aligned}$$

with $\hat{f} = J_h + 6 \int_V \rho \{y^2 + (r+x)^2\} \psi_i \psi_j dV$

$$[M_{\theta q_1}]_{ij} = 2 \int_V \rho y \phi_i \psi_j dV$$

$$[M_{\theta q_2}]_{ij} = 2 \int_V \rho(r+x) \phi_i \psi_j dV$$

$$[M_{q_1 q_1}]_{ij} = [M_{q_2 q_2}]_{ij} = [M_{q_3 q_3}]_{ij} = 2 \int_V \rho \phi_i \phi_j dV$$

$$[C_{\theta}]_{ij} = [C_{q_1}]_{ij} = [C_{q_2}]_{ij} = [C_{q_3}]_{ij} = \int_V f_C(\phi'_i, \phi'_j) dV$$

$$[K_{q_1 q_1}]_{ij} = [K_{q_2 q_2}]_{ij} = [K_{q_3 q_3}]_{ij} = \int_V f_K(\phi''_i, \phi''_j) dV$$

여기서 $\mathbf{M}(\phi, \psi)$, $\mathbf{C}(\phi, \psi)$ 와 $\mathbf{K}(\phi, \psi)$ 은 각각 전체 시스템의 전역 질량 행렬(Global mass matrix), 전역 감쇠 행렬(Global damping matrix)과 전역 강성 행렬(Global stiffness matrix)을 나타낸다. $[\cdot]_{ij}$ 는 행렬 $[\cdot]$ 에 대한 (i, j) 요소를 나타낸다. $\mathbf{M}_{CI}(\phi, \psi)$ 은 관성력 커플링에 의해 도출된 전역 관성 커플링 행렬(Global coupled inertial matrix)을 나타내며 병진 및 회전 성분이 연성된 비대각 행렬 항으로 구성된다. 추가적인 힘과 변형은 본 비대각 행렬 항의 커플링 성분에 의해 발생한다. f_C 와 f_K 는 각각 추진기의 변위 변수에 대한 감쇠 및 강성을 나타내는 함수이다(Sun et al., 2013). Eqs. (2.1.2.29)와 (2.1.2.30)은 회전하는 복합소재 추진기의 거동에 대한 시스템 방정식에 해당한다. 회전하는 복합소재 추진기에 대한 비연성 모드(Uncoupled mode)는 질량 행렬의 대각 성분으로부터 야기되며 연성 모드는 관성 커플링 행렬의 비대각 성분으로부터 도출된다. Eq. (2.1.2.29)를 탄생

변위(Elastic displacements) q_k 와 각 변위(Angular displacement) θ 에 대하여 정리하면 Eqs. (2.1.2.31)과 (2.1.2.32)와 같이 표현된다.

$$J\ddot{\theta} + C_{\theta}\dot{\theta} = F_{r_{\theta}} - M_{\theta q_k}^T \ddot{q}_k \quad (2.1.2.31)$$

$$M_{q_k q_k} \ddot{q}_k + C_{q_k} \dot{q}_k + K_{q_k q_k} q_k = F_{r_k} - M_{\theta q_k} \ddot{\theta} \quad (2.1.2.32)$$

Eq. (2.1.2.31)은 탄성 변위 커플링 항을 포함하고 추진기에 작용하는 총 회전 모멘트로부터 도출되는 각 변위에 대한 방정식을 나타낸다. Eq. (2.1.2.32)는 각 변위 커플링항을 포함하고 추진기에 작용하는 총 병진 힘으로부터 도출되는 탄성 변위에 대한 방정식을 나타낸다. Eqs. (2.1.2.31)와 (2.1.2.32)의 우변 $F_{r_{\theta}}$ 와 F_{r_k} 항은 관성력 커플링 힘을 제외한 원심력, 코리올리 힘, 유체동역학적 힘을 포함한다. 우변의 두번째 항들은 관성력 커플링에 의해 도출된 항에 해당한다. 강체 추진기의 경우 유연 특성이 없고 관성력 커플링을 포함하지 않기 때문에 본 커플링 항을 무시한다. 복합소재 추진기의 경우 병진 및 회전 방향 성분의 연성으로부터 관성력 커플링이 발생함에 따라 Eqs. (2.1.2.31)과 (2.1.2.32)의 커플링 항을 필수적으로 고려해야 한다.

본 관성력 커플링 모델에 대한 검증을 수행하기 위하여 관성력 커플링 고려 유무에 따른 유체-구조 연성해석을 수행하고 실험결과와 비교하였다. Fig. 6은 관성력 커플링 모델 검증을 위한 대상 모델을 기하 형상을 나타낸다. 대상 추진기가 7-주기 반류장 조건에서 10 rps로

회전함에 따라 추진기에 작용하는 유체력의 주요 성분은 70 Hz의 조화주파수에서 발생한다. rps는 추진기의 초당 회전수(Revolutions per second)를 나타낸다. 유체력 외에도 회전에 의한 원심력, 코리올리힘, 관성력을 모두 포함하여 해석을 수행하였다. 해당 조화 주파수와 본 대상 추진기의 고유주파수에서의 가속도 파워 스펙트럼을 도출하고 실험결과와 비교함으로써 본 모델에 대한 하였다. 본 가속도 파워 스펙트럼 변수는 추진기 압력면 위 허브 중심으로부터 0.3R만큼 떨어진 지점에 위치시킨 하나의 계축 포인트에서의 회전 방향으로의 가속도 응답을 도출하고 해당 변수에 대한 파워 스펙트럼 밀도(Power spectral density, PSD)를 구하여 중력 가속도의 제곱으로 무차원한 값에 해당한다. Fig. 7은 가속도 파워 스펙트럼에 대한 해석결과와 실험결과 비교를 나타낸다. Fig. 7에서 실선 막대그래프는 관성력 커플링 모델을 고려한 유체-구조 연성해석의 결과를 나타내며 파선 막대그래프는 실험결과를 나타내고 점선 막대그래프는 관성력 커플링 모델을 고려하지 않은 유체-구조 연성해석의 결과를 나타낸다. 실험결과와 각 유체-구조 연성해석의 결과를 비교하였을 때 관성력 커플링 모델을 고려한 유체-구조 연성해석 결과가 커플링 모델을 고려하지 않은 유체-구조 연성해석 결과 대비 실험결과와 더 잘 일치하였으며 본 결과로부터 관성력 커플링 모델의 유효성을 확인하였다.



Figure 6 Geometry model for inertial force coupling validation (Tian et. al., 2017).

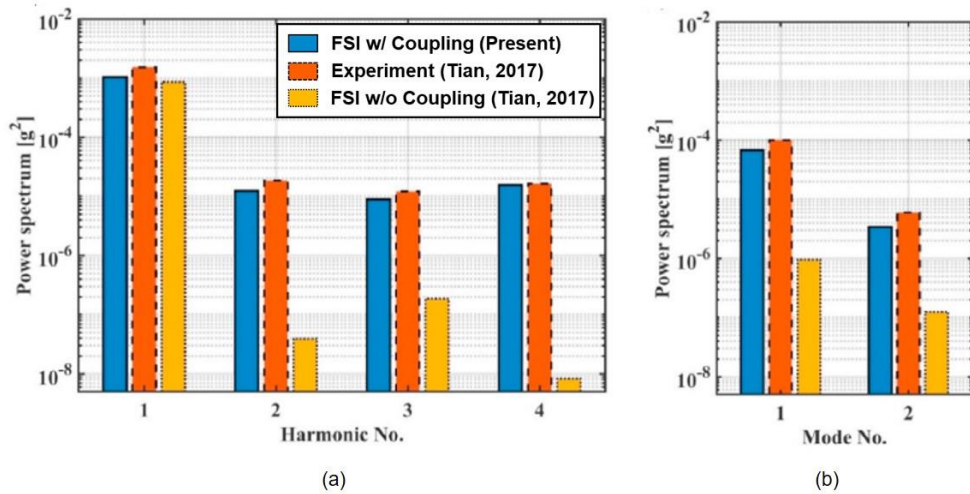


Figure 7 Structural acceleration power spectrum w/ and w/o inertial force coupling: (a) harmonic components of the external force and (b) natural response components.

2.1.2.3. 다층 복합소재 구조물 해석 모델

복합소재 추진기는 탄소섬유강화플라스틱 등의 복합소재 재료로 구성된 레이어들이 적층되어 제작된 추진기 형태이다. 복합소재 적층 방식에 따라 방향별 유연 및 적응 특성이 결정됨에 따라 해당 특성을 활용하여 목표한 성능을 만족시키기 위해서는 적층 방식에 따른 해당 특성에 엄밀한 평가가 이루어져야 한다. 복합소재 적층 방식을 본 해석에 고려하기 위해서는 다층 복합소재 구조물에 대한 해석이 본 유체-구조 연성 및 소음해석에 포함되어야 한다. 다층 복합소재 구조물 해석을 수행하기 위해서 본 논문에서는 층별 변위 이론(Layerwise theory)을 활용하였다. 층별 변위 이론은 두께 방향으로의 보간함수 적용을 통해 적층 각 층별 변위를 분리하고 층간 연속 경계조건을 만족시킬 수 있도록 개발되었다(Reddy, 2003). 층별 변위 이론에 의해 k 번째 적층 레이어 위 변위는 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} u^k(x, y, z, t) &= \sum_{j=1}^m u_j^k(x, y, t) \phi_j^k(z) \\ v^k(x, y, z, t) &= \sum_{j=1}^m v_j^k(x, y, t) \phi_j^k(z) \end{aligned} \tag{2.1.2.31}$$

$$w^k(x, y, z, t) = \sum_{j=1}^n w_j^k(x, y, t) \psi_j^k(z)$$

여기서 u^k , v^k 와 w^k 는 각각 x, y, z 방향으로의 변위 성분을 나타낸다. ϕ_j^k 와 ψ_j^k 는 두께 방향으로의 층별 연속 보간함수에 해당한다. 노드 수에 따라 해당 보간함수의 차수가 결정되며 주로 라그랑지안 보간함수의 형태를 갖는다. Eq. (2.1.2.32)와 (2.1.2.33)은 각각 층별 노드가 각각 2개, 3개일 때의 선형 보간함수와 이차 보간함수에 대한 예시를 나타낸다.

$$\psi_1^k = 1 - \frac{\bar{z}}{h_k}, \quad \psi_2^k = \frac{\bar{z}}{h_k}, \quad 0 \leq \bar{z} \leq h_k \quad (2.1.2.32)$$

$$\psi_1^k = \left(1 - \frac{z}{h_k}\right) \left(1 - \frac{2z}{h_k}\right), \quad \psi_2^k = 4 \frac{z}{h_k} \left(1 - \frac{z}{h_k}\right),$$

$$\psi_3^k = -\frac{z}{h_k} \left(1 - \frac{2z}{h_k}\right), \quad (2.1.2.33)$$

$$z_{2k-1} \leq z \leq z_{2k+1}, \quad \bar{z} = z - z_t^k$$

여기서 h_k 는 k 번째 층의 두께를 나타내며, z 는 두께 방향으로의 좌표를 나타낸다. \bar{z} 는 각 층별로 정의된 두께 방향으로의 좌표를 나타낸다. 아래

첨자 t 는 적층 레이어의 상단 부분을 의미한다. 본 보간함수를 포함시킴으로써 두께 방향으로의 자유도가 추가됨에 따라 두께 방향으로의 변위, 응력의 연속성을 만족시키며 높은 정확도로 다층 복합소재 구조물에 대한 해석을 수행할 수 있다. 기존의 복합소재 구조물에 대한 해석들은 물성치 추정을 통해 단층 등가 모델을 도출하여 수행되었지만 본 보간함수를 포함시킨 층별 변위 이론을 활용함으로써 다층 복합소재 구조물에 대한 변위, 응력에 대한 평가를 수행할 수 있다. Fig. 8은 3개의 적층 레이어로 구성된 복합소재 평판에 대하여 층별 변위 이론을 활용한 유한요소법을 적용했을 때의 강성 행렬 구성에 대한 예시를 나타낸다. 두께 방향으로 3개의 노드를 분포시킴으로써 각 층에 대한 강성행렬이 구성되고 층간 경계조건 적용을 통하여 다층 복합소재 구조물에 대한 최종 강성 행렬이 도출된다(Carrera and Demasi, 2002).

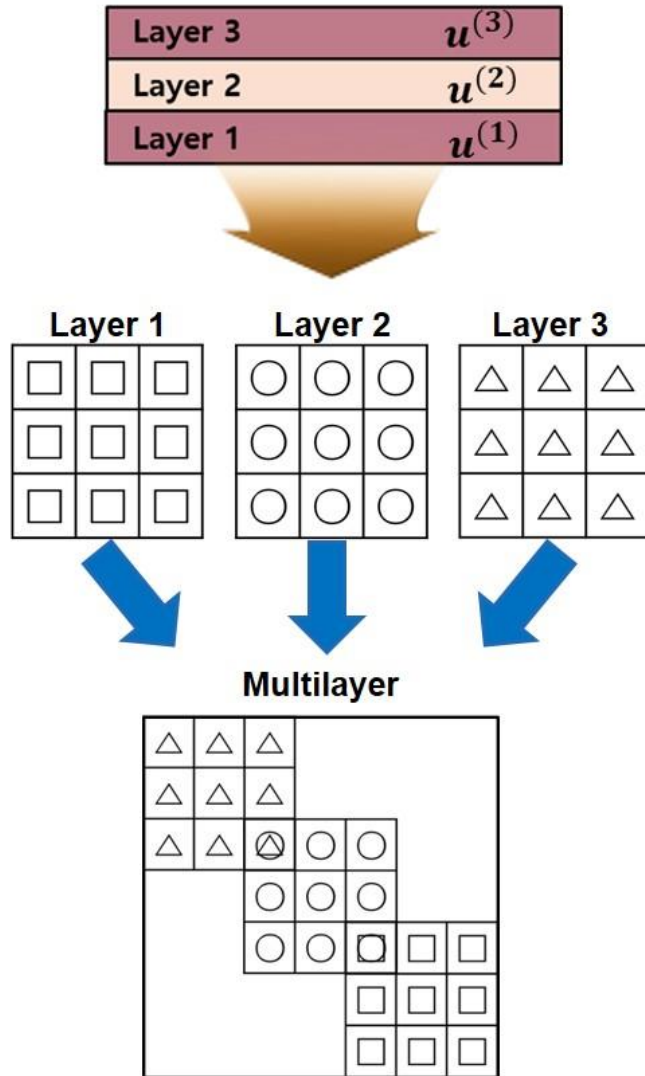


Figure 8 Multi composite layer matrix configuration for 3 stack layer case.

본 다층 복합소재 구조물 해석 모델의 검증을 위하여 단순 지지보 적층 구조물에 대한 응력 해석을 수행하고 이론해와 비교하였다. 해당 단순 모델은 그래파이트(Graphite)와 에폭시(Epoxy)로 구성된 복합소재 구조물에 해당하며 해당 모델의 적층 배열은 $[0^\circ, 90^\circ, 0^\circ]$ 로 구성되었다(Pagano, 1969). Fig. 9와 10은 단순 지지보 적층 구조물에 대하여 본 다층 복합소재 구조물 해석 모델을 통해 면내 응력과 면외 응력을 도출하고 이론해와 비교한 결과를 나타낸다. 본 모델을 통하여 다층 구조물에 대한 효과를 고려함으로써 단층 등가 모델을 활용하여 도출된 결과 대비 이론해와 더 잘 일치하는 것을 확인하였다. Fig. 11은 본 다층 복합소재 구조물 해석 모델을 적용하기 위해 정의된 복합소재 추진기의 적층 각 기준(Orientation)을 나타낸다.

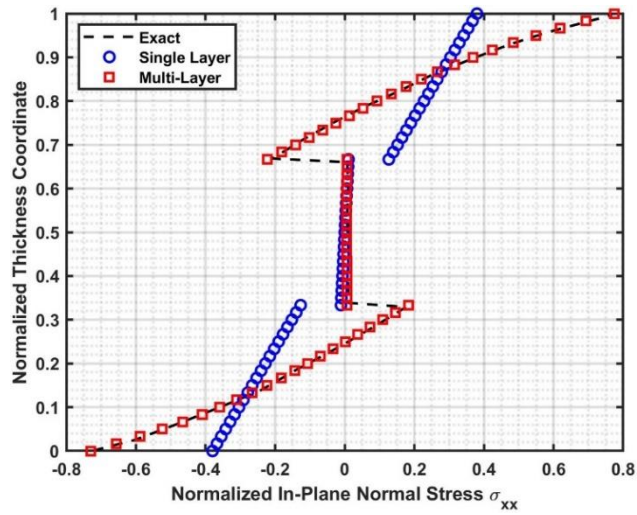


Figure 9 In-plane normal stress for simply-supported laminated plate of 200 mm side length with cross-ply configuration $[0^\circ, 90^\circ, 0^\circ]$.

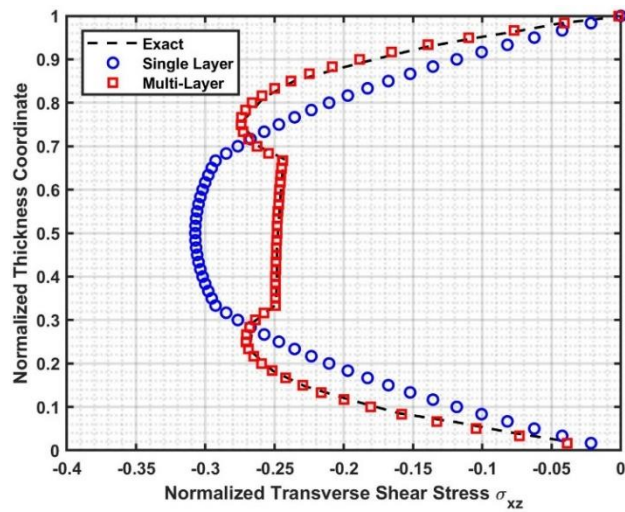


Figure 10 Transverse shear stress for simply-supported laminated plate of 200 mm side length with cross-ply configuration $[0^\circ, 90^\circ, 0^\circ]$.

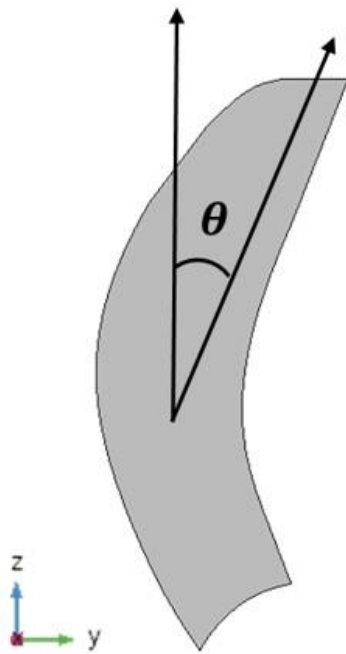


Figure 11 Stack angle definition for composite propellers .

2.1.3. 유체-구조 연성해석 모델

복합소재 추진기는 추진기에 작용하는 유체력에 의해 변형이 발생하고 해당 변형으로부터 추진 및 소음성능의 변화가 발생한다. 복합소재 추진기의 각 성능을 엄밀히 평가하기 위해서는 유체-구조 연성해석을 통하여 변형에 의해 변화하는 추진 또는 소음성능을 산출해야 한다. 유체-구조 연성해석의 종류는 해석 대상의 가진 현상과 해석 방정식 구분 등에 따라 분류가 가능하다.

먼저, 유체-구조 연성해석은 해석 대상의 가진 현상에 따라 크게 외부 유기 가진(Extraneously induced excitation, EIE), 불안정성 유기 가진(Instability induced excitation, IIE), 운동 유기 가진(Movement induced excitation, MIE)으로 구분된다(Naudascher and Rockwell, 2012). 외부 유기 가진은 유동장 또는 압력 변동에 의해 구조가 가진되는 것을 말하며 난류 버퍼팅(Turbulence buffeting)과 표면 압력 변동에 의한 난류 유기 가진(Turbulence-induced excitation) 등이 외부 유기 가진 분류에 포함된다. 불안정성 유기 가진은 유동장의 구조적 불안정성에 의하여 발생하는 가진 형태로 실린더 구조물의 주기적인 와류 흘림(Vortex shedding) 등이 해당 분류에 포함된다. 마지막으로 운동 유기 가진은 구조 진동이 우선적으로 발생함에 따라 유동장이 가진되는 형태를 말하며 플러터(Flutter)가 발생한 날개 등이 해당 분류에 포함된다. 본 복합소재 추진기의 경우 추진기가

회전함에 따라 발생하는 날개 표면의 압력으로부터 추진기가 변형됨에 따라 외부 유기 가진 분류에 포함된다.

유체-구조 연성해석은 유동 및 구조해석 방정식 구분에 따라 완전 연성해석법(Monolithic approach), 분할 연성해석법(Staggered approach)으로 구분된다(Gianonopapa, 2007; Hou et al., 2012). 완전 연성해석법은 전체 문제에 대하여 단일 시스템 방정식을 구성함으로써 단일화된 알고리즘을 기반으로 유동 및 구조해석을 동시에 수행하는 기법이다. 유동과 구조 사이의 인터페이스 조건은 내연적(Implicit) 조건이 적용되며 높은 정확도의 해를 도출할 수 있는 장점을 가지고 있다. 하지만 구조물이 복잡해지거나 대형화되면 계산하고자 하는 모델의 행렬 대형화가 불가피하며 이에 대한 수치적 계산의 어려움이 발생한다. 반면에, 분할 연성해석법은 유체 및 구조해석에 대하여 각 해석 필드를 독립적으로 구분하고 격자 분할, 수치적 알고리즘을 개별적으로 적용하는 기법이다. 유동과 구조 사이의 인터페이스 조건은 외연적(Explicit) 조건이 적용되며 기존에 사용하던 유동 및 구조해석의 수치적 알고리즘 또는 기법들을 그대로 적용하여 사용할 수 있기 때문에 단일 시스템 방정식을 풀기 위한 코드 개발 시간을 줄일 수 있다. 본 논문에서의 복합소재 추진기에 대한 유체-구조 연성해석은 분할 연성해석법이 적용되어 수행되었다.

Fig. 12는 본 논문에서 적용한 분할 연성해석법에 대한 유체-구조 연성해석 과정을 나타낸다. 하나의 타임 스텝 안에서 구조물에 작용하는 유체력을 산출하기 위한 유동장의 수렴된 해를 도출한다. 구조물의 표면 격자에 유동 격자로부터의 유체력을 적용한 후 작용하는 유체력 영향에

대한 구조해석 해를 도출한다. 구조물의 응답은 구조 격자 노드 변위를 나타낸다. 유동과 구조 사이 경계면에서의 변위는 유동 격자에 반영한다. 본 일련의 과정은 하나의 타임 스텝 루프 안에서 수행되며 반복 정도에 따라 약한 연성 기법(Weakly coupled method) 및 강한 연성 기법(Strongly coupled method)으로 구분된다. 본 논문에서의 복합소재 추진기에 대한 유체-구조 연성해석은 강한 연성 기법을 활용한 분할 연성해석법을 사용하였다.

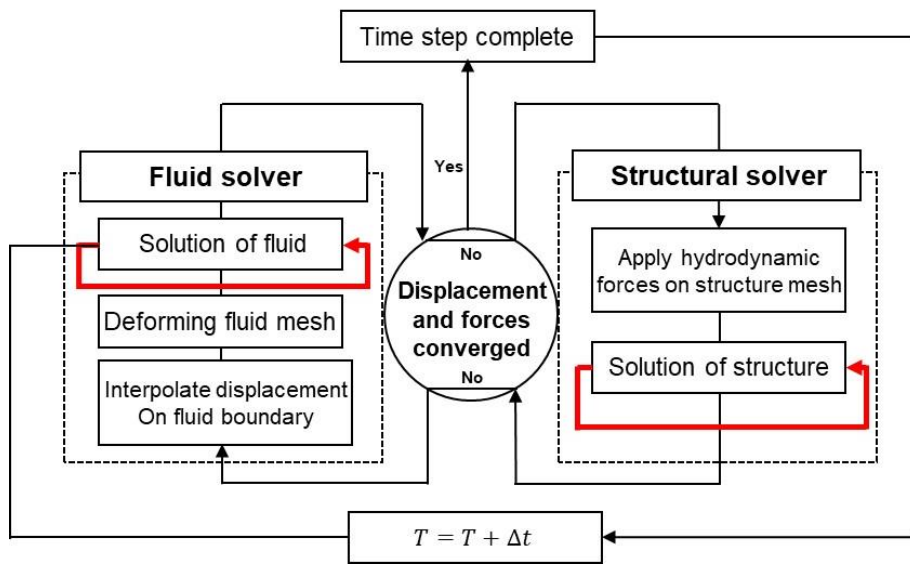


Figure 12 Fluid-structure interaction algorithm for strong coupled method.

본 유체-구조 연성 해석 모델에 대한 검증을 수행하였다. 해석 모델 검증을 위한 대상으로는 변형에 의한 추진 및 소음 특성 변화가 뚜렷한 유연 특성을 가진 무인 항공기 추진기를 활용하였다 (Tinney and Sirohi, 2018). 본 검증 대상 추진기는 Fig. 13의 APC(Advanced Precision Composites) Propellers에서 제작한 12×4.7 MR(P) 추진기다. 해당 추진기의 직경(D)는 0.3048 m이며, 허브 직경의 비는 0.2이다. 본 추진기는 복합소재로 제작되었으며 기준 날개단면은 일부 수정된 NACA4412가 사용되었다. 본 추진기의 자세한 형상 특징과 해당 추진기에 대한 주요 실험결과들에 대한 정보들은 Tinney and Sirohi (2018)에서 제공한다. 본 추진기의 공탄성 특성을 엄밀히 고려하기 위하여 양방향 유체-구조 연성해석이 수행되었다. 유체-구조 연성해석을 위한 도메인으로는 Fig. 14와 같이 반경 5D, 길이 10D의 실린더 형태의 도메인이 활용되었다. 해석 도메인은 크게 내부 회전영역과 외부 영역으로 구분된다. 두 영역의 중심축은 추진기의 회전축과 일치하며 내부 회전영역은 슬라이딩 격자(Sliding mesh) 기법이 적용되었다. 외부 영역 경계는 점착 조건(No-slip condition)이 적용되었다. 회전축 벡터의 방향은 양의 x축 방향과 일치하도록 설정하였다. 유체-구조 연성 및 소음해석을 수행하기 위하여 생성된 격자는 약 300만개이며 수치적 오차를 최소화하기 위하여 유체-구조 인터페이스 상의 유체 격자와 구조 격자의 노드가 최대한 일치하도록 생성되었다. 유체-구조 연성해석에 사용된 시간 스텝(Time step)은 0.0001 s이다.

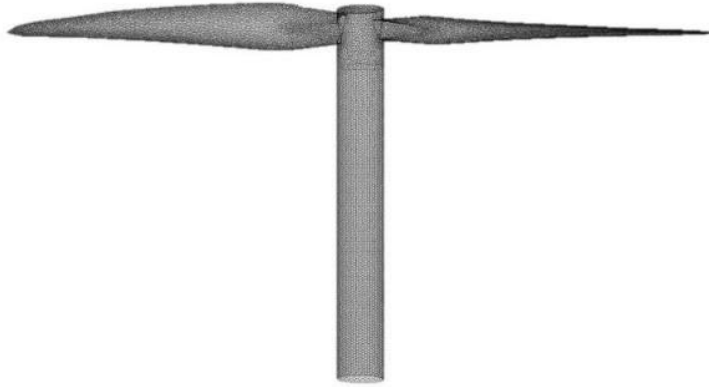


Figure 13 APC 12×4.7 MR(P) propeller geometry model for fluid-structure interaction analysis validation (Tinney and Sirohi, 2018).

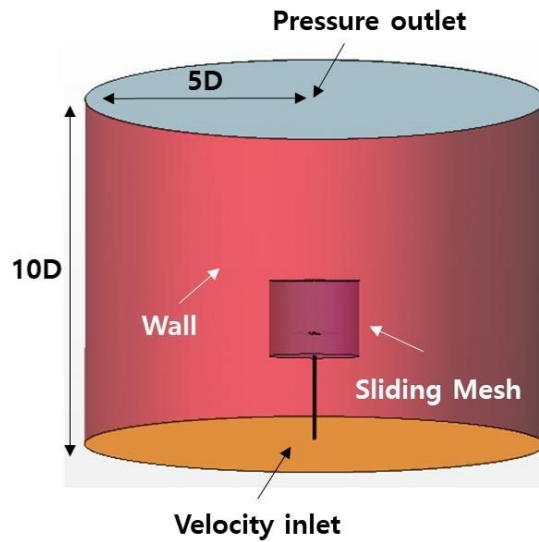


Figure 14 Fluid-structure interaction analysis domain with boundary conditions for APC 12×4.7 MR(P) propeller model.

해석 모델 검증은 균일류 조건에서의 유체-구조 연성해석으로부터 도출되는 대상물 변형 후의 추력(Thrust) 결과를 실험결과와 비교함으로써 수행되었다. 유체-구조 연성해석 모델의 검증을 위하여 40 rps부터 120 rps까지 회전속도별 대상 모델의 추력을 도출하고 실험결과와 비교하였다. Fig. 15는 본 유체-구조 연성해석 모델로부터 도출된 추력을 실험결과와 비교한 결과를 나타낸다. Fig. 15에서의 붉은색 그래프는 커플링이 고려된 본 해석 모델로부터 도출된 결과를 나타내며, 푸른색 그래프는 커플링을 고려하지 않은 해석 모델로부터 도출된 결과를 나타낸다. 검은색 그래프는 참고문헌의 실험결과를 나타낸다. 실험결과와 본 유체-구조 연성해석의 결과를 비교했을 때 커플링을 고려한 본 해석 모델로부터 도출된 결과가 커플링을 고려하지 않은 해석 모델을 통해 도출된 결과보다 실험결과와 더 근접하였다. 두 유체-구조 연성해석 결과의 추력 차이는 커플링 효과에 의한 것이며 회전 속도 증가에 따라 해당 효과가 증가하는 것을 확인하였다. 본 증가 경향은 회전속도 증가에 따라 굽힘 변형이 증가하고 커플링 효과로부터의 추가적인 비틀림 변형이 증가됨에 따라 발생하였다.

Fig. 16은 120 rps에서의 커플링 유무에 따른 변형 전후 날개 형상을 비교한 결과이다. 커플링으로부터 야기된 추가 비틀림 변형을 뚜렷하게 확인할 수 있다. Fig. 17과 18은 커플링으로부터 야기된 추가 비틀림의 상세 결과를 나타낸다. Fig. 17은 커플링 고려 유무에 따른 정규화된 날개 스펠에 대한 피치각 결과 비교를 나타낸다. Fig. 18은 커플링 고려 유무에 따른 날개 끝에서의 2차원 날개 단면 형상을 비교한 결과이다. 커플링에 의해

굽힘 변형에 의해 야기된 비틀림 변형으로부터 커플링 고려 유무에 따른 두 결과가 뚜렷하게 차이나는 것을 확인하였다.

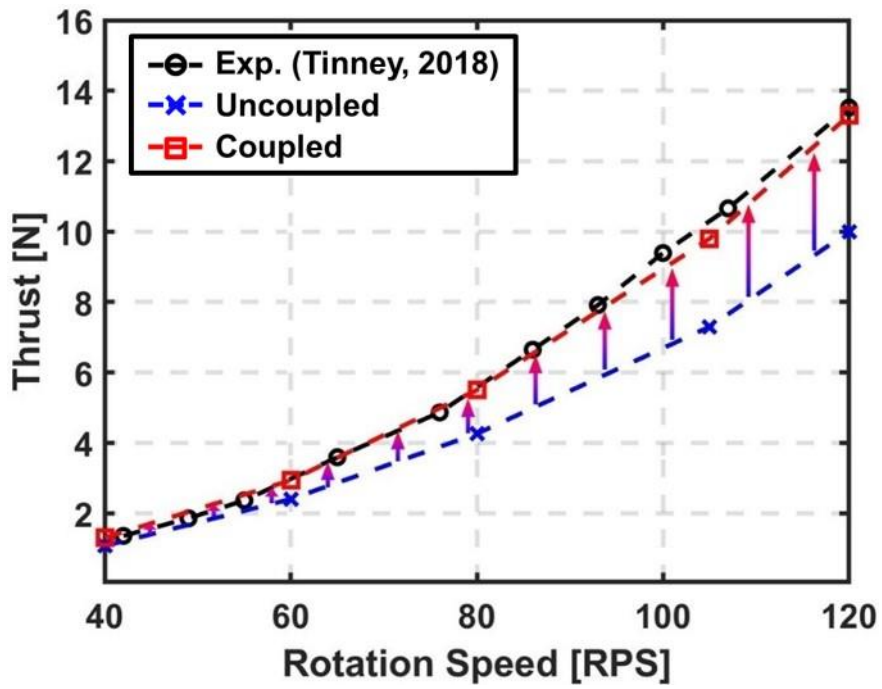
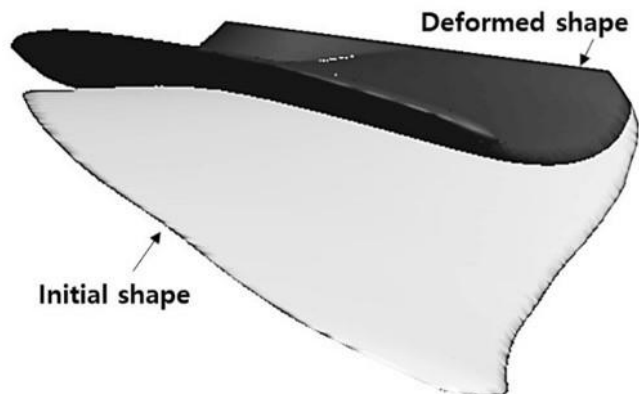
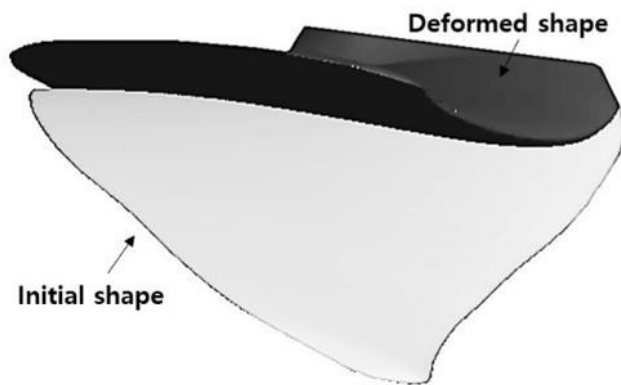


Figure 15 Thrust of APC 12 x 4.5 MR(P) for rotation speeds on the uncoupled and coupled conditions.



(a) Blade deformation on the uncoupled condition



(b) Blade deformation on the coupled condition

Figure 16 Blade deformation at 120 rps on the (a) uncoupled and (b) coupled conditions.

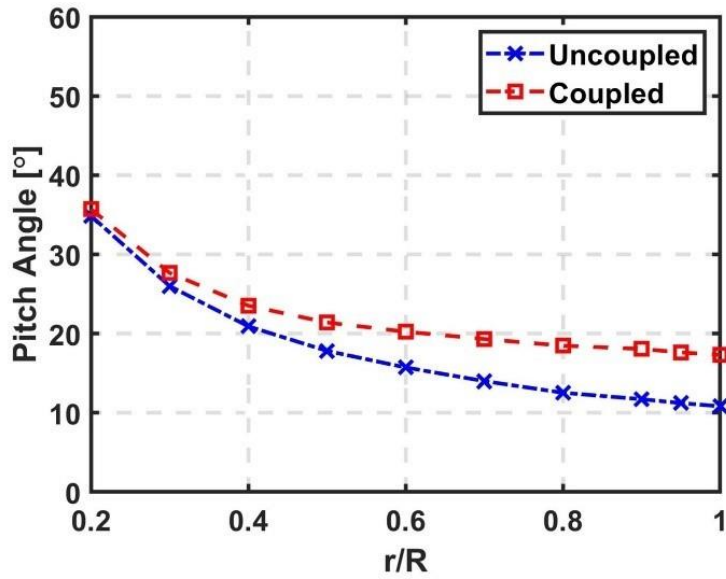


Figure 17 Pitch angle for radius ratio(r/R) after deformation on uncoupled and coupled conditions at 120 rps.

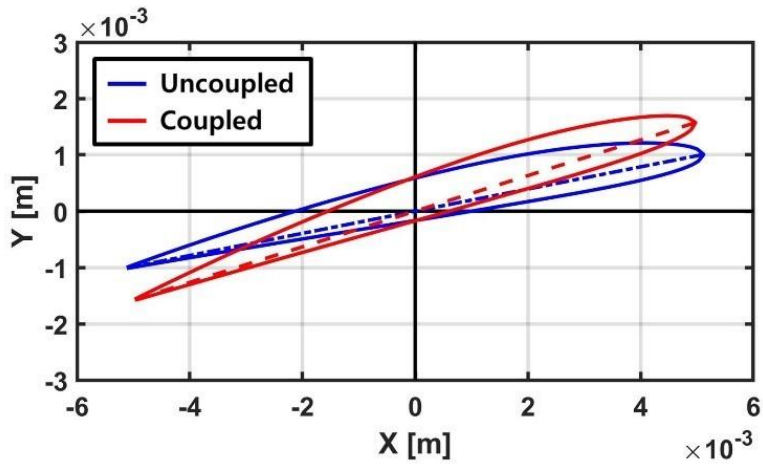


Figure 18 2-D blade section shape at tip after deformation on uncoupled and coupled conditions at 120 rps.

2.2. 소음해석 모델

2.2.1. FW-H 방정식

복합소재 추진기에 대한 소음은 유체-구조 연성해석으로부터 도출된 입력 데이터와 음향상사법을 활용하여 산출 가능하다. Lighthill (1952)은 유체 운동과 음향 파동 방정식을 비교함으로써 음향상사법을 처음으로 제시하였다. Ffowcs Williams and Hawkins (1969)는 Lighthill의 음향상사법을 임의의 움직이는 물체로 확장적용하여 FW-H 방정식을 도출하였으며 해당 방정식은 아래와 같다.

$$\begin{aligned} \left(\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} - \nabla^2 \right) p' &= \frac{\partial}{\partial t} [\rho_0 v_n \delta(f)] + \frac{\partial}{\partial x_i} [p n_i \delta(f)] \\ &+ \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} [H(f) T_{ij}] \end{aligned} \quad (2.2.1.1)$$

여기서 p' 는 음압(Sound pressure), c 는 유체 매질에 대한 음속, ρ_0 는 유체 밀도, v_n 는 법선 방향 속도, p 는 표면 압력을 나타낸다. f 는 최종 변형이 수렴된 물체 표면을 나타내며 해당 표면은 $f = 0$ 으로 정의된다. $f > 0$ 은

물체 표면의 외부를 의미한다. Eq. (2.2.1.1)의 우변은 순서대로 두께(Thickness), 하중>Loading), 사극자>Quadrupole) 소음을 나타낸다. 두께 소음은 물체가 지나감에 따라 발생하는 유동 속도에 의해 결정된다. 하중 소음은 물체 경계면 위에서의 압력 분포에 의해 결정된다. 사극자 소음은 난류소음을 의미하며 레이놀즈 응력>Reynolds stress)을 포함한 Lighthill 응력 텐서>Lighthill stress tensor) T_{ij} 에 의해 야기된다. 해당 레이놀즈 응력은 유동장의 비정상 성분으로부터 도출된다. 추진기에서의 두께 및 하중 소음은 협대역 성분에 대한 조화 특성을 가진다. 해당 두께 및 하중 소음은 회전하는 추진기의 전체 음압 수준에 높은 기여도를 차지한다. Farassat (2007)은 FW-H 방정식의 적분해인 Eq. (2.2.1.2)와 Eq. (2.2.1.3)의 Formulation 1A를 개발하였으며 해당 식으로부터 사극자 소음을 제외한 나머지 두께 및 하중 소음에 대한 음압 수준을 평가할 수 있다. Eq. (2.2.1.4)는 사극자 소음에 대한 적분해를 나타낸다.

$$\begin{aligned}
 4\pi p'_{Thickness} &= \int_{f=0} \left[\frac{\rho_0 \dot{v}_n}{r(1-M_r)^2} \right. \\
 &+ \left. \frac{\rho_0 v_n \hat{r}_i \dot{M}_i}{r(1-M_r)^3} \right]_{ret} dS \\
 &+ \int_{f=0} \left[\frac{\rho_0 c v_n (M_r - M^2)}{r^3 (1-M_r)^3} \right]_{ret} dS
 \end{aligned} \tag{2.2.1.2}$$

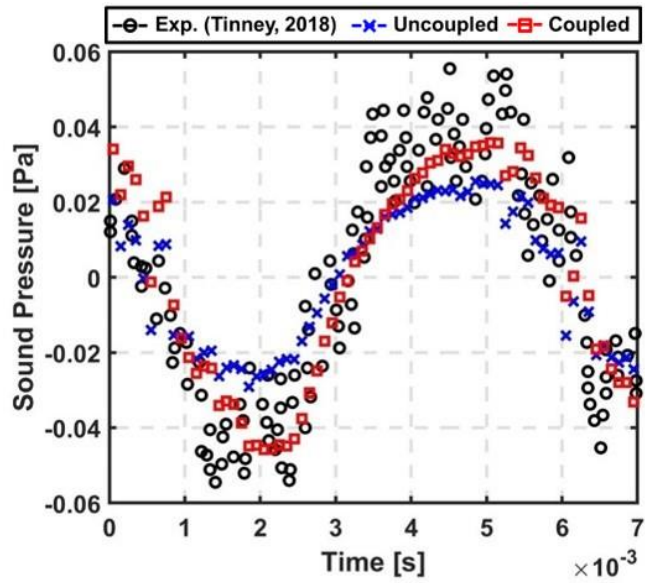
$$\begin{aligned}
4\pi p'_{loading} &= \int_{f=0} \left[\frac{\dot{p} \cos\theta}{cr(1-M_r)^2} + \frac{\hat{r}_i \dot{M}_i p \cos\theta}{cr(1-M_r)^3} \right]_{ret} dS \\
&+ \int_{f=0} \left[\frac{p \cos\theta}{r^2(1-M_r)} \right. \\
&\left. + \frac{(M_r - M^2)p \cos\theta}{r^2(1-M_r)^3} \right]_{ret} dS
\end{aligned} \tag{2.2.1.3}$$

$$4\pi P_{Quadrupole} = \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \int_V \left[\frac{T_{ij}}{r|1-M_r|} \right]_{ret} dV \tag{2.2.1.4}$$

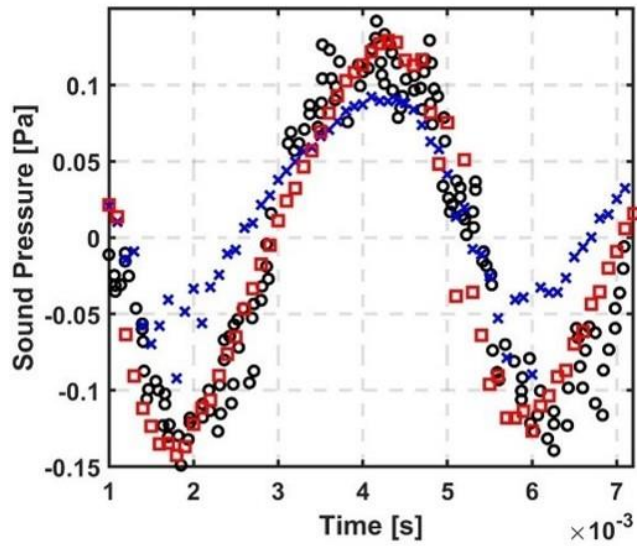
여기서 $r = |x - y|$ 는 수음점 위치 x 와 소음원 위치 y 사이의 거리를 나타낸다. $1 - M_r$ 은 도플러 계수(Doppler factor)이며 피적분항은 모두 지연 시간(Retarded time) $\tau = t - r/c$ 조건에서 계산된다. FW-H 방정식을 적용한 소음해석은 본 Formulation 1A 식을 통하여 수행되었다.

본 소음해석 모델의 검증은 대상 모델로부터 도출된 시간 영역(Time domain)에서의 음압과 전 음압 수준(Overall sound pressure level, OASPL)을 각각 실험결과와 비교함으로써 수행되었다. 본 소음해석 모델 검증 대상은 APC Propellers의 12×4.7 MR(P) 추진기다. 소음해석을 위한 수음점은 실험의 마이크로폰 위치와 동일한 위치에 위치시켰다(Tinney and Sirohi, 2018). 실험환경에서의 배경소음과 모터에 의한 소음은 전체 추진기 소음에 비해 기여도가 낮기 때문에 본 소음해석에서는 해당 소음들을 무시하였다. 시간에 따른 날개면 위의 유동장과 회전하는 날개 위의 법선

벡터에 대한 연속 데이터를 FW-H 방정식에 입력함으로써 시간 영역에서의 음압값을 도출하였다. Fig. 19는 추진기가 1회전 하는 동안 시간 영역에서의 음압 해석결과를 실험결과와 비교한 결과를 나타낸다. FW-H 방정식을 적용한 소음해석 모델로부터 도출된 결과가 실험결과가 잘 일치하는 것을 확인하였으며 특히, 커플링을 고려한 음압 해석결과가 고려하지 않은 해석결과보다 뚜렷이 실험결과와 잘 일치하는 것을 확인하였다. 두 해석결과의 음압 차이는 커플링 효과에 의해 야기되었으며 커플링에 의해 야기된 굽힌 변형에 의한 추가적인 비틀림 변형이 해당 음압 차이를 발생시켰다. Table 4는 전 음압 수준 해석결과를 실험결과와 비교한 결과를 나타낸다. 본 전 음압 수준은 시간영역에서의 음압 데이터에 고속 푸리에 변환(Fast Fourier transform, FFT)을 적용하여 변환된 주파수 영역에서의 음압 데이터를 모두 합한 후 전 음압 수준 형태로 변환하여 도출하였다. 샘플링 주파수(Sampling frequency)는 10 kHz이며, 주파수 해상도(Frequency resolution)는 1 Hz로 설정하였다. 본 커플링을 고려한 소음해석 모델로부터 도출된 전 음압 수준이 실험결과와 2 dB 이내로 잘 일치함에 따라 본 소음해석 모델에 대한 검증을 완료하였다.



(a)



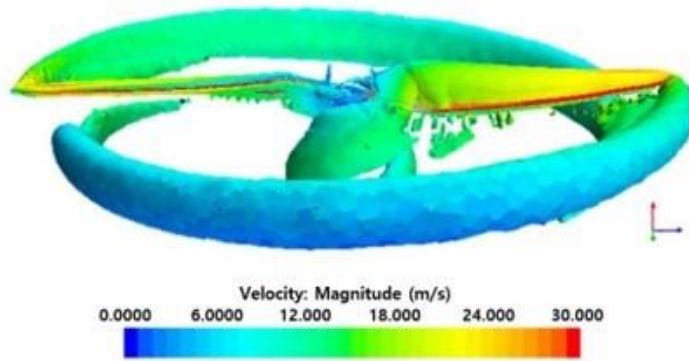
(b)

Figure 19 Sound pressure results of APC 12 x 4.5 MR(P) on uncoupled and coupled conditions with the experimental results (Tinney, 2018) at (a) 90 rps, and (b) 120 rps

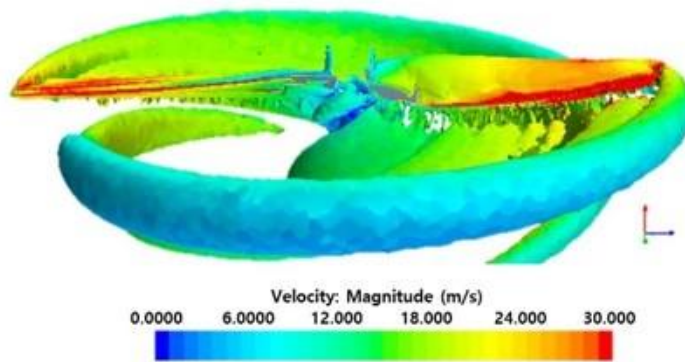
Table 4 Overall sound pressure level results at 105 rps on uncoupled and coupled conditions with the experimental result (Tinney, 2018).

	Exp. (Tinney, 2018)	Uncoupled	Coupled
Overall Sound Pressure Level (dB)	57.02	51.92	55.40

구조해석 모델의 커플링 고려 여부에 따른 소음해석 결과를 통하여 추가적인 커플링 영향을 분석하였다. 해석 대상물은 APC propellers에서 제작된 12×4.7 MR(P) 추진기이다. 검증된 모델들을 바탕으로 커플링에 의해 야기되는 변형이 추진기 소음에 미치는 영향을 분석하였다. Fig. 20은 120 rps에서 커플링 고려 유무에 따른 추진기 주변 유동에 대한 속도장을 나타낸다. 비연성 조건(Uncoupled condition)의 속도장 대비 연성 조건(Coupled condition)의 속도장이 전체적으로 증가하였다. Fig. 21은 커플링 고려 유무에 따른 날개 표면 위에서의 FW-H 소음원을 비교한 결과를 나타낸다. FW-H 소음원은 Eq. (2.2.1.1) 우변의 첫번째, 두번째 항으로 계산되었으며 소음원의 세기를 나타낸다. 커플링에 의한 추가적인 비틀림 변형이 야기됨에 따라 피치각이 증가하였고 결과적으로 더 높은 FW-H 소음원이 발생하였다. 본 결과로부터 커플링을 고려하지 않고 평가된 FW-H 소음원은 커플링을 고려하여 평가된 FW-H 소음원 대비 저평가됨을 확인하였다.



(a) Velocity fields on the uncoupled condition



(b) Velocity fields on the coupled condition

Figure 20 Velocity fields around APC 12 x 4.5 MR(P) on the uncoupled and coupled conditions at 120 rps.

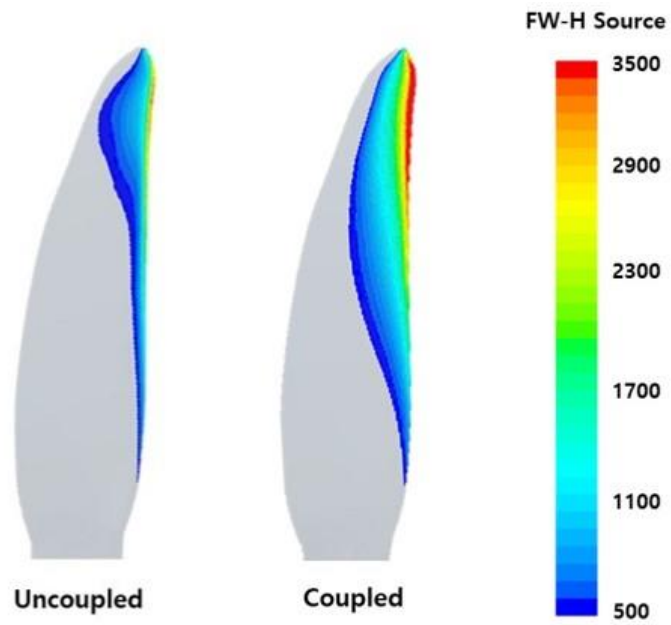


Figure 21 FW-H source strength(thickness and loading noise) on the uncoupled and coupled conditions at 120 rps.

저평가된 소음원은 요구되는 소음 규정 수준을 만족하는지 판단하는데 어려움을 줄 수 있다. Fig. 22는 Commission Delegated Regulation (EU) 2019/945(EU, 2019)에서 제시된 드론 소음 규정과 전 음압 수준 방향성을 비교한 결과를 나타낸다. 전 음압 수준 방향성 결과는 추진기 허브를 중심으로 반지름이 0.282 m 반원 상에 19개의 수음점을 위치시킨 후 해당 위치에 대한 소음해석을 수행함으로써 도출되었다. 각 수음점 사이의 방위각은 10도이다. Fig. 22(a)는 90 rps에서 커플링 고려 여부에 따른 방향성 결과를 나타낸다. 90 rps에서 커플링 고려 여부에 따른 두 결과가 소음 규정 수준을 만족하였다. Fig. 22(c)은 120 rps에서의 커플링 고려 유무에 따른 방향성 결과를 나타낸다. 120 rps에서 커플링을 고려한 방향성 결과가 대부분의 방향에서 소음 규정 수준을 만족하지 않았다. 커플링을 고려하지 않은 결과의 경우 추진기 전면 방향으로 소음 규정 수준을 만족하지 못 하였지만, 후면 방향으로 소음 규정 수준을 만족하였다. 결과적으로 120 rps에서의 커플링 고려 유무에 따른 두 방향성 결과는 모두 소음 규정 수준을 불만족하였다. Fig. 22(b)은 105 rps에서 커플링 고려 유무에 따른 방향성 결과를 나타낸다. 커플링을 고려한 결과의 경우 추진기 전면 방향에서 소음 규정 수준을 불만족하였지만, 커플링을 고려하지 않은 결과의 경우 해당 방향에서 거의 소음 규정 수준을 만족하였다. 105 rps에서의 커플링을 고려하지 않은 방향성 결과의 소음 규정 수준 만족은 커플링을 고려하지 않음에 따라 소음원의 크기를 저평가하였기 때문에 도출된 결과에 해당한다. 본 결과로부터 복합소재

추진기의 소음을 엄밀히 평가하기 위해서 반드시 커플링에 따른 소음 변화를 반드시 고려해야 함을 확인하였다.

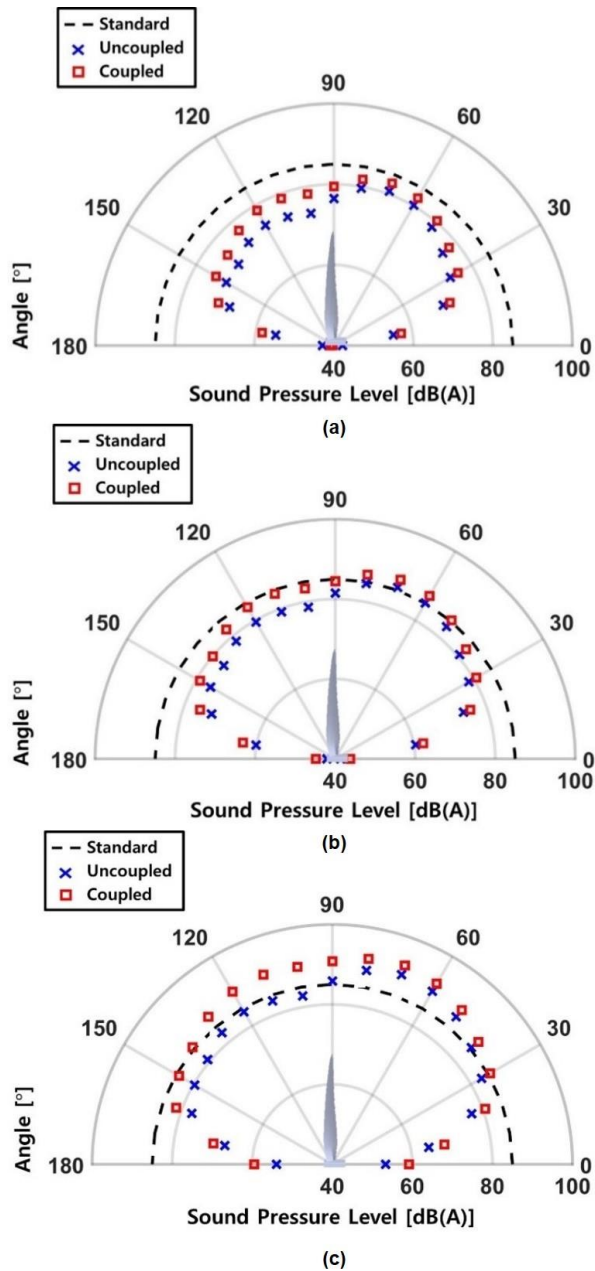


Figure 22 OASPL directivity results on uncoupled and coupled conditions with the noise standard (EU, 2019) at (a) 90 rps, (b) 105 rps, and (c) 120 rps

Fig. 23은 커플링 고려 여부에 따른 회전 속도에 대한 전 음압 수준을 나타낸다. 낮은 회전속도에서는 커플링 영향이 작기 때문에 커플링 고려 여부에 따른 전 음압 수준 차이가 작게 발생했다. 반면, 높은 회전속도에서는 커플링 영향이 증가함에 따라 커플링 고려 여부에 따른 전 음압 수준 차이가 증가하였다. 135 rps에서의 커플링 고려 여부에 따른 차이가 3 dB(A) 이상 발생하였다. Table 5는 회전속도에 따른 전 음압 수준의 전 방향 평균값과 소음 규정 수준의 차이를 나타낸다. 양의 차이는 소음 규정 수준을 만족함을 나타내고 음의 차이는 소음 규정 수준을 불만족함을 나타낸다. 105, 110 rps에서는 커플링 고려 유무에 따른 두 결과가 모두 소음 규정 수준을 만족하였다. 반면에, 115-120 rps에서는 커플링 고려 유무에 따라 소음 규정 수준 만족 결과가 다르게 도출되었다. 커플링을 고려할 경우 115, 120 rps에서 소음 규정을 불만족하였지만, 커플링을 고려하지 않을 경우 소음 규정을 만족하는 결과가 도출되었다. 본 결과의 차이는 커플링을 고려하지 않을 경우 소음이 저평가되는 것으로부터 야기된다. 결과적으로 회전하는 복합소재 추진기의 소음을 엄밀하게 평가하기 위해서는 커플링을 필수적으로 고려해야 함을 확인하였다.

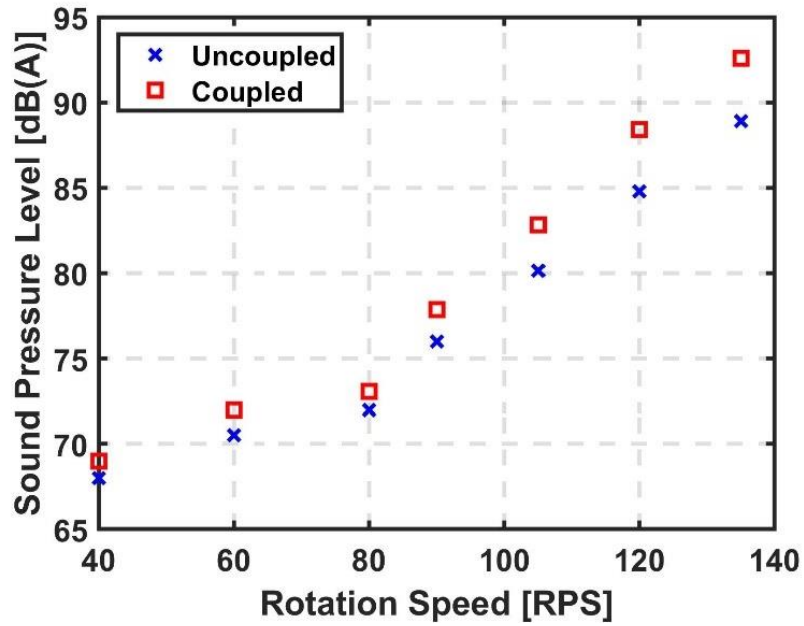


Figure 23 OASPL for rotation speeds on the uncoupled and coupled conditions.

Table 5 Difference between OASPL and noise regulation value (EU, 2019) for rotation speeds on uncoupled and coupled conditions.

RPS	Uncoupled (dB)	Coupled (dB)
105	4.85	2.17
110	3.21	0.60
115	1.81	-1.98
120	0.022	-3.42
125	-1.22	-4.73
130	-2.23	-5.90
135	-3.90	-7.58

2.2.2. Permeable FW-H 방정식

FW-H 방정식에서의 사극자 소음은 유동장 비정상 성분의 레이놀즈 응력을 포함한 Lighthill의 응력 텐서로부터 결정되는데 해당 사극자항을 계산하기 위해서는 해당 소음원에 대한 부피 적분이 불가피하며 소음원의 비선형성 등으로부터 야기된 복잡성으로 인해 계산을 수행하기 어렵다 (Farassat and Brentener, 1988). 이러한 사극자 소음의 계산 복잡성을 피하기 위하여 Di Francescantonio (1997)은 FW-H 방정식과 키르히호프(Kirchhoff) 방법의 이점을 결합하여 사극자 소음을 포함하여 소음을 예측할 수 있는 permeable FW-H 방정식을 제시하였다. Permeable FW-H 방정식은 FW-H 방정식의 물체 경계면 $f = 0$ 이 $T_{ij} \approx 0$ 을 만족하는 임의의 경계면 $f' = 0$ 으로 대체되고 $u_n = v_n$ 의 비투과성 경계 조건을 제거함으로써 유도되며 해당 식은 Eq. (2.2.2.1)-(2.2.2.2)와 같다.

$$\begin{aligned} & \left(\frac{\partial^2}{\partial t^2} - c^2 \frac{\partial^2}{\partial x_i^2} \right) \rho' \\ & = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_i} [L_i \delta(f) |\nabla f|] \quad (2.2.2.1) \\ & + \frac{\partial}{\partial t} [\rho_0 U_n \delta(f) |\nabla f|] \end{aligned}$$

$$U_i = u_i + [(\rho/\rho_0) - 1](u_i - v_i), \quad L_{ij} = P_{ij} + \rho u_i(u_j - v_j) \quad (2.2.2.2)$$

여기서 U_i 는 질량 플럭스 (Mass-like flux), L_{ij} 은 모멘텀 플럭스 (Momentum flux), u_j 는 유동 속도를 나타낸다. Eq. (2.2.2.1)은 그린 함수(Green function)와 지연 시간(Retarded time)을 활용하여 Eq. (2.2.2.3)의 적분식으로 표현 가능하다.

$$\begin{aligned} 4\pi p'_{permeable\ FW-H} &= \int_S \left[\frac{\dot{U}_n + \dot{U}_r}{r(1 - M_r)^2} \right]_{ret} dS(\eta) \\ &+ \int_S \left[\frac{\rho u_n \{r\dot{M} + c(M_r - M^2)\}}{r^2(1 - M_r)^3} \right]_{ret} dS(\eta) \\ &+ \int_S \left[\frac{\dot{L}_r}{cr(1 - M_r)^2} \right]_{ret} dS(\eta) \\ &+ \int_S \left[\frac{L_r - M_r}{r^2(1 - M_r)^3} \right]_{ret} dS(\eta) \\ &+ \int_S \left[\frac{L_r \{r\dot{M}_r + c(M_r - M^2)\}}{cr^2(1 - M_r)^3} \right]_{ret} dS(\eta) \end{aligned} \quad (2.2.2.3)$$

여기서 $r = |x - y|$ 는 수음점 위치 x 와 소음원 위치 y 간 거리를 나타낸다. M_r 은 방사 방향으로의 마하수(Mach number)이다. 균일류 조건에서의

복합소재 추진기의 경우 추진기 회전에 따른 유입류의 변화가 없기 때문에 변형 후 수렴된 형상에 대하여 FW-H 방정식을 적용한 계산이 가능하지만 비균일류 조건의 경우 복합소재 추진기의 변형이 유입류 변화에 따라 지속적으로 변화하기 때문에 permeable FW-H 방정식을 적용한 소음해석이 필요하다.

2.3. 복합소재 추진기 해석 모델

복합소재 추진기의 소음성능을 산출하기 위하여 앞선 모델들을 활용하여 본 추진기에 대한 유체-구조 연성 및 소음해석에 대한 해석모델을 Fig. 24와 같이 구성하였다. 유체-구조 연성과 다층 복합소재 구조물에 대한 구조해석은 기반 프로그램들을 활용하였다. 하지만 기반 프로그램의 경우 미소 변형률(Small strain), 미소 변위(Small displacement) 가정하에 구조해석이 수행됨에 따라 복합소재 추진기의 엄밀한 변형을 평가하기에는 정확도가 부족하다. 따라서, 본 해석의 정확도를 향상시키기 위해 기반 프로그램 위에 대변형 조건 아래에서 도출된 굽힘-비틀림 커플링 모델과 관성력 커플링 모델의 효과를 반영할 수 있는 비선형 구조해석 프로그램을 개발 및 적용하였다. 다층 복합소재 구조해석을 통해 도출된 변위를 비선형 구조해석 프로그램에 맵핑시키고 굽힘-비틀림 커플링 및 관성력 커플링 효과를 반영한 후 추가 반복 해석을 수행함으로써 기존 구조해석 변위 결과에 복합소재 유연 특성으로부터 기인되는 비선형 효과를 포함시킨다. 소음해석의 경우 비선형 변위가 반영된 변형 후 형상 주변의 유동장 정보를 활용하여 계산될 수 있도록 개발되었다. 종합적으로 기반 및 개발 프로그램으로 구성된 본 해석 모델을 통해 다층 복합소재 추진기의 대변형을 고려한 유체-구조 연성 및 소음해석을 수행할 수 있다.

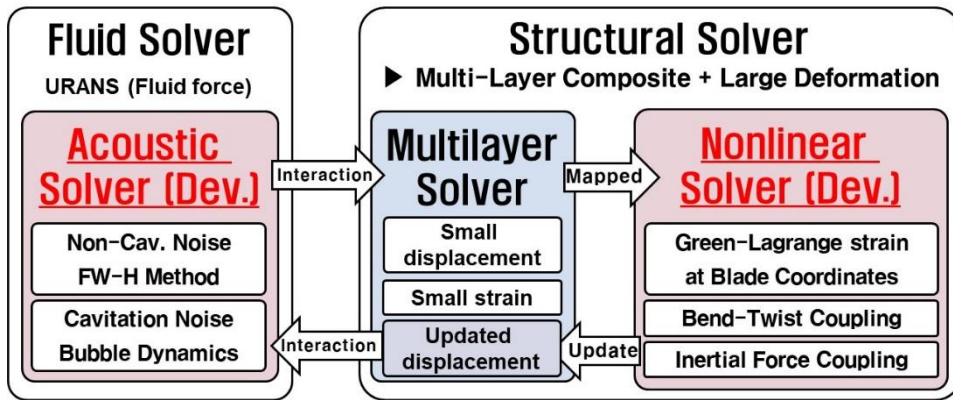


Figure 24 Composite propeller analysis model configuration with developed nonlinear and acoustic solvers considering multi-layer composite and large deformation.

3. 균일류 조건 복합소재 추진기 유체-구조 연성해석

3.1. 균일류 조건 복합소재 추진기 해석기법

추진기 소음에 대한 주요 연구들은 강체 추진기에 초점을 맞추어 활발히 이루어져 왔다. Seol et al. (2002)는 비공동 조건(Non-cavitating condition)에서 산란 효과(Scattering effect)를 고려한 원거리장(Far-field)에서의 단일 및 덕트 추진기에 대한 소음 예측을 위한 기법을 정립하였다. 일부 연구에서는 외부 음장과 동체 사이의 상호작용을 고려하기 위하여 FW-H 방정식을 활용하였다(Wang and Zhou, 1998; Gennaretti et al., 2006; Testa et al., 2007; Lee et al., 2012). Kim et al. (2012)는 추진기 위의 얇은 층 공동현상(Sheet cavitation)의 음향 효과를 포함한 FW-H 방정식을 기반으로 선체 변동 압력에 대한 시간 영역에서의 예측 기법을 개발하였다. Ianniello et al. (2013, 2014)는 균일류 및 비균일류 조건하의 수중 추진기에 대하여 FW-H와 permeable FW-H 방정식을 적용하였으며 두께 소음, 하중 소음, 비선형 소음에 대한 기여도를 분석하였다. 수중 환경에서 발생하는 공동 현상을 고려하기 위한 변형된 FW-H 방정식에 대한 연구도 활발히 수행되어왔다 (Seol et al., 2005; Salvatore et al., 2006; Testa, 2008; Salvatore et al., 2009; Testa et al., 2018). 일반 강체 추진기의 경우 구조물 형상이 변형되지 않기 때문에 고정된 추진기 경계의 회전과 유입류만을 고려하여 소음해석이 가능하다. 회전하는 복합소재 추진기의 경우 Fig. 25와 같이 주변 유체력에 의해

형상이 변화함에 따라 해당 특성이 변화하기 때문에 강제 추진기에서 활용되었던 고정된 경계면 위에서의 정보만을 사용하여 소음해석을 수행하는 것은 불가능하다. 복합소재 추진기에 대한 소음해석을 수행하기 위해서는 유체력에 의해 변형된 형상과 변형된 형상 주변의 유동장 정보를 획득해야 한다. 균일류 조건에서 복합소재 추진기의 변형된 형상은 유체력과 변형 사이의 평형 조건이 만족할 때 최종적으로 수렴되어 도출된다. 수렴된 변형 형상 위의 법선 벡터, 압력 및 속도장을 활용하여 소음해석을 수행할 수 있다. 추진기가 회전하는 동안에 일련의 과정을 반복적으로 수행함으로써 소음해석을 수행하기 위한 데이터들을 획득하고 획득한 데이터를 FW-H 방정식 및 버블 다이내믹스(Bubble dynamics)에 입력함으로써 비공동 및 공동 조건에서의 소음해석이 가능하다. 본 일련의 과정을 통하여 추진기 주변 유체력에 의한 변형과 해당 변형으로부터 변화된 소음 특성 간의 관계를 규명할 수 있다.

본 소음해석 방법을 활용하여 균일류 조건에서의 복합소재 추진기 소음해석기법을 Fig. 26과 같이 정립하였다. 본 추진기에 대한 소음해석기법은 비공동 소음인 날개주파수 소음과 공동소음인 날개 끝 공동 광대역소음에 초점에 맞추어 정립되었다. 와류 박리 현상에 의해 야기되는 소음은 본 소음 대비 기여도가 작고 고주파수에서 형성되기 때문에 무시하였다. 따라서, 유체력에 의한 변형이 수렴된 상태의 경계면을 도출하고 해당 경계면 위의 데이터들을 활용하여 날개주파수 소음해석이 가능하다. 공동소음의 경우 수렴된 경계면으로부터 형성된 주변 유동장 데이터를 활용하여 해석이 가능하다. 본 소음해석기법은

유체-구조 연성해석을 통하여 수렴한 추진기 변형 형상을 도출하고 도출된 변형 형상과 주변의 법선 벡터, 압력 및 속도장 정보의 저장된 데이터를 활용하여 소음해석을 수행하는 후처리 계산(Post-processing)의 형태로 구성하였다. 본 소음해석기법을 활용한 소음해석 절차는 Fig. 26과 같다. 복합소재 추진기의 초기 형상을 기준으로 유체-구조 연성해석을 수행함으로써 다음 시간 스텝의 변형된 형상을 도출한다. 다음 스텝의 변형된 형상은 이전 시간 스텝에서의 5회의 반복(Iteration) 해석을 통해 수렴된 유체-구조 연성해석 결과로부터 도출된다. 변형된 형상의 경계 변화가 10^{-4} 보다 작아질 때까지 유체-구조 연성해석을 반복 수행 수행함으로써 유체력과 날개 변형 간 평형 상태의 최종 수렴된 변형 형상 경계를 도출한다. 수렴된 경계로부터 법선벡터를 도출하고 음압을 계산하기 위한 주변 유동장의 압력 및 속도장을 추출한다. 도출된 날개 표면과 주변의 법선벡터, 압력 및 속도장을 Eq. (2.2.1.2-3)의 FW-H 방정식 및 버블 다이내믹스에 입력함으로써 설정한 수음점 위에서의 음압값을 도출한다. 도출된 음압값으로부터 복합소재 추진기의 변형과 음압값 사이의 관계에 대한 분석이 가능하다.

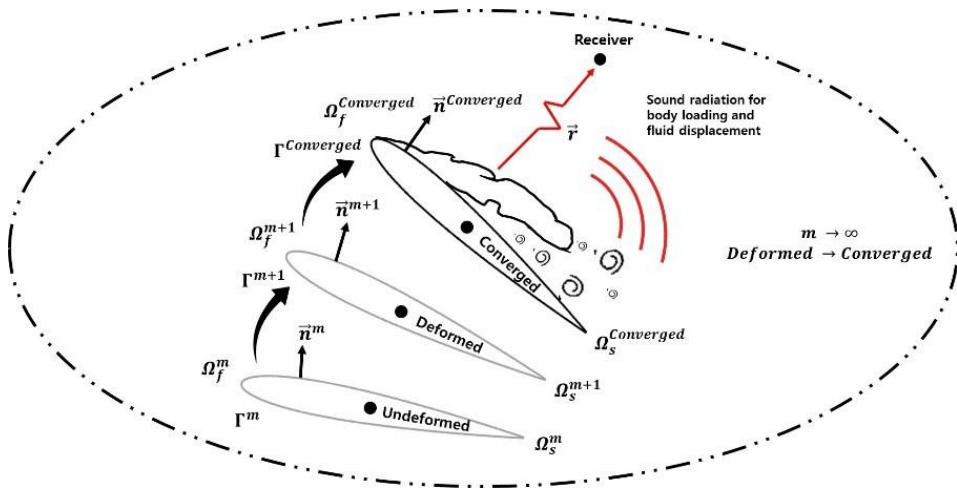


Figure 25 Concept of acoustic analysis for rotating composite propellers including deformation in uniform-flow.

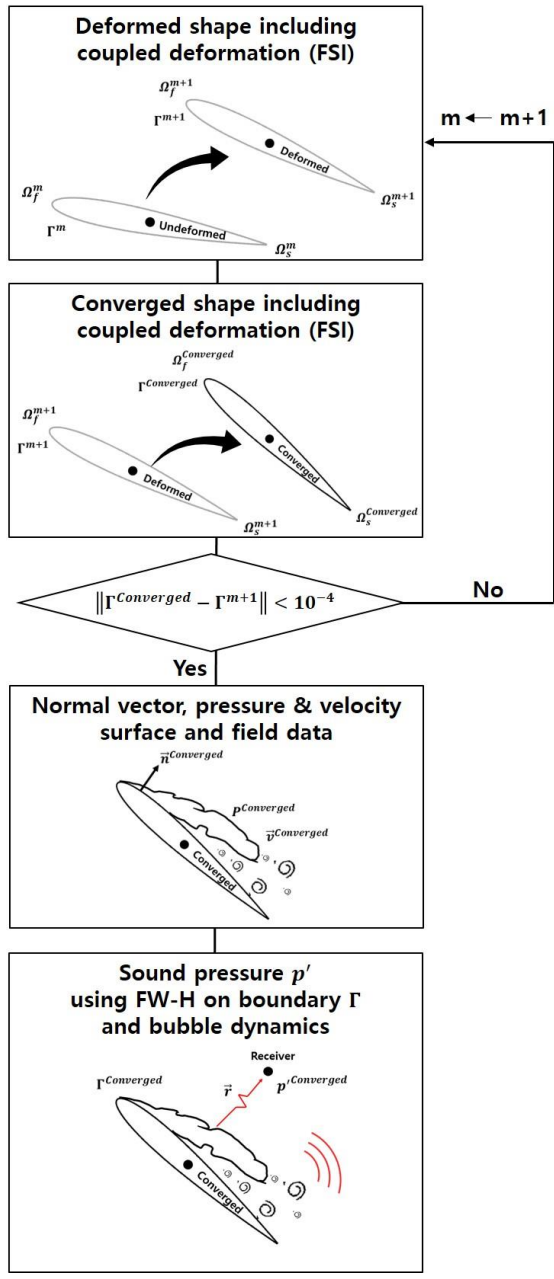


Figure 26 Acoustic analysis procedure including fluid-structure interaction analysis under uniform-flow condition.

3.2. 균일류 조건 유체-구조 연성해석

본 절에서는 변형 특성을 고려한 소음해석을 수행하기 위하여 앞서 검증된 유체-구조 연성해석 모델을 이용하여 균일류 조건에서의 대상 복합소재 추진기에 대한 유체-구조 연성해석을 수행함으로써 날개 주변의 유동장과 주변 유체력에 의한 변형을 도출하고 실험결과와 비교분석한다. 복합소재 추진기는 낮은 밀도와 강성으로 인해 유체력에 의한 변형이 발생하고 해당 변형을 통해 추진성능을 포함한 유체동역학적 특성과 소음특성이 변화한다. 따라서 복합소재 추진기의 엄밀한 소음성능 평가를 위해서는 유체력에 의한 변형을 필수적으로 고려해야 한다.

본 연구에서는 유체력에 의한 복합소재 추진기 변형과 변형에 의한 소음 특성 변화를 분석하기 위하여 P5479 추진기를 대상으로 선정하였다. P5479 추진기는 탄소섬유강화플라스틱으로 제작된 카플란 타입(Kaplan-type) 추진기이며 6개의 날개수를 가진다. 해당 추진기의 직경(D)는 0.6096 m이고 허브 직경 비는 0.2D이다. 해당 추진기는 소음저감을 위해 피치가 감소하는 방향으로 변형이 발생하도록 설계되었다. 자세한 P5479 추진기에 대한 형상정보와 유체-구조 연성해석 결과 검증을 위한 실험결과들은 Young (2008)에서 제공된다. Table 6은 해당 P5479 추진기 형상에 대한 오프셋 정보를 나타내며 해당 오프셋 정보를 토대로 제작된 형상은 Fig. 27과 같다.

본 대상에 대한 해석을 수행하기 위한 해석 도메인은 본 대상에 대한 실험이 수행되었던 환경인 Naval Surface Warfare Center, Carderok Division (NSWCCD)의 36-inch 캐비테이션 터널의 시험 영역과 동일한 크기의 실린더 타입으로 Fig. 28과 같이 설정하였다. 도메인 외벽은 점착 조건(No slip condition)을 설정하였으며 추진기 회전영역은 슬라이딩 격자 기법을 적용하였다. 유체-구조 연성해석을 위한 유동 격자와 구조 격자를 Fig. 29와 같이 각각 생성하였으며 유체-구조 경계면에서의 수치적 오차를 최소화하기 위하여 구조 격자의 노드와 유동 격자의 노드를 최대한 일치하는 방향으로 총 4.5백만개의 격자들을 생성하였다. 본 추진기 회전속도는 909 rpm이며 전진비 0.5부터 0.9까지 범위 안에서 실험 및 해석이 수행되었다. 본 유체-구조 연성해석에 사용된 시간 스텝은 0.0001 s이다. Table 7은 자세한 본 대상물에 대한 유체-구조 연성해석 조건을 나타낸다.

Table 6 P5479 propeller offset information (Young, 2008).

r/R	P/D	RK/D	SK	C/D	f_0/C	τ_0/D
0.2	44.831	0.0001	-0.0486	0.1257	0.0005	0.0423
0.24	45.0731	0.0049	-2.8152	0.1313	0	0.0321
0.28	45.0148	0.01	-4.954	0.1362	0.0183	0.0295
0.32	43.9097	0.015	-6.4305	0.1405	0.0313	0.0282
0.36	42.0917	0.0197	-7.3247	0.1441	0.0371	0.0268
0.4	40.1489	0.0243	-7.7774	0.147	0.0396	0.0254
0.44	38.2385	0.0288	-7.8776	0.1491	0.0407	0.0239
0.48	36.2507	0.0333	-7.6902	0.1506	0.041	0.0224
0.52	34.2324	0.0378	-7.2412	0.1512	0.0404	0.0209
0.56	32.2622	0.0422	-6.5593	0.151	0.0391	0.0194
0.6	30.3752	0.0466	-5.6656	0.15	0.0373	0.018
0.64	28.5523	0.0509	-4.5869	0.1481	0.0353	0.0167
0.68	26.7838	0.0553	-3.3442	0.1453	0.0334	0.0154
0.72	25.0692	0.0596	-1.9507	0.1416	0.0312	0.0142
0.76	23.3993	0.0639	-0.4176	0.1369	0.029	0.0132
0.8	21.7509	0.0682	1.2431	0.1312	0.0266	0.0121
0.84	20.1032	0.0725	3.0241	0.1244	0.0241	0.0112
0.88	18.4243	0.0767	4.9186	0.1164	0.0211	0.0103
0.92	16.6946	0.0806	6.921	0.1073	0.0175	0.0095
0.96	14.9333	0.0844	9.019	0.0971	0.013	0.0086
1	13.0273	0.0875	11.3859	0.0714	0.007	0.0063

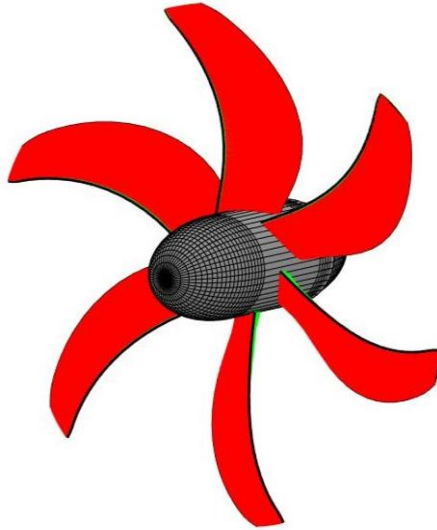


Figure 27 P5479 propeller geometry (Young, 2008).

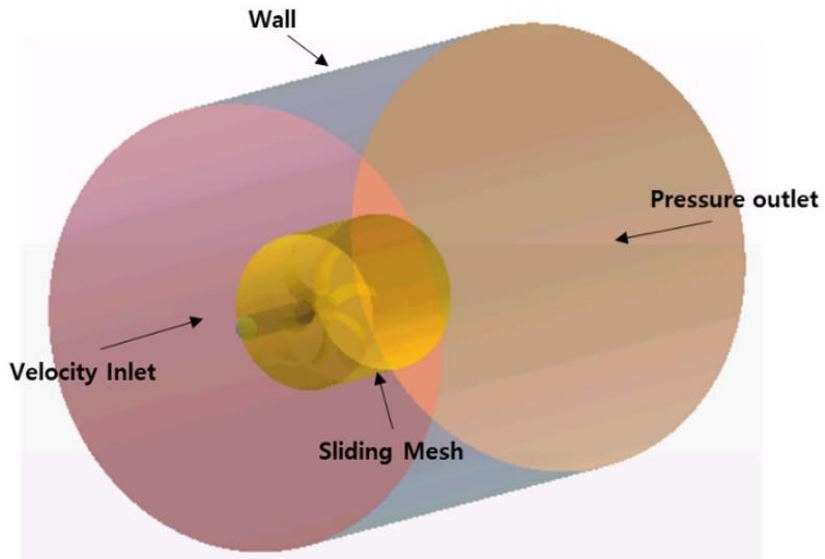


Figure 28 FSI analysis domain of P5479 propeller with boundary conditions.



(a)



(b)

Figure 29 FSI analysis grid of P5479 propeller: (a) fluid grid, and (b) structure grid

Table 7 Numerical settings for FSI simulation in uniform flow.

Numerical settings for FSI simulation	
Turbulence model	RANS, k-w SST with all y^+ wall treatment
Scheme	SIMPLE velocity pressure coupling
Coupled flow	Implicit second-order
Time derivative	Implicit unsteady, temporal discretization first-order
Gradients	Hybrid Gauss-LSQ w Venka, limiter
Material model	Orthotropic linear elasticity
Coupling method	Implicit strong coupling with mesh morphing

복합소재 추진기에 대한 엄밀한 소음해석을 수행하기 위해서는 날개 주변의 정확한 유동장 정보가 필요하기 때문에 날개 주변의 유동장 정보를 대변할 수 있는 대상 추진기에 대한 추진계수를 도출하고 실험결과와 비교검증하였다. 대상 추진기의 추진계수는 회전속도 909 rpm 조건에서 본 해석 모델을 활용하여 도출되었으며 비교 실험결과는 NSWCCD의 계측결과를 활용하였다. Fig. 30은 추진계수에 대한 본 해석결과와 실험결과를 비교한 결과를 나타낸다. 전진비(Advance ratio)는 전진속도 V_A 와 회전수 n 과 직경 D 의 곱의 비로 정의된다. 각 전진비에 대하여 추력계수, 토크계수, 효율에 대한 해석결과가 실험결과와 오차율 약 1.5% 내로 일치하였다. 오차율은 평균 제곱 오차와 평균값과의 차이로 도출되었다. 전진비가 증가함에 따라 감소함에 따라 실험결과와 해석결과 사이의 차이가 근소하게 증가하였으나 해당 차이가 작고 본 대상 추진기의 설계 조건(Design condition)이 전진비 0.66이므로 본 해석결과에 대한 타당성을 확인하였다. 결과적으로 본 해석 모델을 통하여 높은 정확도로 대상 추진기에 대한 추진계수가 도출됨에 따라 날개 주변의 정확한 유동장 정보 도출이 가능하며 본 유동장 정보를 통한 엄밀한 소음해석이 가능하다.

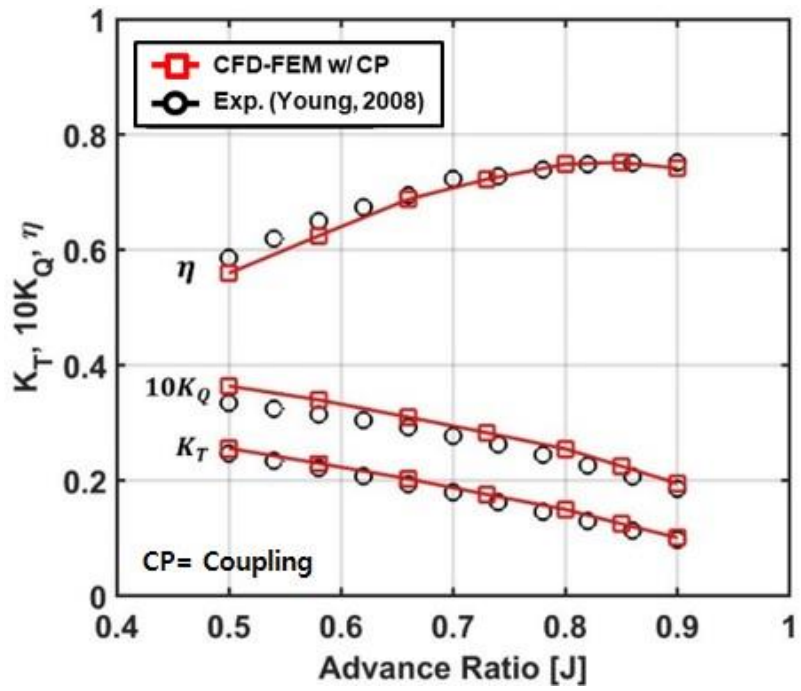


Figure 30 P5479 propeller propulsion coefficient results from advance ratio $J = 0.5$ to 0.9 .

수중 환경에서 회전하는 복합소재 추진기는 병진방향 및 회전방향 변위 간 커플링에 의한 추가적인 변형이 발생한다. 동일한 압력조건에서 복합소재 추진기의 유연특성으로부터 방향별 변형의 커플링이 발생하고 해당 커플링의 상호 영향으로부터 기존 변형 대비 추가적인 변형이 발생한다. 해당 커플링은 본 복합소재 추진기의 전체적인 거동과 변형 형상을 결정한다. 해당 커플링의 영향을 분석하기 위하여 본 대상 추진기에 대하여 커플링 고려 유무에 따른 모드해석을 수행하였다. Fig. 31은 각 모드별 주파수 결과를 나타내며 각 모드는 접수 조건(wet condition) 하에서 도출되었다. 비연성 모드(Uncoupled mode)는 Eq. (2.1.2.31)과 (2.1.2.32)의 커플링을 고려하지 않은 조건 하에 도출되었으며 연성 모드(Coupled mode)는 Eq. (2.1.2.31)과 (2.1.2.32)의 커플링을 고려한 조건에서 도출되었다. 동일한 물성치와 형상을 가진 추진기에 대하여 해석을 수행하였음에도 커플링 고려 유무에 따라 모드 특성이 다르게 나타나는 것을 확인하였다. 커플링 고려 유무에 따라 동일한 주파수 범위 안에서 형성된 모드 수가 변화하였으며 커플링을 고려했을 때 추가적인 모드가 형성되었다. 추가적으로 형성된 모드들은 비연성 모드 사이 주파수에서 발생하였다. Fig. 32는 형성된 비연성 및 연성 모드의 형상을 나타낸다. 연성모드의 경우 비연성 모드와 다르게 병진방향 변형과 회전방향 변형이 연성됨에 따라 다중 방향으로 변형된 형상이 도출되었다. 더불어, 연성 모드의 형상에서 비연성 모드 형상 대비 뚜렷한 피치 방향으로의 변형이 확인되었다. 피치 방향으로의 변형은 추진기에 작용하는 하중에 지배적인 영향을 미치기 때문에 저소음 복합소재 추진기를 설계하는데 필수적으로

고려해야 하는 요소에 해당한다. Fig. 33은 각 모드 형상 별 피치 변형을 나타낸다. 주파수 범위에 따라 크게 세 구역으로 구분하였으며 각 구역에서 연성 모드에 대한 피치 변형이 비연성 모드에 대한 피치 변형 대비 더 크게 발생하였다. 본 결과로부터 연성 모드에 의한 변형이 피치 변형에 지배적인 영향을 미침을 확인하였다. Fig. 34는 전진비 0.66과 회전수 909 rpm 조건에서의 변형 전후 형상 비교를 나타낸다.

커플링에 의한 날개 변형에 대한 정량적 검증을 수행하기 위하여 대상 추진기에 대한 날개 끝 변형을 도출하고 해당 변수에 대한 실험결과와 비교하였다. Fig. 35는 레이크 및 피치 방향으로의 변형에 대한 해석결과와 실험결과 비교를 나타낸다. 전진비가 증가함에 따라 유입류의 받음각이 작아지고 이에 따른 추진기에 작용하는 추력의 크기가 작아짐에 따라 레이크 및 피치 방향으로의 변형이 작아졌다. 레이크 및 피치 변형에 대한 해석결과가 실험결과와 오차율 약 9% 이내로 경향과 크기가 일치하였다. 본 결과는 커플링을 포함한 본 해석 모델을 활용하여 회전하는 복합소재 추진기에 대한 변형량을 높은 정확도로 도출할 수 있음을 나타낸다. 결과적으로 본 해석 모델을 통하여 높은 정확도로 날개 주변의 유동장 정보와 날개의 변형 정도를 도출할 수 있음에 따라 회전하는 복합소재 추진기에 대한 엄밀한 소음해석이 가능하다.

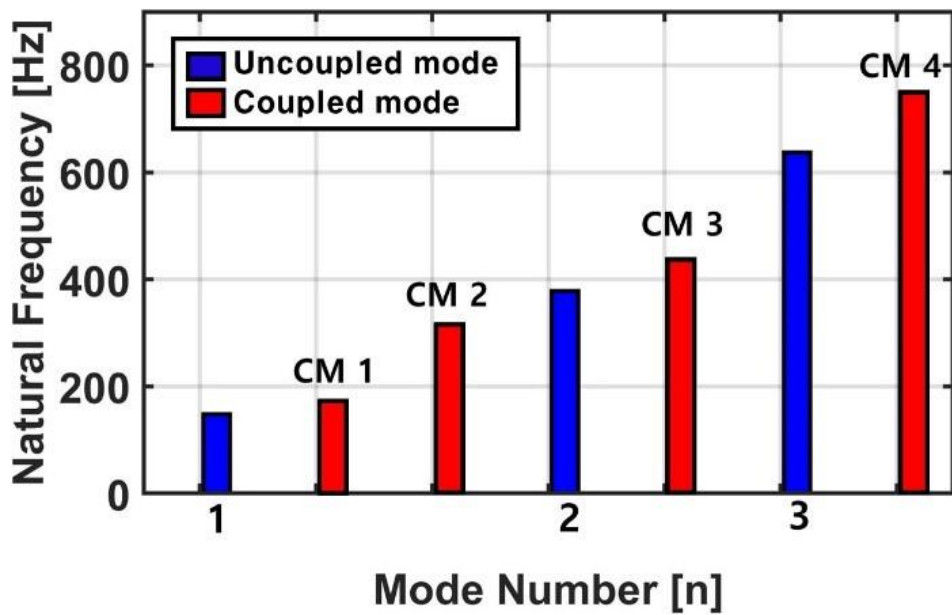


Figure 31 Uncoupled and coupled mode frequencies for P5479 propeller.

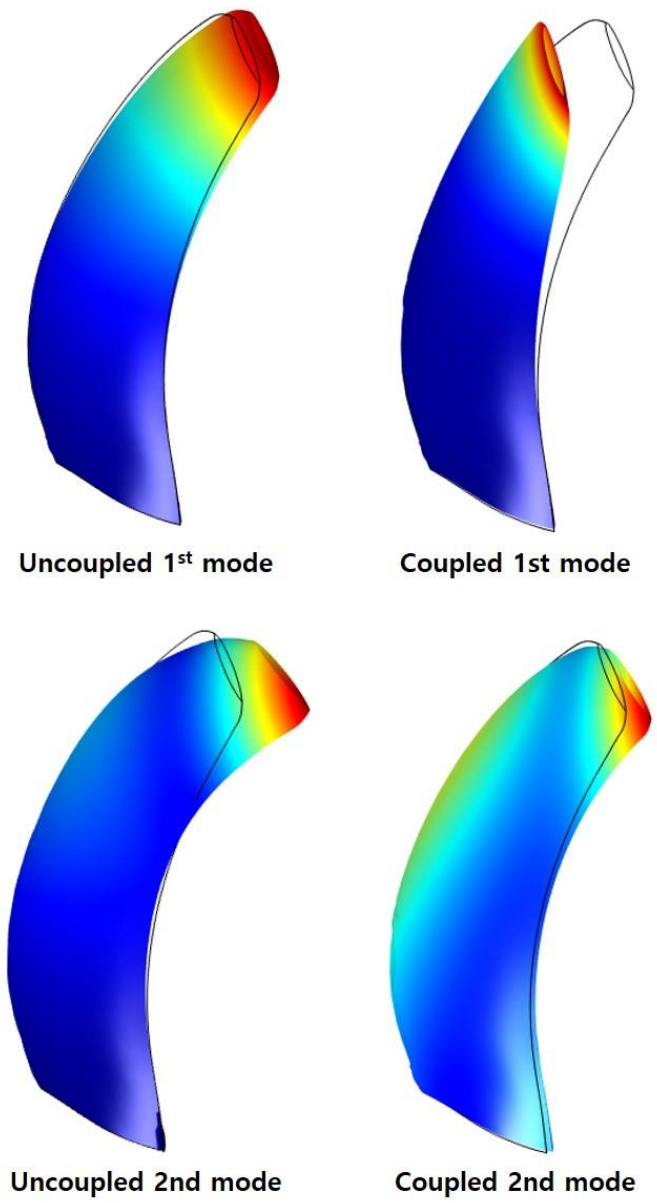


Figure 32 1st and 2nd mode shapes for uncoupled and coupled modes of P5479 propeller.

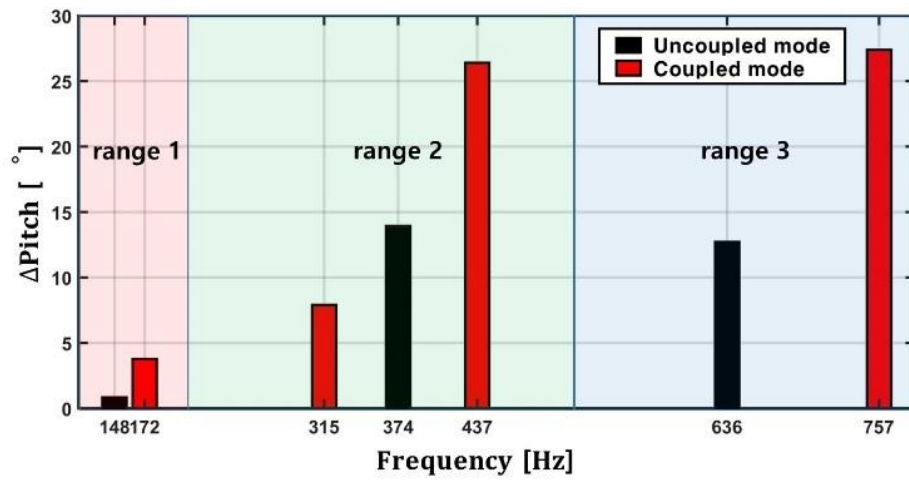


Figure 33 Pitch deformation of uncoupled and coupled modes for frequency ranges.

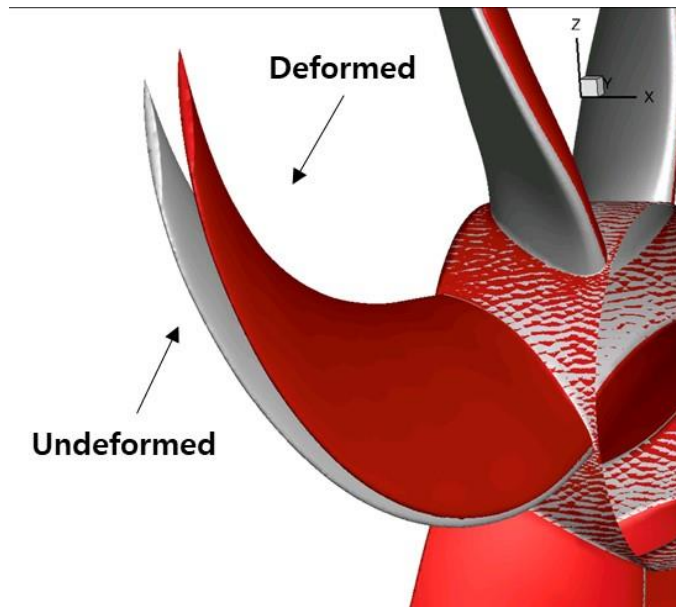


Figure 34 Deformed shape of P5479 propeller with undeformed shape.

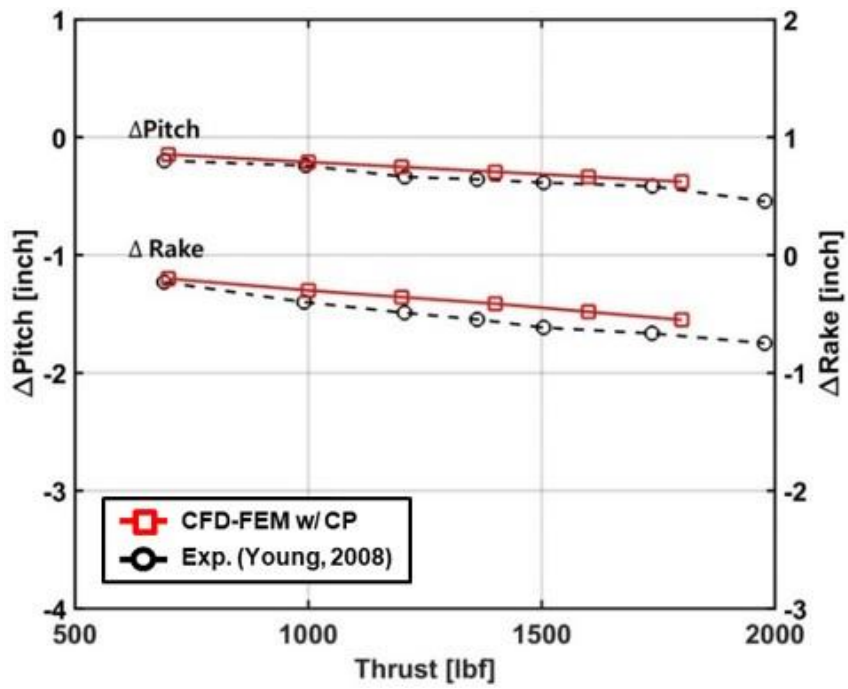


Figure 35 Pitch-and-rake deformation results of P5479 propeller for thrust with the experimental results (Young, 2008).

3.3. 균일류 조건 소음해석

본 대상 추진기에 대한 소음해석을 수행하기에 앞서 수중환경에서의 본 소음해석 모델의 추가적인 검증을 위하여 단순 강제 추진기 모델에 대한 소음해석을 수행하고 해당 대상물에 대한 실험결과와 비교검증을 수행하였다(Ebrahimi et al., 2019). 수중에서의 복합소재 추진기에 대한 소음실험 결과가 부재함에 따라 본 대상물에 대하여 소음해석 검증을 수행하였다. 본 소음해석 검증의 대상물은 DTMB4119 추진기이며, 본 추진기의 직경(D)은 0.2 m이며 허브-직경 비는 0.2D이다. 공기중 유체-구조 연성 및 소음해석 검증과 동일하게 슬라이딩 격자 기법이 추진기 회전 영역에 적용되었다. 소음해석에 활용된 격자는 Fig. 36과 같으며 총 격자수는 약 1.3백만개이다. 본 추진기의 전진비는 0.833이고 회전속도는 792 rpm 이다. 소음해석은 수렴한 날개 표면 위의 법선 벡터, 압력장, 속도장 데이터를 FW-H 방정식에 입력함으로써 수행되었다. Fig. 37은 대상 추진기에 대한 압력장 및 속도장 데이터를 나타낸다. 소음해석 결과는 음압수준(Sound pressure level, SPL)의 형태로 도출되었으며, 수중환경에서의 기준 음압 1×10^{-6} 을 활용하였다. 수음점은 추진기 축으로부터 0.55 m 떨어지고 해당 지점으로부터 연직방향으로 0.225 m 떨어진 지점에 위치시켰다. Fig. 38은 본 소음해석 모델로부터 도출된 해석결과와 실험결과를 비교한 결과를 나타낸다. 추진기 경계면 위 비정상 성분에

의한 지터링이 발생하였지만 전체 소음에 미치는 영향이 작았으며 전체 소음 관점 약 2.4 dB 오차 이내로 해석결과와 실험결과가 일치하였다.

복합소재 추진기 변형에 의해 변화하는 소음특성을 분석하기 위해서는 피치 변형에 의한 소음 변화 정도를 높은 정확도로 도출해야 한다. 따라서, 본 해석 모델을 활용하여 피치 변형에 의한 소음 변화 정도를 도출하고 실험결과 비교함으로써 본 해석 모델에 대한 추가적인 검증이 수행하였다. 대상 추진기의 피치 변형에 의한 소음 변화에 대한 실험결과가 부재하기 때문에 날개의 받음각 변화에 따른 소음 변화에 대한 실험결과를 활용하였다(Krejsa, 1990). 본 대상 추진기의 수렴 상태의 변형 후 형상에 대한 법선 벡터, 압력 및 속도장을 활용하여 소음해석을 수행하였다. Fig. 39는 소음해석에 활용된 날개 흡입면 위의 압력장과 변형을 나타낸다. 수음점은 수중방사소음 측정 기준을 따라 추진기 축으로부터 연직방향으로 1 yard만큼 떨어진 지점에 위치시켰다(Urick, 1975). 동일한 대상에 대한 해석 및 실험결과 비교가 불가하므로 해석과 실험결과에 대하여 무차원 소음수준(Non-dimensional noise level)을 도출한 후 비교를 수행하였다. 무차원 소음수준은 $L_p^* = 20\log(p/0.5\rho U^2)$ 으로 표현되며 음압을 압력계수의 분모항으로 무차원한 형태를 가진다(Carlton, 2018). 여기서, p 는 FW-H 방정식으로부터 도출된 음압값을 나타내며 ρ 와 U 는 각각 청수 밀도와 추진기의 회전속도를 나타낸다. Fig. 40은 피치 변형에 따른 무차원 소음수준에 대한 해석 및 실험결과 비교를 나타낸다. 본 결과를 통해 피치 변형에 의해 받음각이 감소하고 날개 부하가 감소함에 따라 소음이 감소하는 것을 확인할 수 있다. 피치 변형이 약 1도

감소했을 때 무차원 소음수준이 약 2 dB 정도 감소하였다. 도출된 무차원 소음수준 결과가 실험결과의 경향과 유사함에 따라 본 해석 모델을 통한 변형에 따른 소음 변화 정도 도출에 대한 검증을 완료하였다.

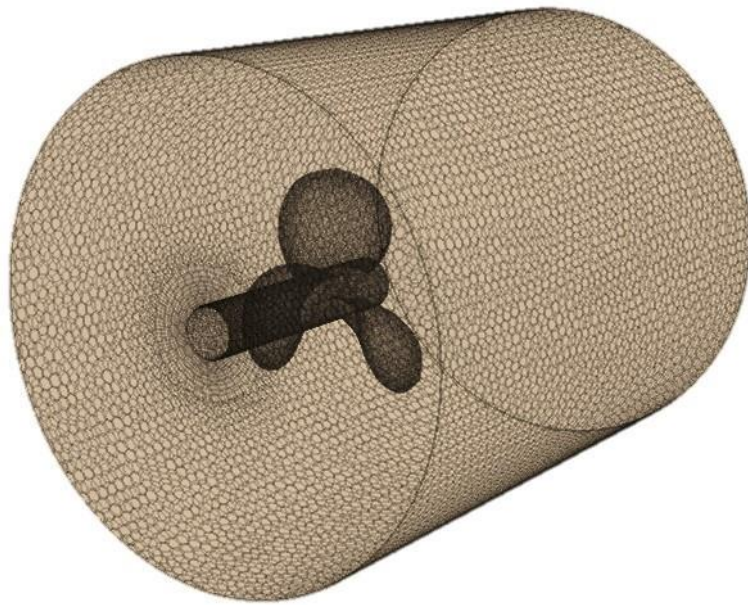


Figure 36 CFD analysis grid of DTMB4119 propeller.

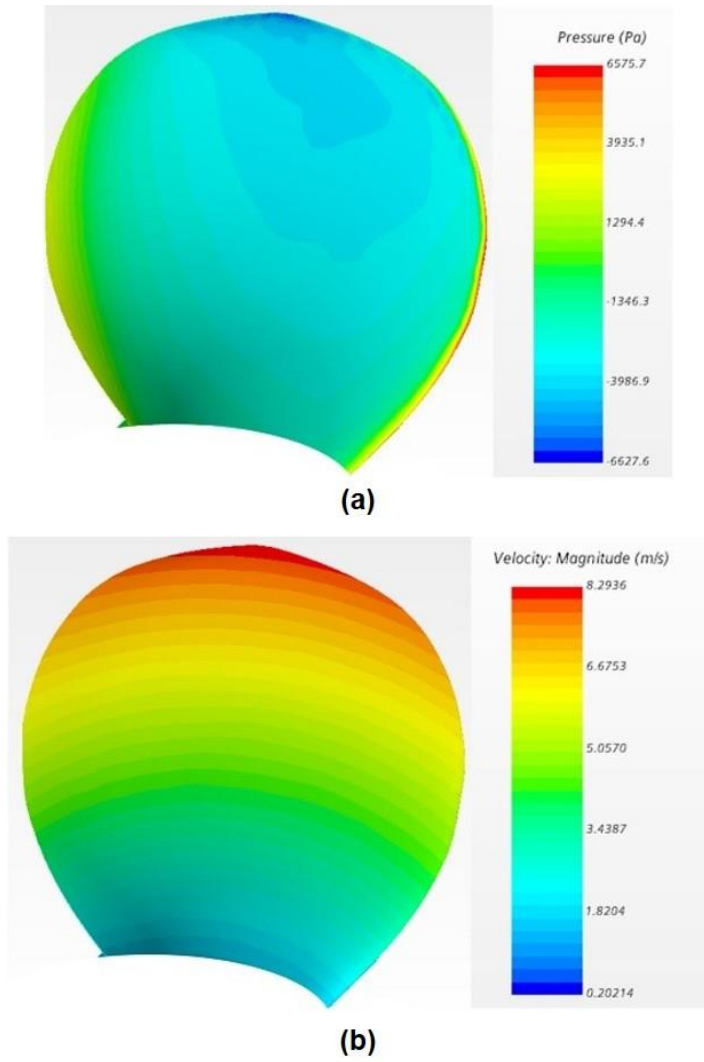


Figure 37 Converged data of DTMB4119 propeller at $J=0.833$: (a) pressure, (b) velocity.

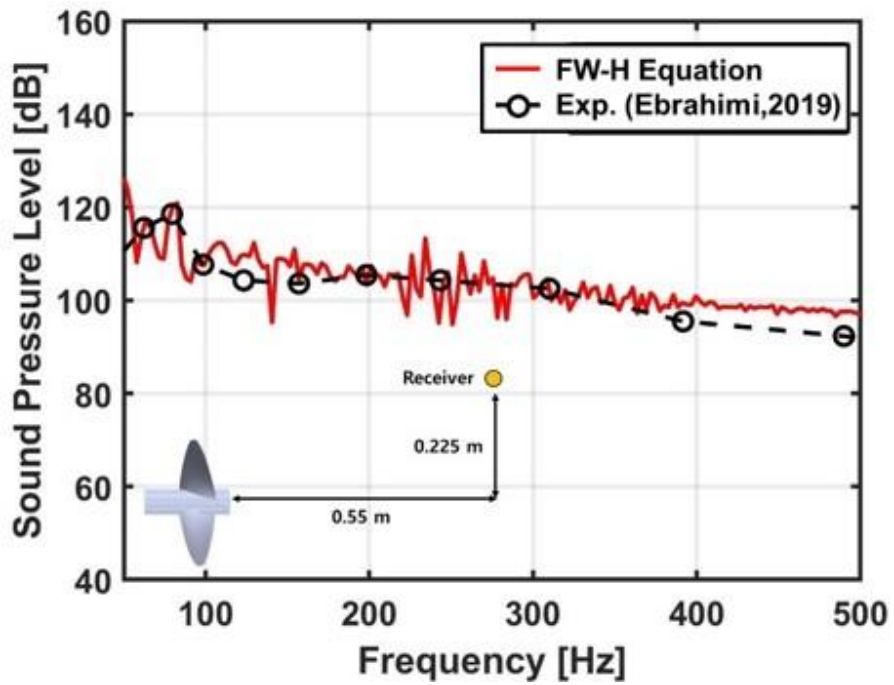


Figure 38 Sound pressure level of DTMB4119 propeller with the experimental result (Ebrahimi, 2019) for advanced velocity $J=0.833$.

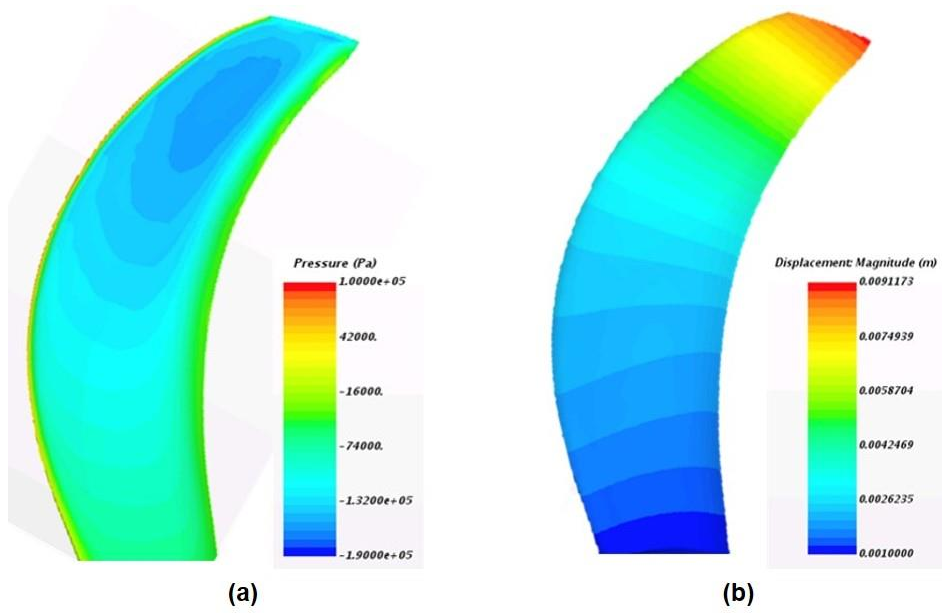


Figure 39 Converged data of P5479 propeller at $J=0.66$: (a) pressure, (b) displacement

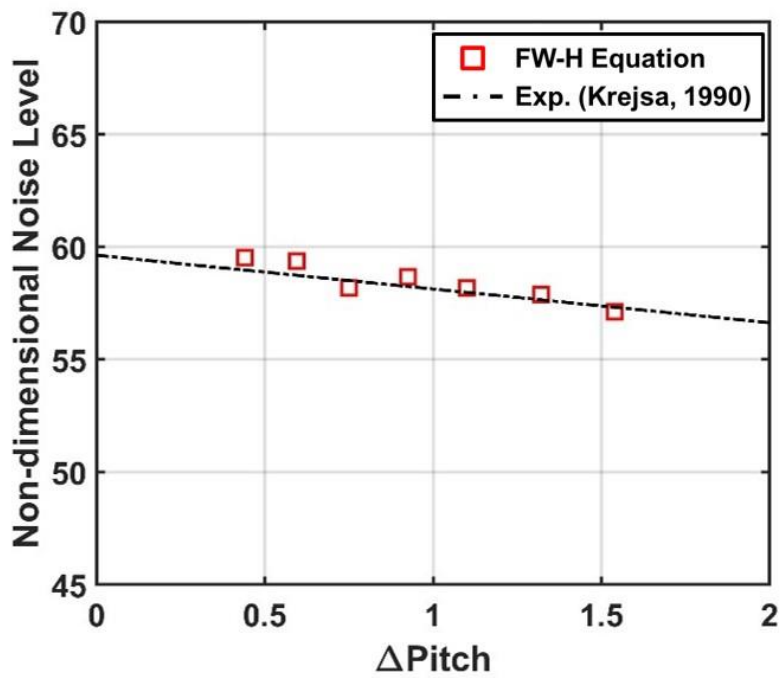


Figure 40 Non-dimensional noise level results of P5479 propeller for pitch deformation at tip with the experimental result (Krejsa, 1990).

검증된 소음해석 모델을 기반으로 다양한 회전속도에서의 복합소재 추진기에 대한 비공동 조건 소음해석을 수행하고 소음특성을 분석하였다. 모든 소음해석 결과는 추진기 축으로부터 연직방향으로 1 yard만큼 떨어진 지점의 수음점에서 음압 형태로 도출되었다. Fig. 41은 전진비 0.66에서 회전속도 26, 28, 30 rps에 대한 주파수 도메인에서의 소음해석 결과를 나타낸다. 회전속도가 증가함에 따라 날개주파수 성분에 해당하는 피크 주파수 성분이 높아지고 해당 음압의 크기가 증가하였다. Table 8은 유속에 따른 1, 2, 3차 날개주파수에 대한 소음해석 결과를 나타낸다. 유속별 날개주파수 차수가 증가함에 따라 소음이 감소하고 유속이 증가함에 따라 전체적인 소음이 증가하는 경향을 확인하였다.

복합소재 추진기의 변형에 의한 소음특성 변화를 분석하기 위하여 동일한 형상을 가진 강체 및 복합소재 추진기를 대상으로 다양한 유속 조건에서의 소음값을 도출하고 비교분석하였다. 먼저, 각 추진기 주변에 형성되는 소음원의 크기를 도출하고 비교하였다. Fig. 42는 유속이 12 m/s이고 회전속도가 30 rps인 조건에서 도출된 강체 및 복합소재 추진기에 대한 주변 소음원 결과를 나타낸다. 회전하는 추진기 날개 주변 소음원의 세기는 추진기 주변 유동장의 압력과 속도장에 의해 결정되기 때문에 해당 변수를 대변할 수 있는 와도(Vorticity)와 유동운동에너지(Flow kinetic energy)의 성분 비교를 통해 강체 및 복합소재 추진기의 소음원 세기를 비교하였다. 복합소재 추진기의 와도 및 유동운동에너지의 크기가 강체 추진기 대비 작았으며 이는 복합소재 추진기 주변 소음원의 세기가 강체 추진기 소음원의 세기보다 작음을 의미한다. 본 결과는 유동장 내에서

복합소재 추진기의 변형이 피치각이 감소하는 방향으로 발생하고 이에 의해 받음각이 감소하여 추진기에 작용하는 하중이 감소함에 따라 야기되는 결과에 해당한다. 복합소재 추진기의 경우 본 결과와 같이 변형에 의한 소음성능이 변화하는 특성을 가지기 때문에 목표하는 성능과 형상 설계를 수행하기 위해서는 반드시 해당 특성을 고려해야 한다.

강체 및 복합소재 추진기에 대한 소음원 결과를 기반으로 다양한 유속에 대한 소음해석 결과를 도출하고 비교하였다. 추가적으로 본 복합소재 추진기의 소음해석 결과에 타당성 확인하기 위하여 유속별 받음각 변화에 따른 기준 소음결과를 추가하여 비교를 수행하였다(Ghadimi et al., 2013). 기준 소음결과는 permeable FW-H 방정식을 활용하여 도출되었다. 수음점은 기존과 동일한 위치로 설정하였다. Fig. 43은 유속에 따른 강체 및 복합소재 추진기의 소음 비교 결과를 나타낸다. 유속별 소음은 1, 2, 3차 날개주파수 성분 소음을 도출한 후 로그합을 통하여 도출되었다. 복합소재 추진기의 경우 변형에 의해 소음 특성이 변화하기 때문에 강체 추진기 대비 유속별 받음각 변화에 따라 도출된 기준 소음결과와 더 잘 일치하였다. 더불어, 모든 유속에서 강체 추진기 대비 복합소재 추진기가 낮은 소음값을 가짐을 확인할 수 있는데 이는 소음원 비교 결과의 경향과 일치하며 동일하게 받음각 감소에 따른 하중 감소에 의해 야기된 결과에 해당한다. Fig. 44는 복합소재 추진기의 변형에 의한 피치각 변화에 따른 강체 및 복합소재 추진기 간 소음 차이를 나타낸다. 피치각 변화 증가에 의해 발생하는 추가적인 받음각 감소가 더 큰 하중의 감소를 야기시키고 이에 의해 강체 및 복합소재 추진기 간의 소음 차이가

더 크게 나타났다. 본 복합소재 추진기의 변형에 의한 소음 차이는 저소음 복합소재 추진기 설계에 필수적으로 고려해야 하는 복합소재 추진기만의 특성에 해당한다.

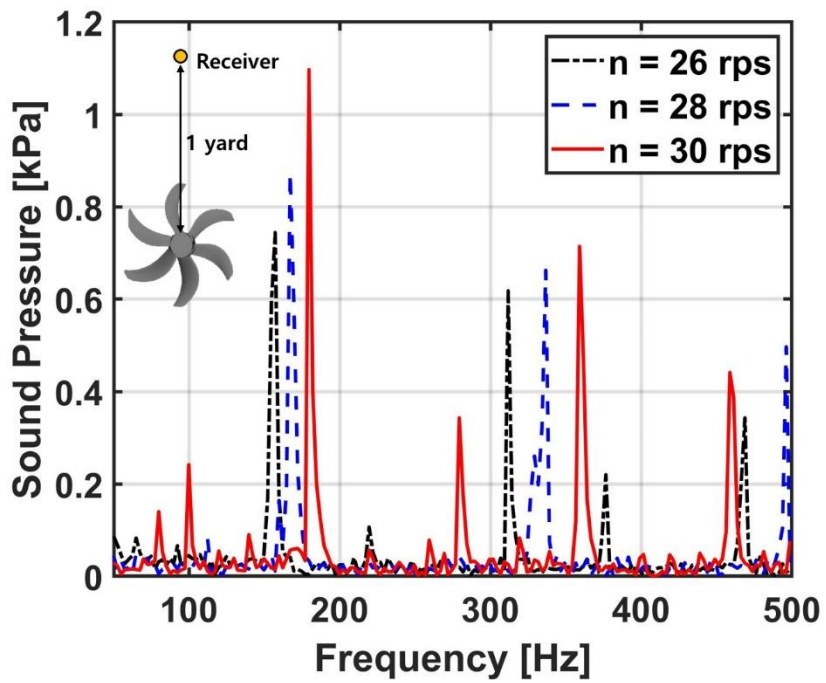


Figure 41 BPF noise analysis results of P5479 propeller for frequencies at $n = 26, 28$ and 30 rps with $J=0.66$.

Table 8 BPF noise analysis results of P5479 propeller for flow velocities.

Noise analysis results for the BPF noise			
Flow velocity [m/s]	1st BPF noise [dB]	2nd BPF noise [dB]	3rd BPF noise [dB]
6	168.814	165.545	157.103
7	172.987	166.85	162.782
8	173.524	171.689	164.145
9	177.76	171.691	169.315
10	177.435	175.821	170.702
11	178.824	176.423	173.924
12	180.804	177.076	175.121

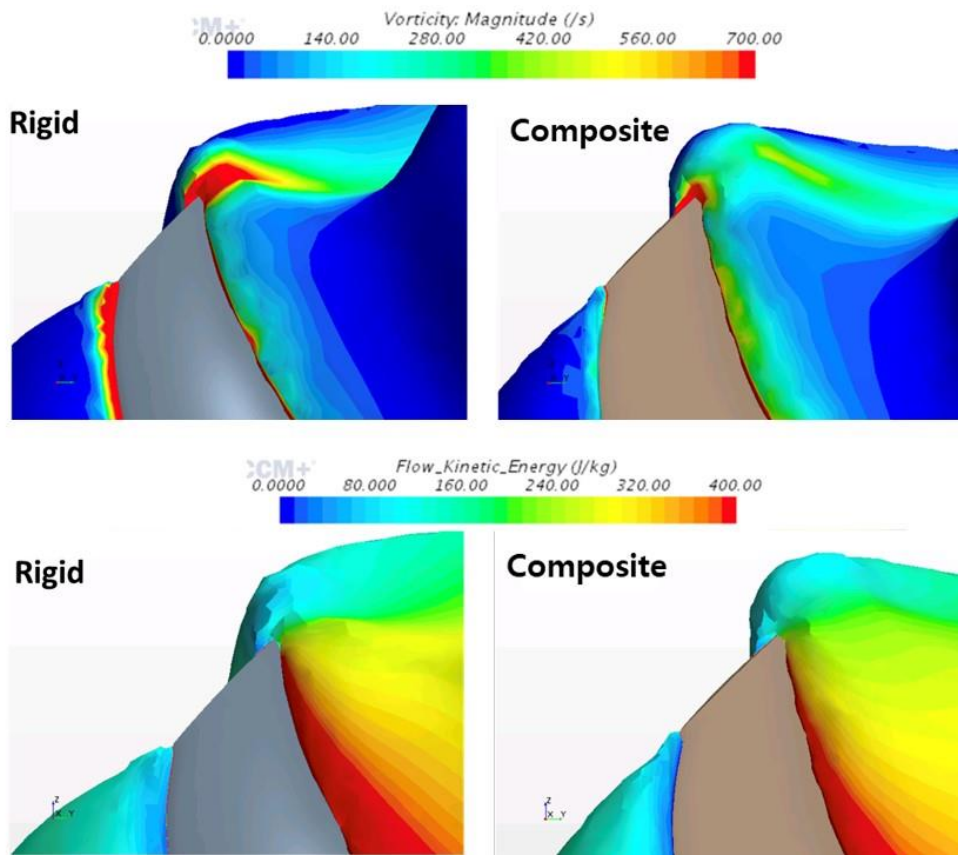


Figure 42 Noise source strength variables(vorticity and flow kinetic energy) on rigid and flexible propellers(same geometry of P5479 propeller) at $n = 30$ rps.

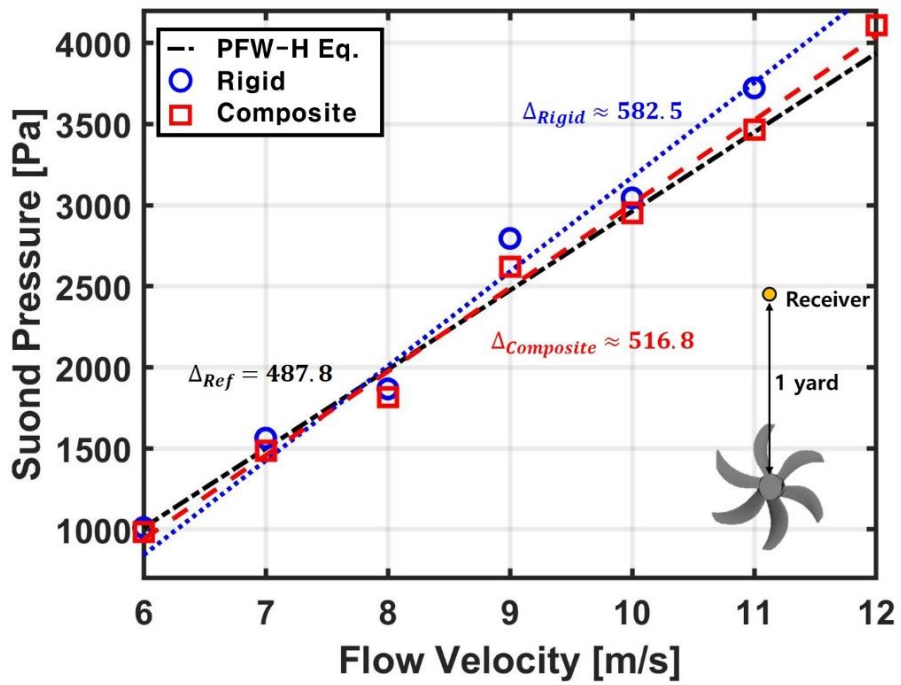


Figure 43 Total BPF noise on rigid and composite propellers (same geometry of P5479 propeller) for various flow velocities with $J=0.66$.

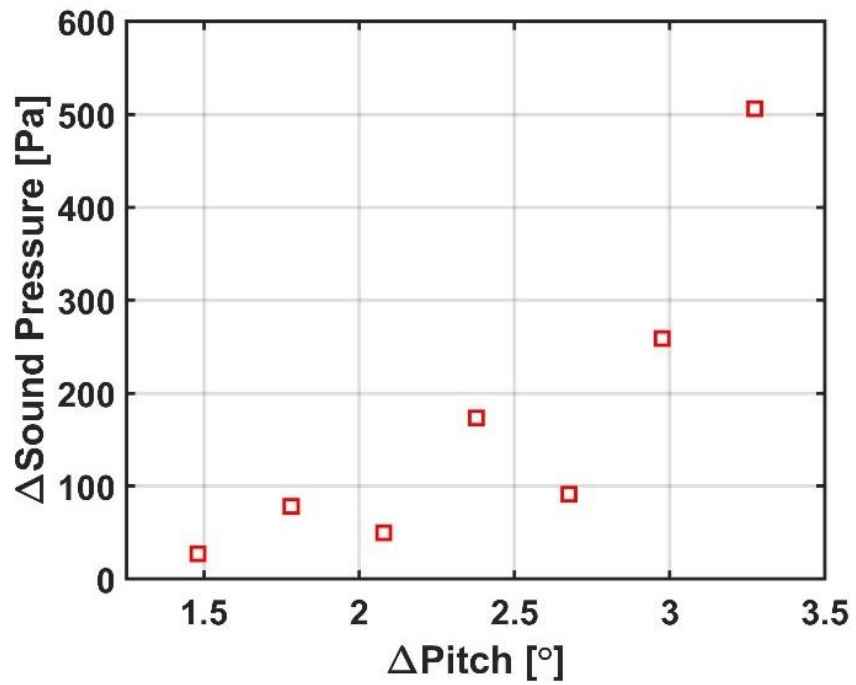


Figure 44 BPF noise difference between rigid and composite propeller(same geometry of P5479 propeller) for pitch deformation with $J=0.66$.

타 복합소재 추진기 형상에 대한 균일류 조건에서의 비공동 및 공동 소음해석을 수행하고 각 특성을 분석하였다. 타 복합소재 추진기 형상은 Fig. 45의 변형 SPL 1000 추진기이다. 해당 추진기를 재료에 따라 강체 및 복합소재 추진기로 구분하고 각 추진기에 대하여 검증된 해석 모델들을 활용한 유체-구조 연성 및 소음해석을 수행하였다. Fig. 46은 강체 및 복합소재 추진기에 대한 날개 끝에서 압력 하중 비교를 나타낸다. 복합소재 추진기의 경우 유체력에 의한 변형이 발생하였고 해당 변형으로부터 강체 추진기 대비 낮은 압력 하중을 갖는 것을 확인하였다. Fig. 47은 비공동 조건에서의 강체 및 복합소재 추진기의 소음해석 결과를 나타낸다. 해당 소음해석 결과는 FW-H 방정식을 기반으로 도출되었다. 복합소재 추진기 변형에 의한 압력 하중의 감소로 강체 추진기 대비 약 7 dB의 소음저감 결과가 도출되었다. Fig. 48은 공동 조건에서의 강체 및 복합소재 추진기의 소음해석 결과를 나타낸다. 본 소음해석 결과는 유체-구조 연성해석으로부터 도출된 유동장 데이터 위에 공동의 팽창과 수축 정보를 포함하는 레일리-플레셋 방정식(Rayleigh-Plesset equation)과 버블 다이내믹스(Bubble dynamics)를 통하여 도출된 결과에 해당한다. 공동의 팽창과 수축에 대한 레일리-플레셋 방정식의 해를 도출하고 공동 반경의 변화를 소음원으로 가정함으로써 본 공동 소음해석 결과 도출이 가능하다. 공동 소음해석의 결과를 비교하였을 때 복합소재 추진기의 공동 소음이 변형으로부터의 하중감소로 인해 강체 추진기 대비 약 6 dB 정도 작게 도출되었다. 더불어, 대상 강체 및 복합소재 추진기에 대한 공동 초생 속도(Cavitation inception speed, CIS)를 도출하고 비교하였다. 공동 초생

속도는 발생된 공동으로부터 야기되는 소음의 특성 변화를 활용하여 도출가능하다. 유속 증가에 따라 야기되는 소음의 크기가 증가하는데 유속 증가 중 공동이 발생하게 되면 소음의 크기가 급격하게 증가한다. 해당 특성을 활용하여 공동 초생 속도를 결정할 수 있다(Jeong et al., 2021). 해당 해석 방법을 통하여 강체 및 복합소재 추진기의 공동 초생 속도를 도출하였으며 해당 결과는 Fig. 49와 같다. 복합소재 추진기의 경우 변형에 의해 강체 추진기 대비 낮은 하중이 야기되고 공동의 발생이 지연됨을 확인하였다. 비공동 및 공동 소음에 대한 복합소재 추진기의 특성이 해석적으로 구현됨에 따라 변형을 포함한 본 균일류 조건에서의 복합소재 추진기 해석기법이 저소음 복합소재 추진기 설계에 유용할 것으로 판단된다.

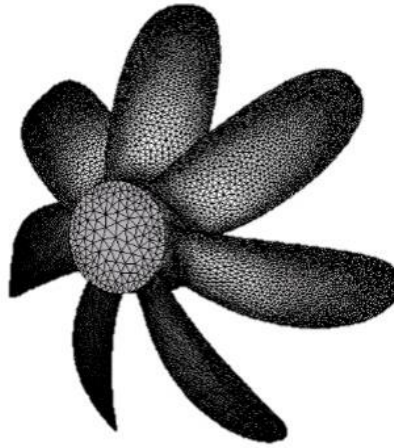


Figure 45 Changed SPL1000 propeller geometry.

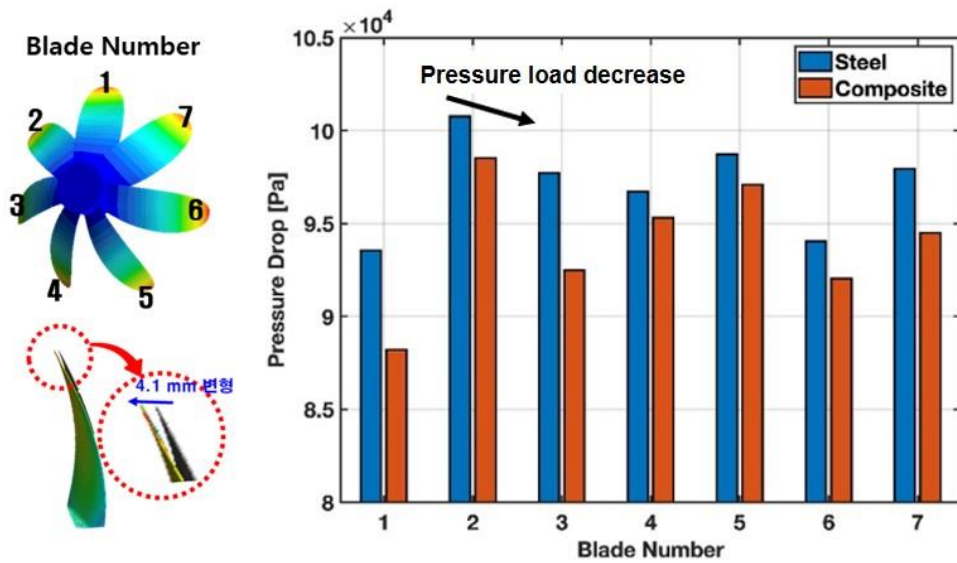


Figure 46 Pressure load comparison between rigid and composite propellers(same geometry of SPL1000 propeller) at tip of each blade.

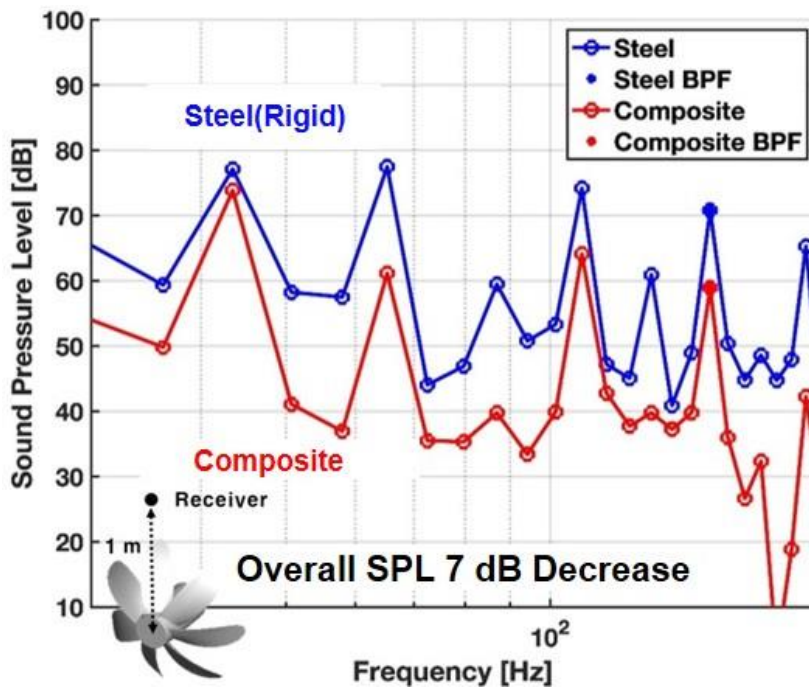


Figure 47 BPF noise comparison between rigid and composite propellers (same geometry of SPL1000 propeller) in uniform-flow.

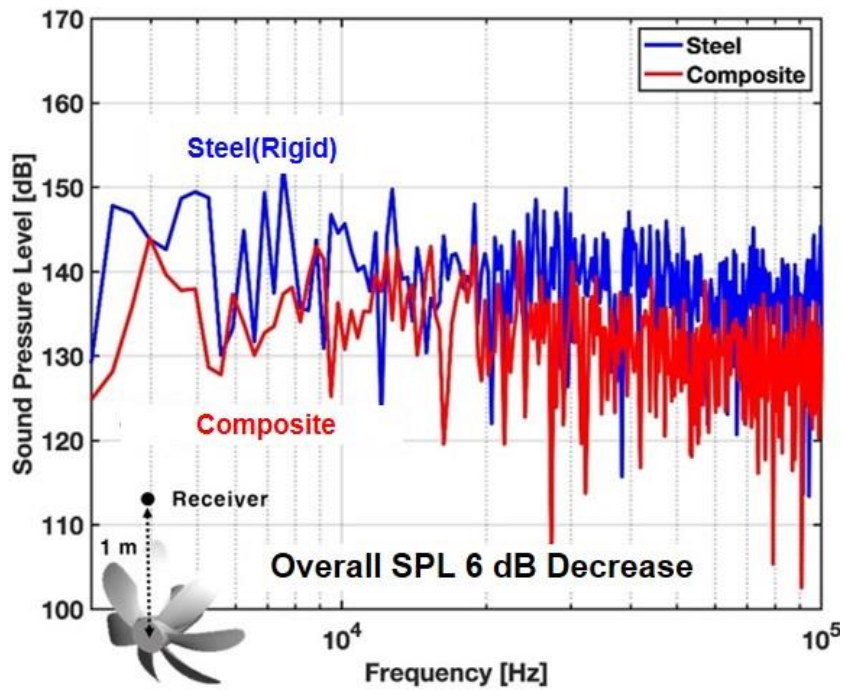


Figure 48 Cavitation noise comparison between rigid and composite propellers(same geometry of SPL1000 propeller) in uniform-flow.

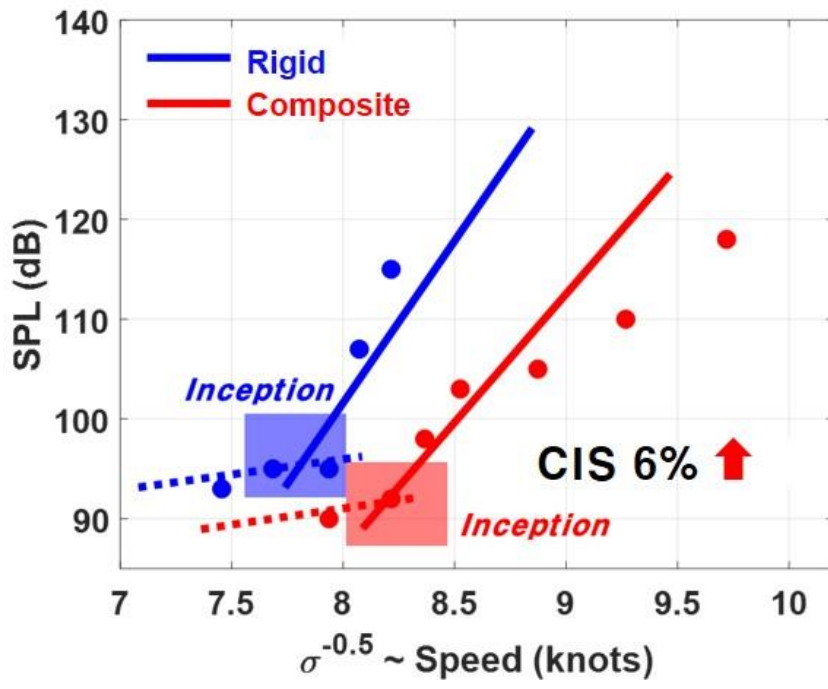


Figure 49 CIS comparison between rigid and composite propellers(same geometry of SPL1000 propeller) in uniform-flow.

다층 구조물, 커플링 모델 및 FW-H 음향상사법을 이용하여 균일류 조건에서의 복합소재 추진기의 변형 및 소음성능을 해석할 수 있는 해석기법을 개발하였다. Table 9는 정확도, 계산비용, 해석범위 관점에서 기존 해석방법과 개발 해석방법을 비교한 결과를 나타낸다. 본 개발 해석방법은 커플링 모델을 반영함에 따라 높은 정확도로 변형 및 주변 유동장을 도출하였으며 해당 결과로부터 높은 정확도의 소음해석이 가능하였다. 단, 커플링 모델을 반영하기 위한 기존 전산유체역학-유한요소법 연성 기법에 추가적인 해석이 필요함에 따라 기존 높은 계산 비용을 가진다. 본 Table에서의 계산비용은 CentOS 운영체제 기반 Intel Xeon SPG-6248/2.5Ghz-28M-20C CPU와 192GB RECC DR-2666 RAM 사양의 CAE-Simulator ThunderBolt 클러스터를 기준으로 도출되었다. 본 해석 기법을 통하여 복합소재 추진기의 변형 및 소음 특성을 분석할 수 있는 해석절차를 정립하였으며 해당 해석절차를 통하여 P5479, SPL1000 추진기 대상으로 변형과 비공동 및 공동소음 특성을 분석함으로써 피치 감소 변형에 의해 비공동 및 공동소음이 저감되는 특성을 확인하였다.

Table 9 Comparisons of FSI and acoustic analysis methods for composite propellers in uniform flows.

Category	Analysis Method	Accuracy	Multi-Layer	Cost	Noise Analysis	Characteristics
Previous Method	Boundary Element Method -Finite Element Method (FEM-FEM Interaction)	Low	X	Low (6Hrs)	X	Noise Analysis X
	Computational Fluid Dynamics -Finite Element Method (CFD-FEM Interaction)	Mid	X	Mid (1Days)	●	Previous Ref. /Commercial Tool
Present Method	Computational Fluid Dynamics- Finite Element Method with Coupling Model	High	●	High (3Days)	●	Coupling Model Application

4. 비균일류 조건 복합소재 추진기 유체-구조 연성해석

4.1. 비균일류 조건 복합소재 추진기 해석기법

유체-구조 연성 및 소음해석 모델을 활용하여 비균일류 조건에서의 복합소재 추진기의 적응 특성 효과를 분석하기 위한 해석기법을 제시하였다. 본 해석기법은 Fig.50과 같이 크게 정상상태(Steady) 유체-구조 연성해석, 비정상상태(Unsteady) 유체-구조 연성해석 및 소음해석의 3가지 해석을 포함한다. 먼저, 비정상상태 유체-구조 연성해석의 빠른 수렴과 정확도 향상을 위하여 복합소재 추진기 초기 형상에 대한 정상상태 유체-구조 연성해석을 수행한다. 정상상태 유체-구조 연성해석을 통하여 비정상상태 초기 타임 스텝 $k = 0$ 에서의 초기 변위와 유체력이 결정된다. 다음으로 비균일류에서의 각 날개 위치별 복합소재 추진기의 적응 특성을 도출하기 위한 비정상상태 유체-구조 연성해석을 수행한다. 유체 및 구조 솔버를 통하여 현재 시간 스텝에서의 변위와 유체력을 갱신한다. 각 사건 스텝에서의 변수들은 잔차(Residual)가 10^{-3} 보다 작은 값을 가지거나 또는 5회 반복 해석을 통하여 갱신한다. 다음으로 permeable FW-H 방정식과 버블 다이내믹스를 활용한 비공동 및 공동소음에 대한 소음해석을 수행하며, 비공동 소음해석에 필요한 질량 흐름(Mass-like flux)과 모멘텀 흐름(Momentum flux)과 버블 다이내믹스에 필요한 주변 유동장에 대한

데이터는 최종 갱신된 유동 데이터로부터 도출된다. 비정상상태 유체-구조 연성해석과 소음해석은 하나의 시간 스텝 안에서 동시에 수행되며 매 시간 스텝마다 본 해석을 반복함으로써 비균일류 조건에서 각 날개 위치별 소음과 복합소재 추진기의 적응 특성 효과를 도출할 수 있다.

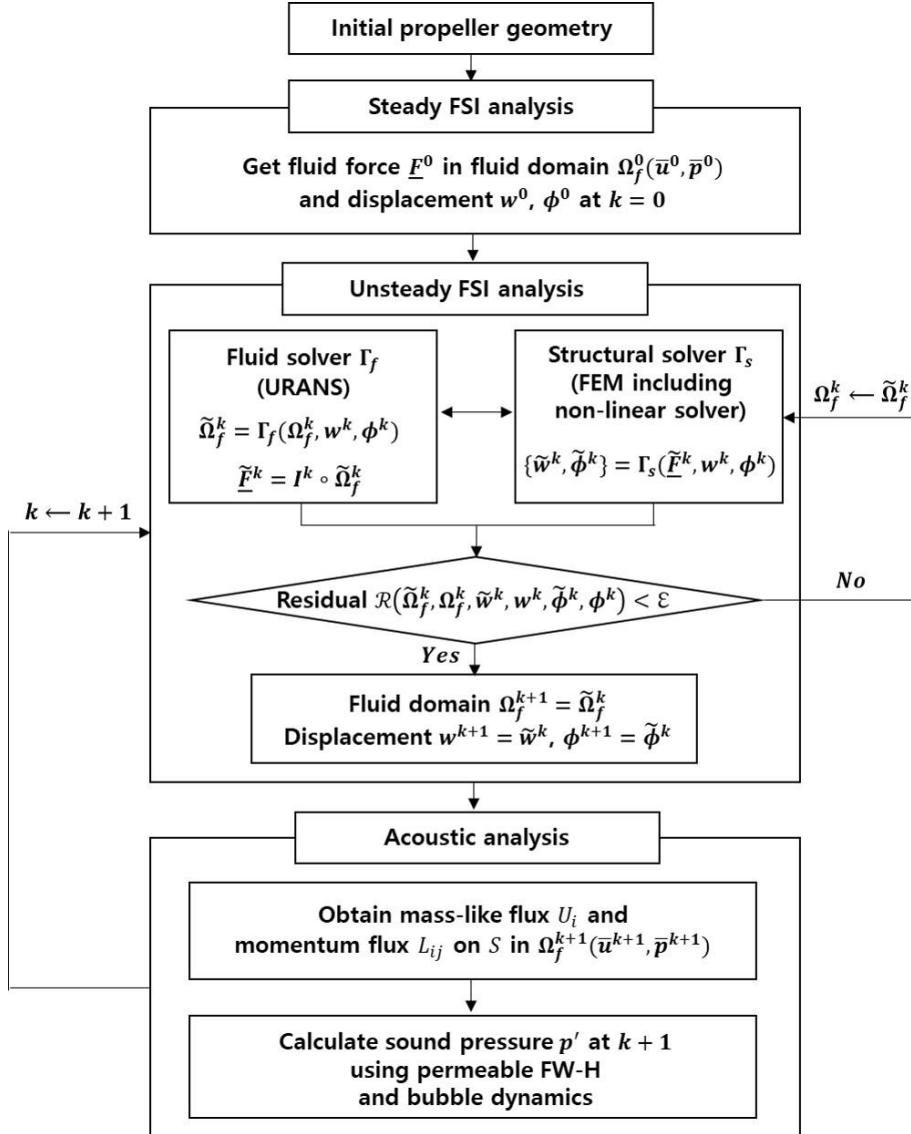


Figure 50 FSI and acoustic analysis procedure under non-uniform flow condition.

비균일류 조건 복합소재 추진기 해석기법을 활용한 적응 특성 분석의 정확도와 적절성을 검증하기 위하여 본 해석기법을 통하여 추진계수 및 변형에 대한 결과를 도출하고 NSWCCD 36-in 공동터널에서의 실험결과와 비교하였다. 제안된 해석기법의 검증을 위한 대상물은 Fig. 51의 P5475 추진기이며 검증에 활용된 반류 분포는 4-주기(4-cycle) 형태로 Fig. 52와 같다. 반류의 평균 유속은 5.029 m/s이고 추진기의 회전속도는 750 rpm이다. P5475 추진기와 실험에 대한 상세 정보는 Chen et al. (2006)에서 제공한다.

Table 10은 본 해석기법을 통하여 도출된 추진계수와 실험결과를 비교한 결과를 나타낸다. K_T , K_Q 와 η 는 각각 추력계수, 토크계수와 효율을 나타낸다. 본 해석기법으로부터 도출된 해석결과가 실험결과와 잘 일치하였다. 복합소재 추진기가 4-주기 반류 안에서 회전하면 적응 특성으로 인해 주기적 변형이 발생한다. Fig. 53은 반류장 내 각 날개 위치에서의 변형 전 형상과 변형 후 형상 간 날개 끝에서의 피치각 차이에 대한 실험결과와 해석결과를 나타낸다. 본 해석기법을 통해 도출된 해석결과가 실험결과가 잘 일치하였으며 반류장 내 복합소재 추진기 적응 특성으로부터 야기된 변형의 변화 경향을 높은 정확도로 예측하였다. 더불어, 본 해석기법을 통해 도출된 해석결과가 기존의 경계요소법-유한요소법 연성 기법을 통해 도출된 해석결과보다 높은 정확도를 가짐을 확인하였다. 본 결과들은 본 해석기법을 통한 반류장 내 복합소재 추진기의 적응 특성 도출의 유효성을 보여준다.

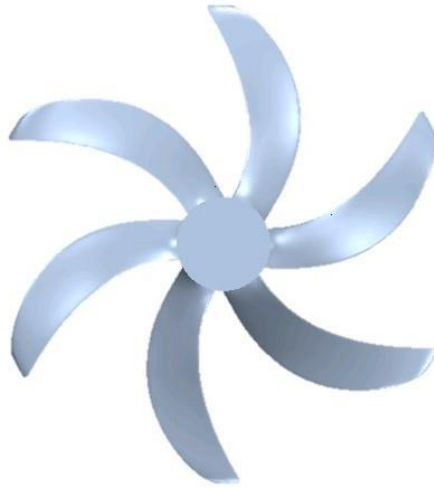


Figure 51 P5475 propeller geometry (Chen et al., 2006).

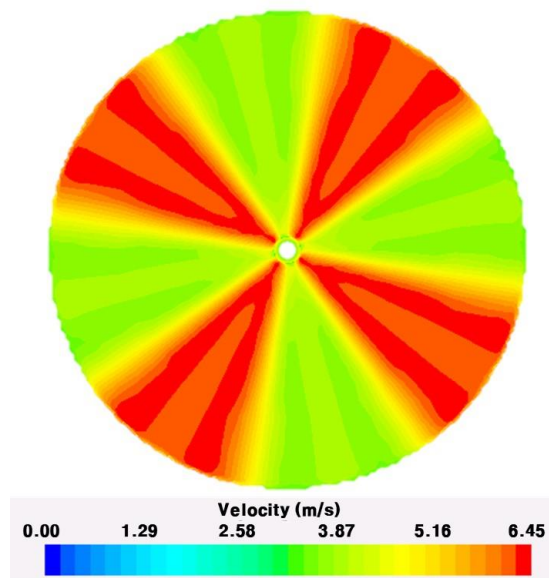


Figure 52 4-cycle wake distribution for FSI model validation.

Table 10 Propeller coefficient results with the experimental results (Chen et al., 2006).

Propulsion Coefficient	Experiment (Chen,2006)	Present	Error (%)
K_T	0.220	0.2201	0.05
$10K_Q$	0.351	0.356	1.4
η	0.658	0.6494	1.3

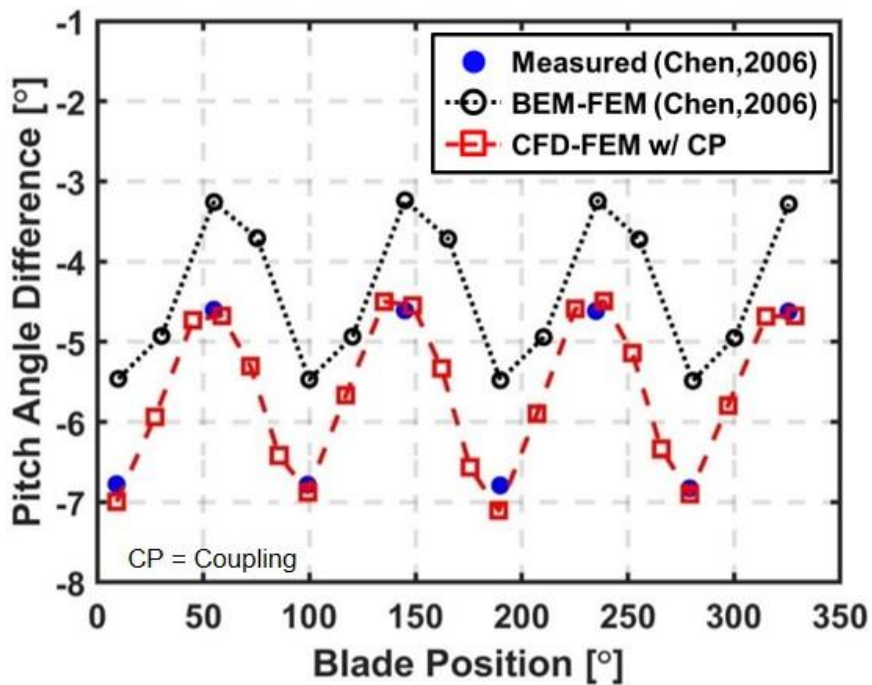


Figure 53 Pitch angle difference with the measurements (Chen et al., 2006).

본 해석기법의 소음해석 모델 검증을 위하여 DARPA(Defense Advanced Research Projects Agency) suboff AFF8 모델 잠수함에 INSEAN(Italian National Institute for Naval Architecture Studies and Testing) E1619 추진기를 장착한 모델에 대한 소음해석을 수행하고 해석결과와 비교검증하였다. DARPA suboff 모델의 자세한 기하정보는 Groves et al. (1989)에서 제공한다. Table 11은 DARPA suboff AFF8 모델에 대한 제원을 나타낸다. 반류장을 도출하기 위한 DARPA suboff AFF8 모델의 형상은 Fig. 54(a)와 같다. INSEAN E1619 추진기는 Fig. 54(b)와 같이 7개의 날개를 가지며 직경은 0.485 m이다. 자세한 E1619 추진기에 대한 정보는 Di Felice et al. (2009)에서 제공한다. 먼저, 본 해석기법의 소음해석 모델 검증에 앞서 DARPA suboff AFF8 모델의 저항을 도출하고 실험결과와 비교검증하였다(Chase, 2012). Fig. 55는 DARPA suboff AFF8 모델의 저항에 대한 실험과 해석결과 비교를 나타내며 오차율 0.55% 이내로 두 결과가 잘 일치하였다.

Permeable FW-H 방정식을 활용한 본 소음해석 모델을 적용하여 DARPA suboff 모델 반류장 내에 위치한 E1619 추진기에 대한 소음해석을 수행하였다. 도출된 소음해석 결과를 Yeo et al. (2022)의 실험결과와 비교함으로써 본 소음해석 모델을 검증하였다. 소음해석 결과는 수중 환경에서의 기준 음압 1×10^{-6} Pa과 계산된 음압 사이의 로그 스케일 비율인 음압 수준(Sound pressure level, SPL)의 형태로 제시되었다. 수음점은 추진기 중심축으로부터 0.15 m 떨어진 지점을 기준으로 연직방향으로 1 m 떨어진 지점에 위치시켰다. Table 12는 본 해석기법의 소음해석 모델로부터 도출된 해석결과와 실험결과의 음압수준 비교를 나타낸다. 해석결과가

실험결과와 약 2 dB 차이 이내로 일치함에 따라 본 해석기법의 소음해석 모델에 대한 검증을 완료하였다.

Table 11 Main particulars of DARPA suboff AFF8 (Groves et al., 1989).

Description	Symbol	Magnitude
Length overall	L_{oa}	4.356 m
Length between perpendiculars	L_{pp}	4.261 m
Maximum hull radius	R_{max}	0.254 m
Center of buoyancy	LCB	0.462 L_{oa}
Displacement	∇	0.718 m ³
Wetted surface	S_{wa}	6.338 m ²



(a)



(b)

Figure 54 Model geometry: (a) DARPA suboff AFF8 (Groves et al., 1989) and (b) INSEAN E1619 propeller (Di Felice et al., 2009).

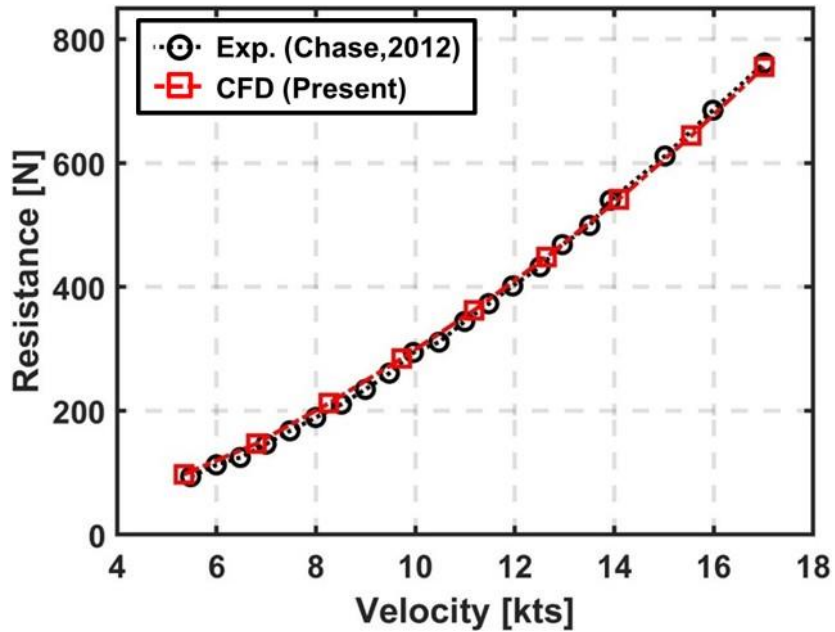


Figure 55 Resistance results of DARPA suboff AFF8 model with the experimental results (Chase, 2012).

Table 12 Acoustic analysis results for INSEAN E1619 propeller with the experimental results (Yeo et al., 2022).

Frequency [Hz]	Experiment (Yeo <i>et al.</i> , 2022)	FW-H	Permeable FW-H (Suggested method)
	Measured [dB]	Predicted/error [dB]	Predicted/error [dB]
1 st BPF (214 Hz)	116.8	113.5/+3.3	116.9/-0.1
2 nd BPF (427Hz)	108.8	98.8/+10.0	110.8/-2.0

4.2. 비균일류 조건 유체-구조 연성해석

비균일류 조건에서 복합소재 추진기의 적응 특성 효과가 소음에 미치는 영향을 분석하기 위하여 DARPA suboff AFF8 모델 잠수함에 P5475 추진기를 장착한 모델에 대하여 유체-구조 연성해석을 수행하였다. DARPA suboff AFF8 모델에 대한 반류장의 계산을 위해 전산유체역학 해석을 수행하였다. 전산유체역학 해석을 위한 수치 격자는 Fig. 57과 같이 trimmer 격자 생성 기법을 활용하여 생성되었다. 추진기 구역에서의 DARPA suboff 반류장을 정확하게 도출하기 위하여 추진기 후류 방향으로 격자들을 밀도 있게 생성하였으며, 격자수에 따른 잠수함 주변 유동특성 수렴성을 확인하여 최종 생성된 총 격자수는 약 17.8백만개이다. Fig. 58은 $x/L = 0.78$ 위치에서의 반류장 분포에 대한 실험 및 해석결과 비교를 나타낸다. 해당 위치에서의 반류장 분포에 대한 실험결과는 Crook (1990)과 Chase (2012)에서 제공한다. 실험 및 해석결과의 전체적인 값과 경향이 잘 일치함을 확인하였다. 잠수함의 러더와 세일에 의한 유속의 감소 경향이 실험과 해석결과에서 모두 확인되었다.

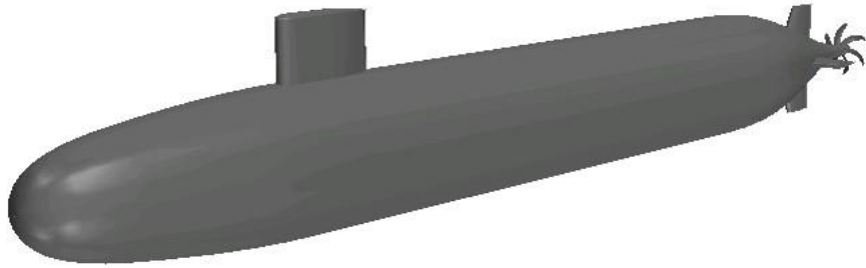


Figure 56 DARPA suboff AFF8 model with P5475 propeller.

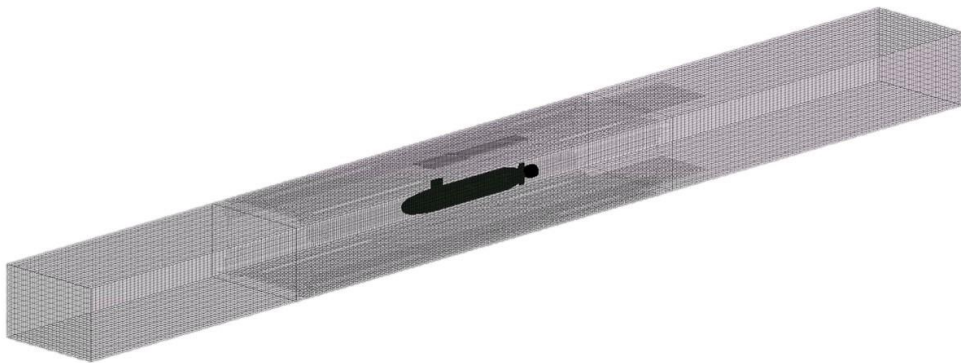


Figure 57 Computational domain and CFD analysis grid for DARPA suboff AFF8 model with P5475 propeller.

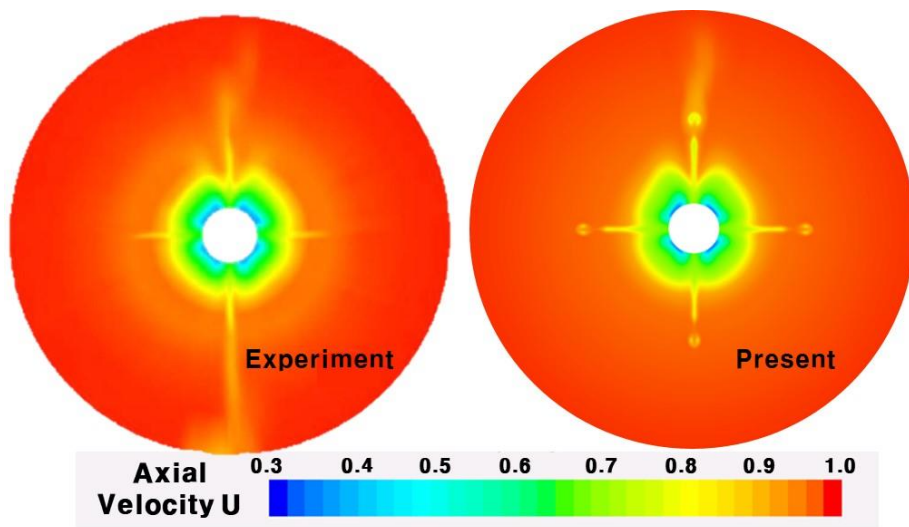


Figure 58 Computed wake field for DARPA suboff AFF8 at $x/L = 0.78$ with experimental results from Crook (1990) and Chase (2012).

P5475 추진기를 본 수치해석의 기준 형상으로 설정하였다. P5475 추진기는 설계 조건에서 받음각이 감소하는 방향으로 비틀림 변형을 가지도록 설계되었다. NAB와 CFRP 재료로 구성된 두 개의 추진기를 수치해석의 대상으로 활용하였으며 각 추진기는 본 연구에서 각각 강체 및 복합소재 추진기로 분류한다. 본 복합소재 추진기는 변형이 발생하고 변형으로부터 평균 받음각이 감소하기 때문에 강체 추진기와 동일한 형상, 회전속도 및 하중 조건에 대해서는 엄밀한 소음해석 결과를 비교할 수 없다. 회전속도 조정을 통해 두 추진기가 동일한 하중 조건을 갖도록 설정할 수 있지만, 회전속도의 조정을 통해 동일한 하중 조건을 유지하는 것은 복합소재 추진기의 평균 받음각 감소를 방지할 수 없다. 이는 강체 추진기가 변형 후의 복합소재 추진기와 동일한 평균 받음각으로 설계되고 제작된다면 복합소재 추진기의 소음성능과 동일한 소음성능을 가질 수 있음을 말한다. 그러므로 회전수 조정을 통해 동일 하중 조건을 만족시키는 것은 복합소재 추진기의 엄밀한 소음성능 향상을 도출할 수 없으며 이러한 문제를 극복하기 위해서는 두 추진기가 비균일류 조건에서 회전하는 동안의 평균 받음각을 일치시켜야 한다. 비균일류 조건에서의 복합소재 추진기의 적응 특성을 활용하고 두 추진기 간의 평균 받음각을 일치시키기 위해서는 변형을 고려하여 복합소재 추진기 초기 형상을 설정해야만 한다. 본 조건들을 만족하는 복합소재 추진기의 초기 형상은 역설계 절차(Reverse engineering algorithm)를 통해 도출된다. 본 역설계 절차는 Lee et al. (2014)의 절차를 활용하였으며 본 절차를 통하여 평균 반류 조건에 대하여 복합소재 추진기의 변형 후 형상이 강체 추진기와

동일하도록 복합소재 추진기의 초기 형상을 도출하였다. Fig. 59는 변형 후 목표 형상과 복합소재 추진기의 초기 형상을 나타낸다.

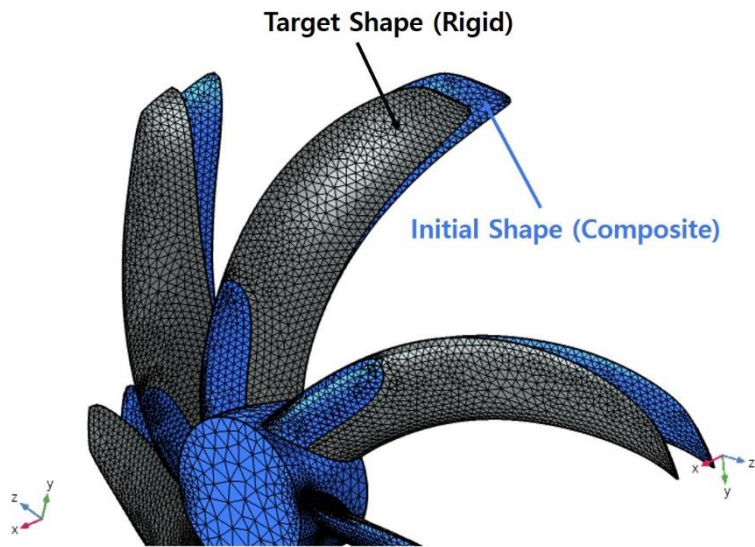


Figure 59 Initial shape for undeformed composite propeller with target shape.

강체 및 복합소재 추진기 초기 형상에 대하여 본 해석기법을 활용한 유체-구조 연성 및 소음해석을 수행하였다. 반류장의 비정상 특성을 엄밀히 반영하기 위하여 강한 연성 기법이 적용된 분할 연성해석법을 활용하여 유체-구조 연성해석을 수행하였다. 해석 도메인은 길이가 10D이며 반경이 4D인 실린더 형태의 도메인으로 설정되었다. Fig. 60은 내부 회전영역과 외부 도메인 파트로 구성된 전체 해석 도메인을 나타낸다. 두 파트의 중심축은 강체 및 복합소재 추진기의 회전축과 일치한다. 반류장의 비정상 특성을 반영하기 위한 슬라이딩 격자 기법이 내부 회전 도메인에 적용되었다. 점착 조건(No-slip condition)이 외부 도메인의 외벽에 적용되었으며 Fig. 58의 DARPA suboff AFF8의 계산된 반류장을 유입류 조건(Inlet condition)으로 적용하였다. 추진기 회전축에 대한 벡터는 양의 x축 방향으로 설정하였다. Fig. 61은 본 유체-구조 연성해석을 위한 내부 회전 도메인의 유체 격자와 추진기에 대한 구조 격자를 나타낸다. 본 유체-구조 연성해석을 위해 사용된 총 격자수는 약 3.1백만개이다. 유체 격자는 격자수에 따른 유동장 특성이 수렴하는 조건을 만족하도록 생성하였으며 구조 격자는 유체-구조 경계면에서의 유체 격자와 구조 격자의 노드가 최대한 일치하도록 생성하였다. 본 유체-구조 연성해석에 사용된 시간 스텝은 0.0001 s이다. Table 13은 본 유체-구조 연성해석의 자세한 수치해석 설정 정보를 나타낸다.

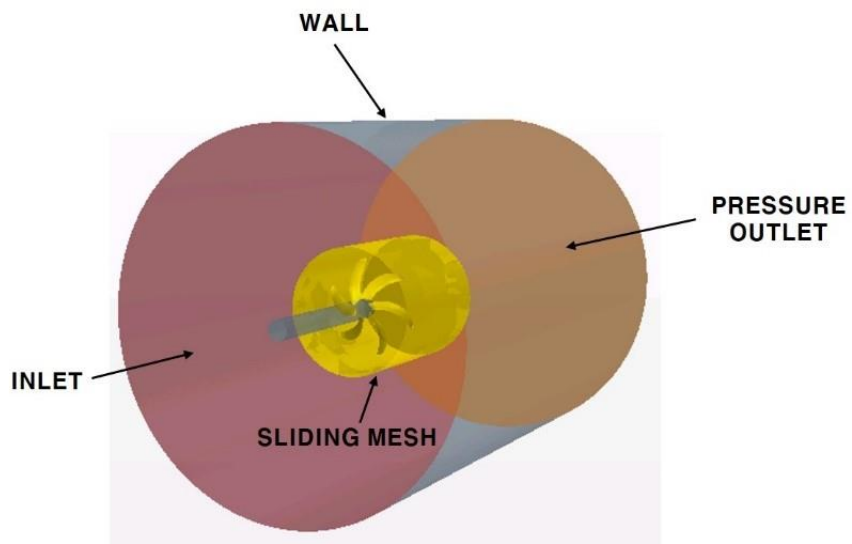
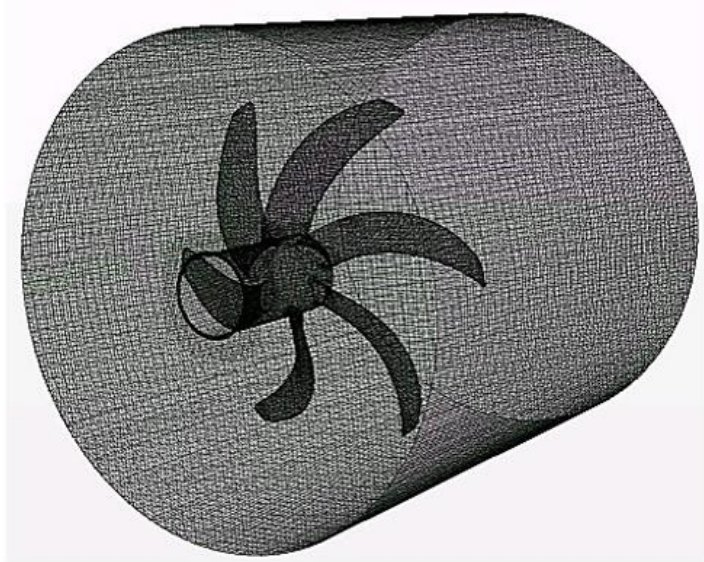
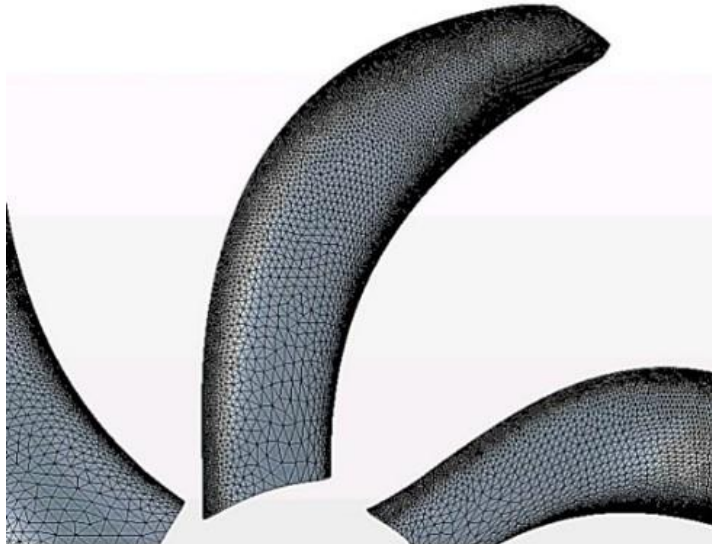


Figure 60 FSI analysis domain of P5475 propeller with boundary conditions.



(a)



(b)

Figure 61 Computational grids of FSI analysis for P5475 propeller: (a) fluid grid, and (b) structure grid.

Table 13 Numerical settings for FSI simulation under non-uniform flow condition.

Turbulence model	RANS, k-w SST with all y^+ wall treatment
Scheme	SIMPLE velocity pressure coupling
Coupled flow	Implicit second-order
Time derivative	Implicit unsteady, temporal discretization first-order
Gradients	Hybrid Gauss-LSQ w <u>Venka</u> , limiter
Material model	Orthotropic linear elasticity
Coupling method	Implicit strong coupling with mesh morphing

비균일류 조건에서 복합소재 추진기의 적응 특성을 분석하기 위하여 본 해석기법을 활용한 반류장에서의 각 날개 위치별 받음각 및 하중 계산을 수행하였다. 먼저, Fig. 62의 영역 안에서 회전에 의해 변화하는 복합소재 추진기의 각 변수를 강체 추진기의 변수들과 비교하였다. 해당 영역은 영역 1(Region 1)과 영역 2(Region 2)의 두 개의 영역으로 구분된다. 그래프 상에서 영역 1과 2는 각각 붉은색 및 푸른색 음영으로 표기되었다. Fig. 63에서와 같이 영역 1과 2는 각각 추진기가 반류장에서 회전하는 동안 상대적으로 높은 압력 하중과 낮은 압력 하중이 적용되는 영역을 나타낸다. 복합소재 추진기에 작용하는 압력 하중의 크기는 비틀림 변형의 크기를 결정하며 높은 하중 영역 안에서 낮은 하중 영역 대비 더 큰 비틀림 변형이 발생한다.

Fig. 64는 영역 1, 2 내 강체 및 복합소재 추진기 날개 끝에서의 받음각 비교를 나타낸다. Fig. 65와 Fig. 66은 각각 영역 1, 2 내 강체 추진기와 변형 후 복합소재 추진기 형상을 비교한 결과를 나타낸다. 상대적으로 압력 하중이 높은 영역 1에서는 받음각을 감소시키는 큰 비틀림 변형이 발생함에 따라 변형에 의해 복합소재 추진기의 받음각이 강체 추진기의 받음각보다 작아지게 된다. 상대적으로 압력 하중이 낮은 영역 2에서는 복합소재 추진기의 비틀림 변형이 작게 나타나기 때문에 복합소재 추진기의 받음각이 강체 추진기의 받음각보다 크게 나타난다. 영역 1, 2에 대한 각 결과는 해당 영역들을 추진기가 통과할 때 두 추진기의 평균 받음각이 동일하게 유지됨을 의미한다.

Fig. 67은 동일한 영역에 위치한 두 추진기의 날개 끝에서의 압력 하중을 나타낸다. 영역 1에서는 복합소재 추진기에 작용하는 압력 하중이 강체 추진기에 작용하는 압력 하중보다 작았다. 이는 복합소재 추진기가 비틀림 변형에 의해 강체 추진기 대비 작은 받음각을 가짐에 따라 야기된 결과에 해당한다. 영역 2에서는 복합소재 추진기에 작용하는 압력 하중이 강체 추진기에 작용하는 압력 하중보다 크며 이는 복합소재의 받음각의 크기가 강체 추진기 대비 더 큼에 따라 도출된 결과에 해당한다. 복합소재 추진기 관점에서 해당 구역들을 통과할 때의 경향을 살펴보면 상대적으로 낮은 압력 하중이 작용하는 구역에서는 하중이 증가하고 상대적으로 높은 압력 하중이 작용하는 구역에서는 하중이 감소한다. 결과적으로 해당 구역을 회전하는 동안 강체 및 복합소재 추진기에 작용하는 평균 압력 하중이 일정하게 유지된다. 이러한 보상 메커니즘(Compensation mechanism)은 복합소재 추진기의 적응 특성으로부터 야기된다.

높은 하중 구간에서의 복합소재 추진기의 적응 특성으로 야기되는 높은 압력 하중의 저감은 높은 하중으로부터 형성되는 주요 소음원의 크기 감소를 발생시킨다. 전체 소음은 주요 소음원들의 크기에 의해 결정되기 때문에 높은 압력 하중의 저감은 전체 소음의 저감을 의미한다. 해당 영향을 분석하기 위하여 본 높은 하중 영역에서의 강체 및 복합소재 추진기에 대한 음압을 permeable FW-H 방정식을 통해 도출하고 비교하였다. Fig. 68은 높은 압력 하중의 저감으로부터 영역 1에서의 복합소재 추진기의 음압이 강체 추진기의 음압보다 작음을 나타낸다.

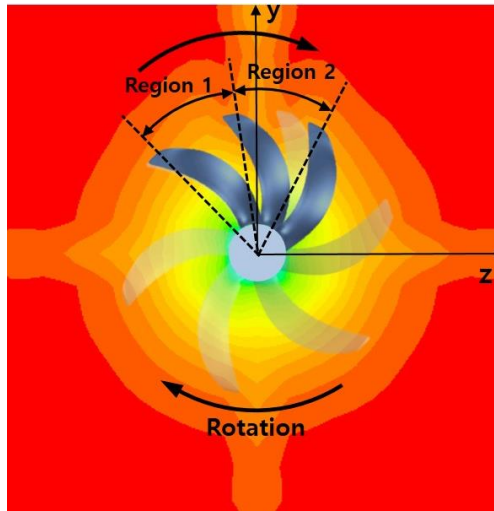


Figure 62 Blade position in regions 1 and 2 of DARPA suboff wake field.

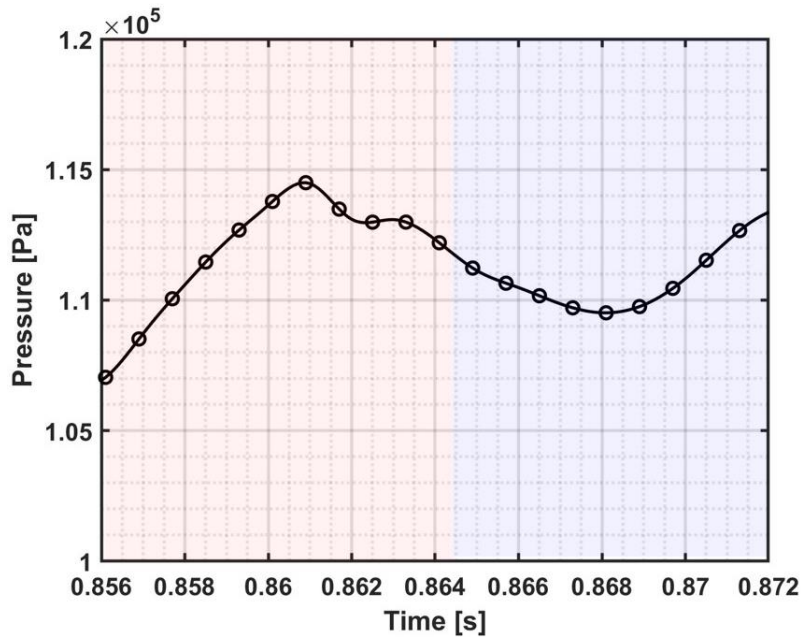


Figure 63 Pressure load at tip for rigid propeller in regions 1(red) and 2(blue) of DARPA suboff wake field.

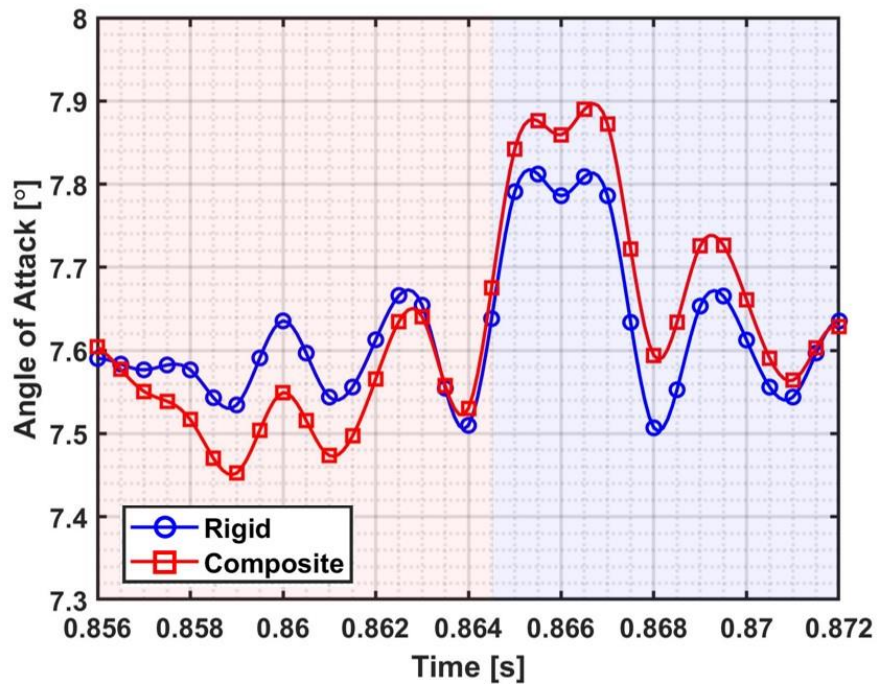
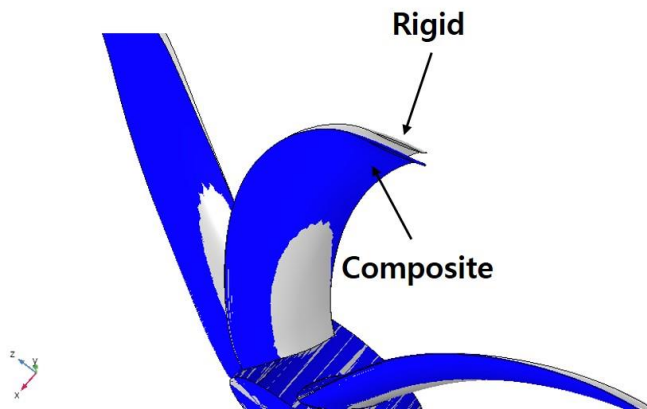
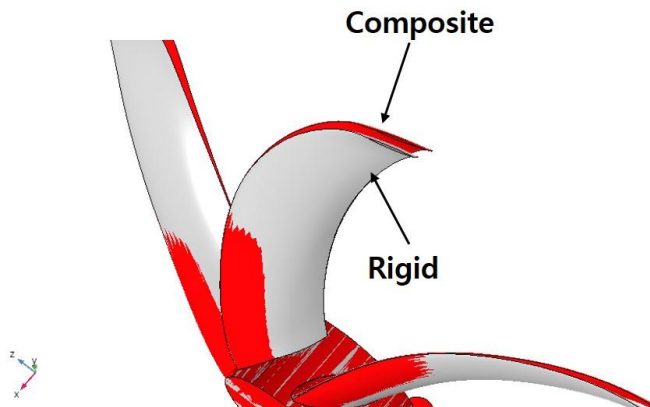


Figure 64 Comparisons of angle of attack results between rigid and composite propellers at $n = 12.5$ rps in regions 1 and 2 of DARPA suboff wake field.



**Figure 65 Deformed composite propeller shape with rigid propeller shape at $n = 12.5$ rps
in region 1 of DARPA suboff wake field.**



**Figure 66 Deformed composite propeller shape with rigid propeller shape at $n = 12.5$ rps
in region 2 of DARPA suboff wake field.**

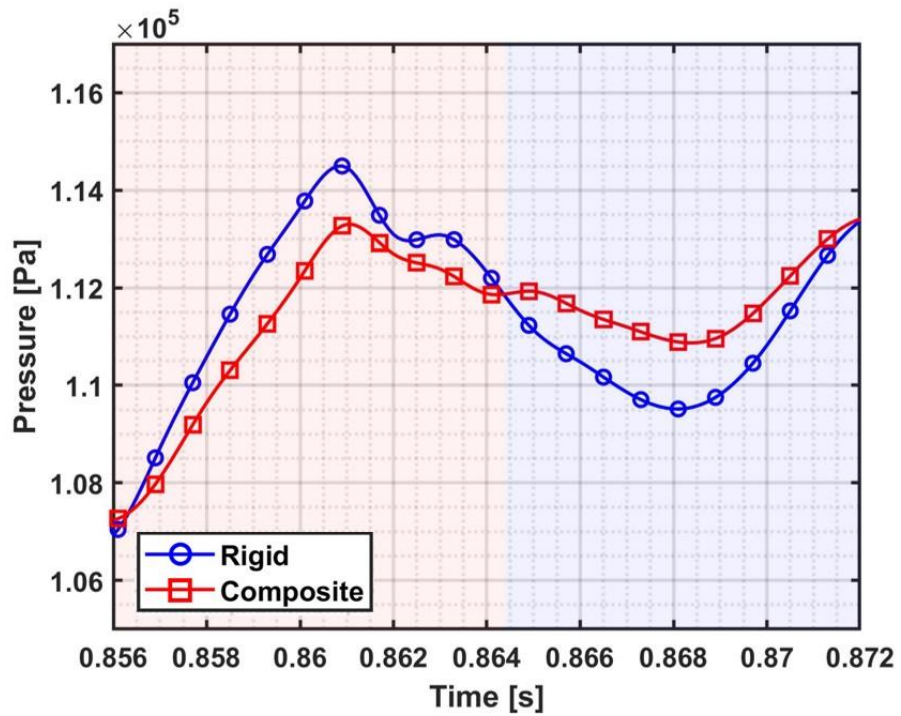


Figure 67 Comparisons of pressure load between rigid and composite propellers at $n = 12.5$ rps in regions 1 and 2 of DARPA suboff wake field.

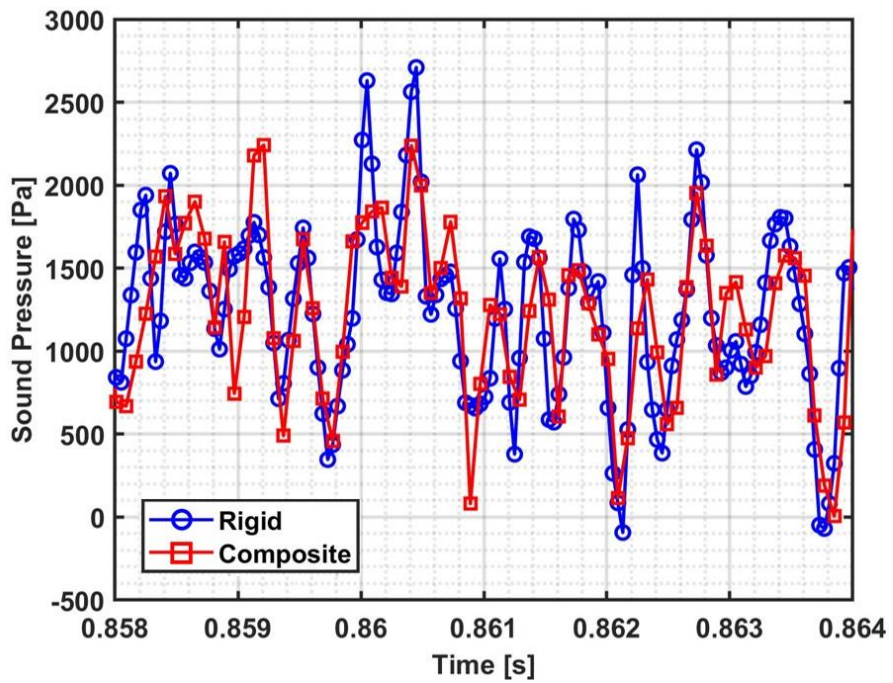


Figure 68 Sound pressure for rigid and flexible propellers at $n = 12.5$ rps in region 1 of

DARPA suboff wake field.

Fig. 69는 반류장 내에서 강체 및 복합소재 추진기가 1회전하는 동안 두 추진기 간의 받음각과 그 차이를 나타낸다. 강체 및 복합소재 추진기의 받음각 차이는 반류장 내 복합소재 추진기의 적응 특성을 나타낸다. 받음각 차이는 복합소재 추진기의 받음각으로부터 강체 추진기의 받음각을 제함으로써 계산되었다. 음의 차이는 반류장 내 높은 압력 하중 감소로 인한 소음 저감을 의미하며, 양의 차이는 반류장 내 낮은 하중 증가로 인한 높은 압력 하중 감소에 대한 압력 하중 보상을 나타낸다. 추진기가 1회전 하는 동안 받음각 차이에 대한 음과 양의 값이 반복적으로 나타나며 음과 양의 값에 대한 총량이 동일하였다. 해당 결과는 복합소재 추진기가 1회전 하는 동안 강체 추진기와 동일한 평균 받음각과 하중을 가짐을 의미한다. 반류장 내 1회전하는 동안의 강체 및 복합소재 추진기의 하중에 대한 자세한 결과는 Fig. 70과 같다. 강체 및 복합소재 추진기의 추력을 비교하였을 때 복합소재 추진기의 적응 특성으로부터 동일한 하중 조건이 만족되는 것을 확인하였다. 1회전 동안의 강체 추진기의 평균 추력은 5.4237 kN이며 복합소재 추진기의 평균 추력은 5.4236 kN이다. 종합적으로 복합소재 추진기는 비균일류 조건에서 적응 특성 및 보상 거동으로 인해 평균 받음각 및 하중을 강체 추진기와 동일하게 유지하며 높은 하중의 저감으로부터 소음저감이 가능하다.

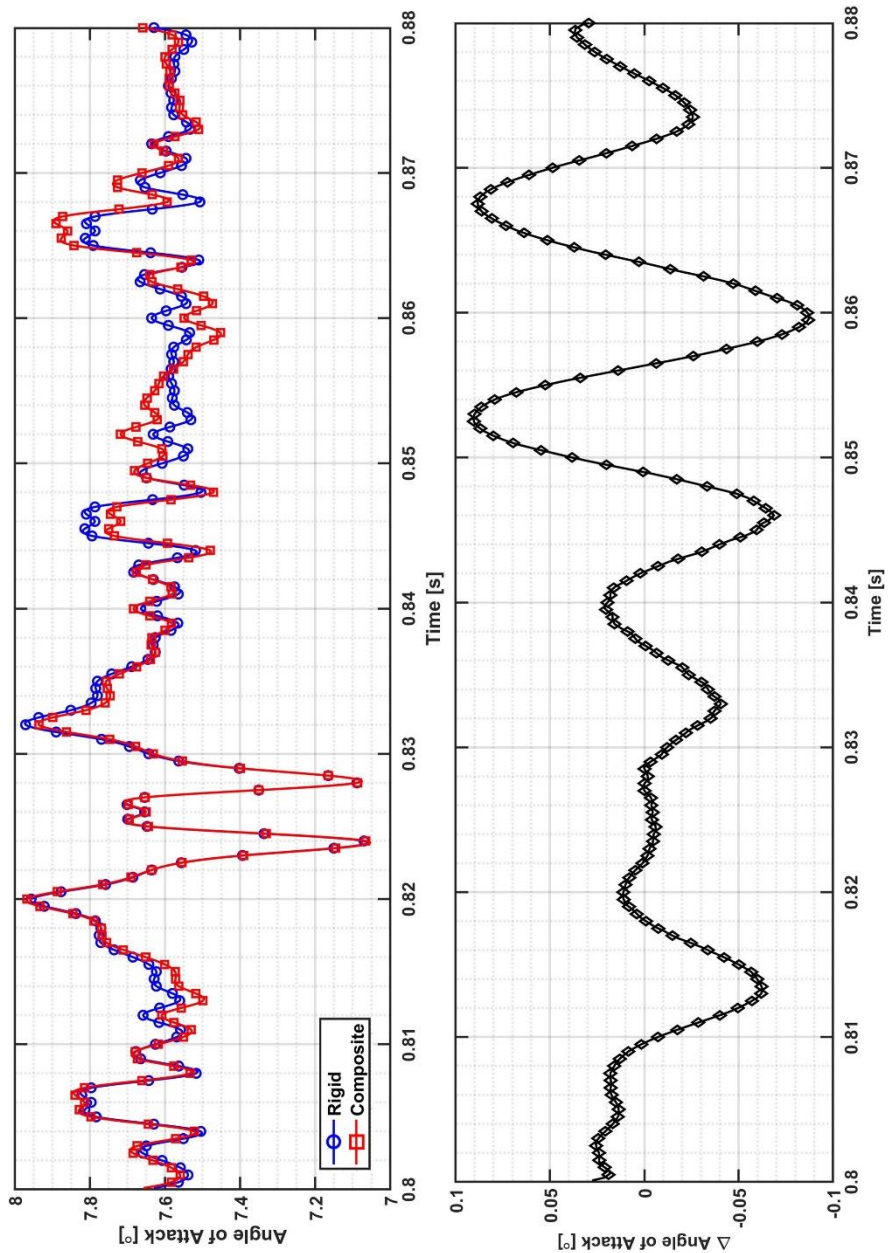


Figure 69 Angle of attack and the difference between rigid and flexible propellers at $n = 12.5$ rps over one rotational cycle of DARPA suboff wake field.

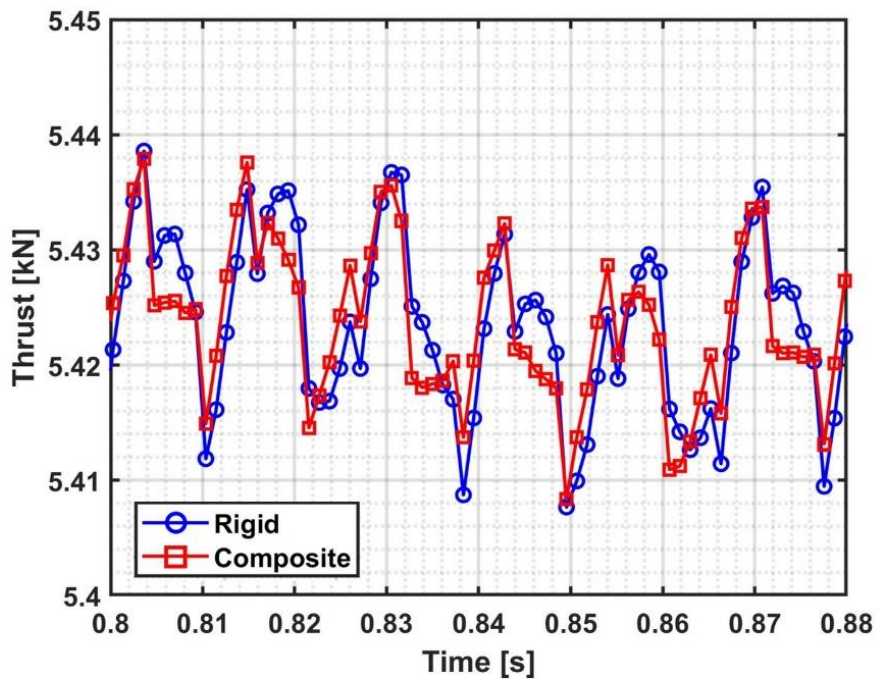


Figure 70 Thrust of rigid and flexible propellers at $n = 12.5$ rps over one rotational cycle of DARPA suboff wake field.

4.3. 비균일류 조건 소음해석

본 절에서는 복합소재 추진기의 적응 특성이 소음에 미치는 영향에 대하여 분석한다. 비공동 조건(Non-cavitating condition)과 공동 조건(Cavitating condition)에서의 강체 및 복합소재 추진기 소음해석을 수행하고 비교함으로써 복합소재 추진기의 적응 특성을 통한 소음저감 효과들을 분석한다. 먼저, 비공동 조건에서의 소음해석을 permeable FW-H 방정식을 활용하여 수행하였다. 소음해석을 위한 수음점은 Fig. 71과 같이 추진기 중심축으로부터 0.45, 0.55, 0.91 m 떨어진 지점에 위치시켰다. Permeable FW-H 방정식을 계산하기 위한 적분면은 내부 회전 도메인의 경계면으로 설정하였다. 본 소음해석으로부터 도출된 결과는 주파수 도메인에서의 협대역(Tonal) 및 광대역(Broadband) 성분으로 구분된다. 협대역 성분은 날개주파수(Blade passing frequency, BPF)와 추진기-후류 상호작용(Propeller-wake interaction) 소음으로 구분된다. 광대역 성분은 난류 간 상호작용으로부터 생성된다. 날개주파수 소음은 추진기 회전에 의한 소음원과 수음점 사이의 거리 변화와 날개 간 위상 차이로부터 야기되며 날개 수와 추진기의 초당 회전수의 곱에 조화주파수에서 형성된다. 추진기-후류 상호작용 소음은 잠수함의 반류장 유입류 변화에 따른 주기적인 압력 변화와 날개 회전 간의 상호작용에 의해 야기된다. 잠수함 반류장이 4주기 후류 특성을 가짐에 따라 본 날개-후류 상호작용 소음은 추진기 초당 회전수에 4를 곱한 조화주파수에서 형성된다. Table 14는 강체

및 복합소재 추진기에 대한 1차, 2차, 3차 날개주파수 소음을 나타낸다. 복합소재 추진기의 1차, 2차, 3차 날개주파수 소음 수준이 각 강체 추진기의 소음 수준보다 낮았으며 이는 동일한 하중 조건에서 복합소재 추진기의 적응 특성으로 인한 소음 저감 결과를 의미한다.

Fig. 72-74는 주파수 도메인에서의 강체 및 복합소재 추진기의 음압에 대한 비교결과를 나타낸다. 각 결과는 날개주파수, 추진기-후류 상호작용, 광대역 소음성분들을 모두 포함한다. 협대역 성분은 추진기-후류 상호작용에 의한 50 Hz의 조화주파수 및 날개주파수 75 Hz의 조화주파수에서 나타났다. 그 외 광대역 성분들은 추진기 주변의 유동장 변화에 의해 야기되었다. 각 수음점 위치에서 강체 및 복합소재 추진기의 음압을 비교하였을 때 모든 수음점에서 복합소재 추진기의 음압값이 강체 추진기의 음압값보다 작았다. 본 결과는 복합소재의 적응특성으로부터 야기되는 소음저감에 의한 결과에 해당하며 복합소재 추진기의 높은 압력 하중의 저감에 의해 전체 소음이 감소됨에 따라 본 결과가 도출되었다. 복합소재 추진기의 적응 특성으로부터 낮은 하중 영역에서의 하중과 반응각이 증가되어 평균 반응각과 압력 하중이 유지됨에 따라 복합소재 추진기의 추진성능이 강체 추진기와 동일한 추진성능을 유지하면서 복합소재 추진기 소음성능이 강체 추진기 대비 더 향상되는 유의미한 결과가 도출되었다.

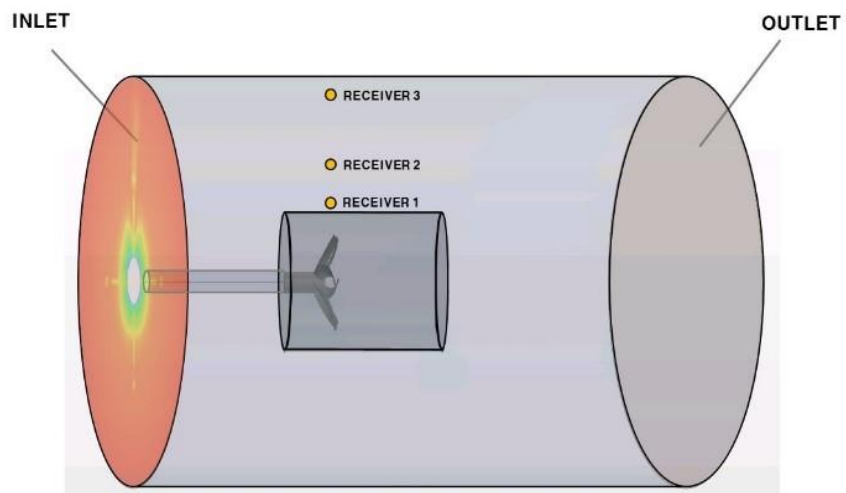


Figure 71 Receiver locations(0.41, 0.55, 0.91 m from propeller axis) for acoustic analysis under non-uniform flow condition.

Table 14 Acoustic analysis results for rigid and composite propellers at 1st, 2nd, and 3rd

BPF under non-uniform flow condition.

Case	Receiver Number	First BPF Noise [dB]	Second BPF Noise [dB]	Third BPF Noise [dB]
Rigid	1	150.5	147.2	150.9
	2	139.8	145.7	149.1
	3	131.8	141.2	140.1
Composite	1	149.1	144.7	147.7
	2	135.4	143.0	145.9
	3	130.6	137.0	137.7
Difference	1	-1.4	-2.5	-3.2
	2	-4.4	-2.7	-3.2
	3	-1.2	-4.2	-2.4

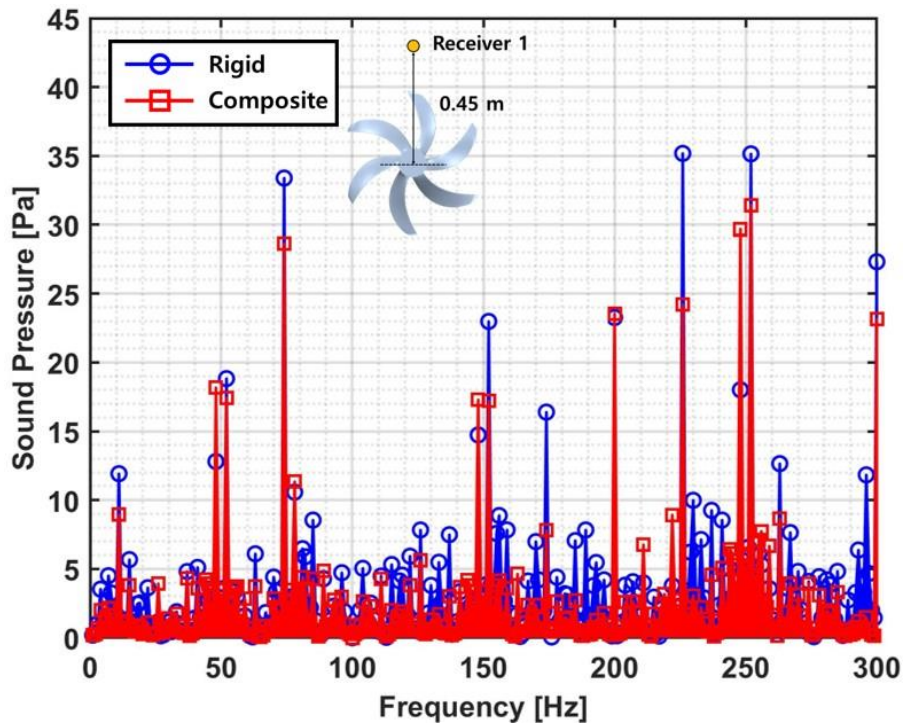


Figure 72 Comparison of acoustic analysis results between rigid and composite propellers at receiver 1(0.45 m from propeller axis).

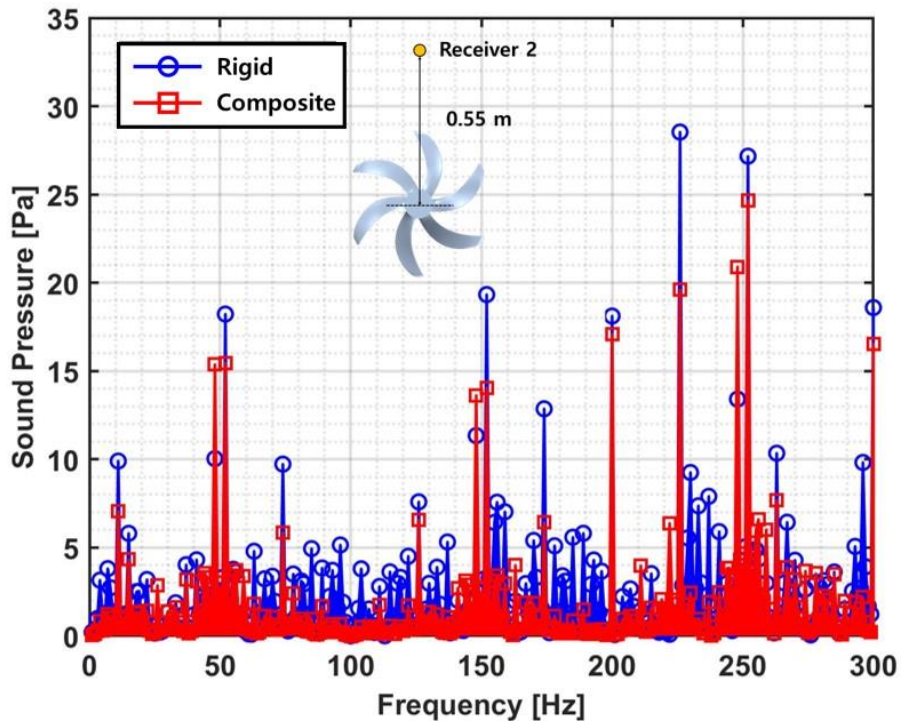


Figure 73 Comparison of acoustic analysis results between rigid and composite propellers at receiver 2(0.55 m from propeller axis).

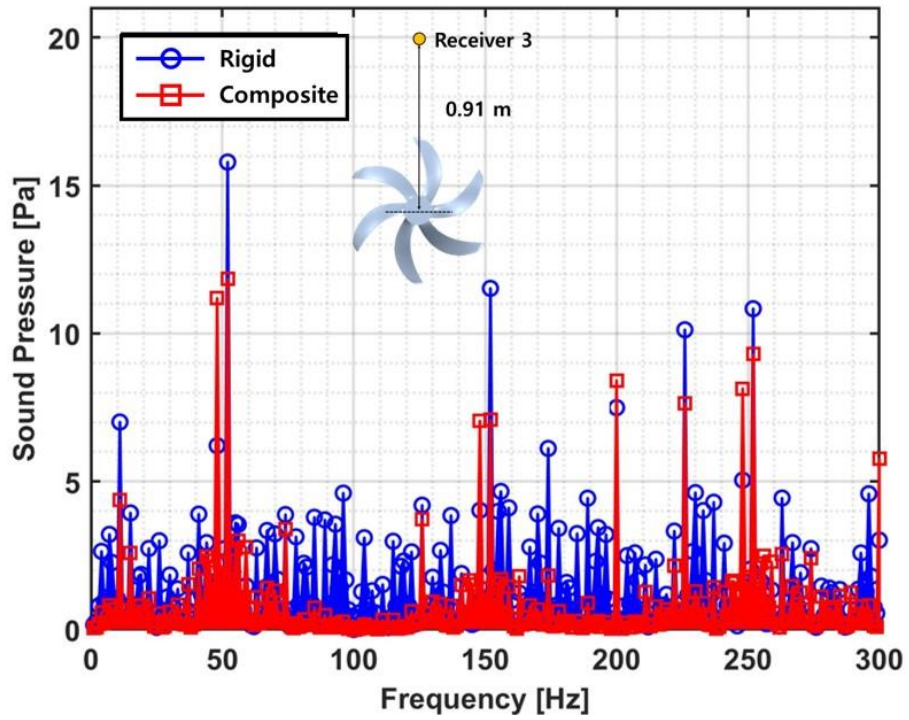


Figure 74 Comparison of acoustic analysis results between rigid and composite propellers at receiver 3(0.91 m from propeller axis).

추진기 공동 소음(Cavitation noise)은 추진기로 유입되는 유입류의 속도 증가에 따라 수중에 존재하는 공동 핵(Cavitation nuclei)의 주변 압력이 해당 조건에서의 증기압보다 작아짐에 따라 발생한 공동이 주변 압력 회복에 의해 급격한 붕괴되면서 발생한다. 본 강체 및 복합소재 추진기의 공동에 대한 소음 비교는 날개 끝 공동 광대역소음을 기준으로 수행되었다. 날개 끝 공동 광대역 소음은 공동 핵을 날개 끝과 날개 후류 주변에 배치하고 레일리-플레셋 방정식(Rayleigh-Plesset equation) 기반의 버블 다이내믹스(Bubble dynamics) 활용하여 계산되었다. 레일리-플레셋 방정식은 공동 반경을 해석하는 지배방정식으로써 공동 소음을 야기시키는 공동 체적 변화를 산출한다.

먼저, Fig. 52의 4-주기 후류에 대한 강체 및 복합소재 추진기의 날개 끝 공동 광대역소음을 도출하고 복합소재 추진기의 적응 특성으로부터 도출되는 소음저감 효과를 분석하였다. Fig. 75는 4-주기 후류에서의 강체 및 복합소재 추진기에 대한 받음각 변화를 나타낸다. 강체 추진기의 경우 4-주기 후류의 유입류 변화에 따른 받음각 변화만이 나타났으며 복합소재 추진기의 경우 적응 특성으로 인한 비틀림 변형을 포함한 받음각 변화가 발생하였다. Fig. 76은 4-주기 후류에서의 강체 및 복합소재 추진기의 날개 끝 압력을 비교한 결과를 나타낸다. 강체 추진기 대비 복합소재 추진기의 받음각이 작은 위치에서는 최대 날개 끝의 압력이 감소하였으며 받음각이 높은 위치에서는 최소 날개 끝 압력이 증가하였다. 최대 날개 끝 압력의 감소는 날개 끝에 작용하는 최대 하중의 감소를 의미하며 최소 날개 끝 압력의 증가는 최대 하중이 감소되어 손실된 추진성능만큼 회복시켜

추진기가 회전하는 동안의 평균 추진성능을 유지할 수 있음을 의미한다. Fig. 77은 복합소재 추진기의 받음각 감소에 따라 최대 하중이 저감된 위치인 0.11초에서의 강체 및 복합소재 추진기 날개 표면 위의 형성된 공동 생성 영역을 나타낸다. 복합소재 추진기 적응 특성으로 인한 받음각 감소로부터 최대 하중이 저감됨에 따라 복합소재 추진기 날개 표면에 생성된 공동 영역의 크기가 동일 조건에서의 강체 추진기보다 작았다. Fig. 78은 강체 및 복합소재 추진기의 추진기 후류 위 형성된 공동 생성 영역을 비교한 결과를 나타낸다. 유동장 속도를 나타내는 변수 중 하나인 Q-criterion를 통하여 날개 후류의 와류 형성 정도와 공동 생성 영역에 대한 정성적 분석이 가능하다. Fig. 78에서 강체 추진기의 공동 생성 영역은 투명하게 표시하였으며 그 외 표시된 영역은 복합소재 추진기의 공동 생성 영역을 나타낸다. 복합소재 추진기의 적응 특성으로 인한 복합소재 추진기의 공동 생성 영역이 강체 추진기 대비 감소하였음을 확인하였다. Fig. 79는 4-주기 후류에 대한 강체 및 복합소재 추진기의 날개 끝 공동 광대역소음을 해석하기 위한 공동 핵 배치를 나타낸다. 날개 끝 공동에서 발생하는 소음을 정확하게 해석하기 위하여 날개 끝 후류 주변에 공동 핵을 집중적으로 분포시켰다. Fig. 80은 4-주기 후류에 대한 강체 및 복합소재 추진기의 공동 광대역소음 해석결과를 나타낸다. 전 주파수 대역에서 복합소재 추진기의 공동 광대역소음이 강체 추진기 대비 약 20 dB 이상 저감됨을 확인하였다. Fig. 81은 DARPA suboff AFF8 모델 반류에 대한 대상 추진기들의 공동 광대역소음 해석결과를 나타낸다. 4-주기 후류의 공동 광대역소음 해석 절차와 동일한 절차를 활용하여 도출되었다.

전 주파수 대역에서 복합소재 추진기의 공동 광대역소음이 강체 추진기의 공동 광대역소음 대비 약 3 dB 이상 저감됨을 확인하였다. 비공동 조건에서의 동일한 소음저감 메커니즘을 통하여 공동 조건에서도 복합소재 추진기의 적응 특성으로 인해 최대 하중이 저감되고 최소 하중을 손실된 하중만큼 회복시킴으로써 평균 추진성능은 유지되며 공동 광대역소음은 저감되는 유의미한 결과가 도출됨을 확인하였다.

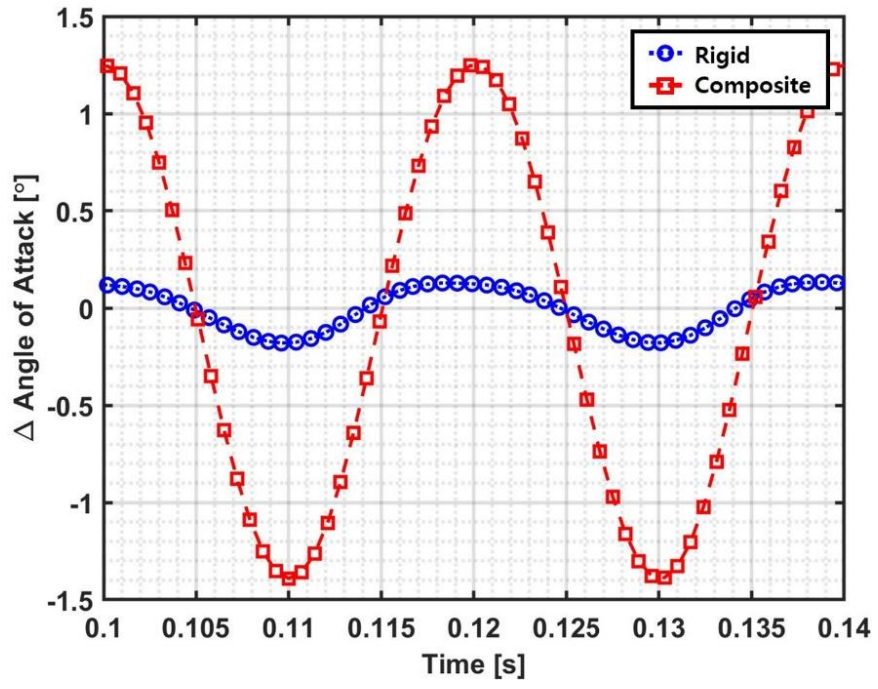


Figure 75 Comparison of difference of angle of attack between rigid and composite propellers at $n = 12.5$ rps under 4-cycle wake field.

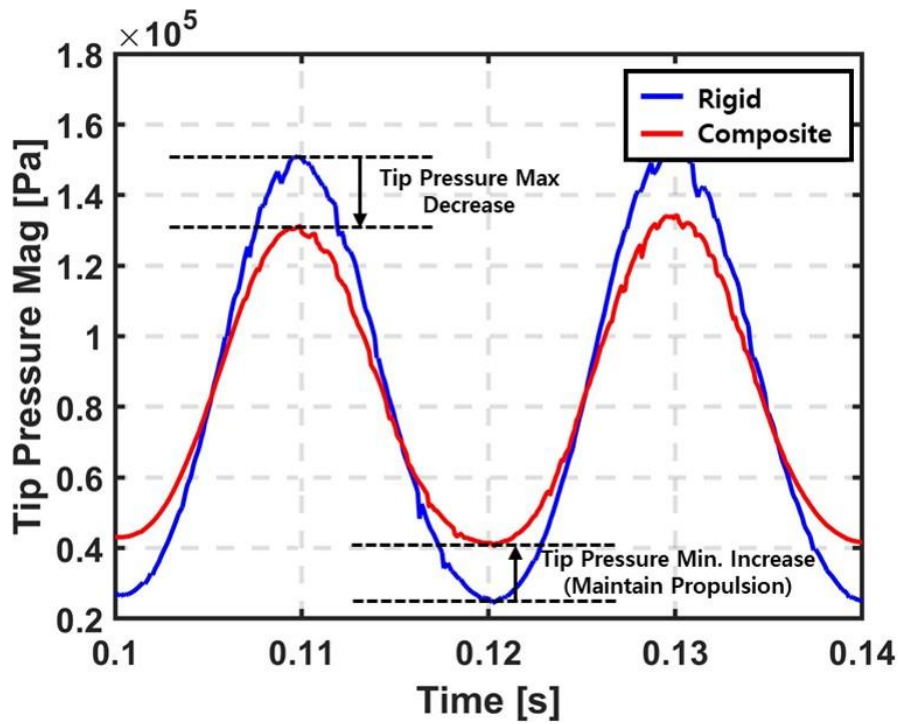


Figure 76 Comparison of pressure at propeller tip between rigid and composite propellers at $n = 12.5$ rps under 4-cycle wake field.

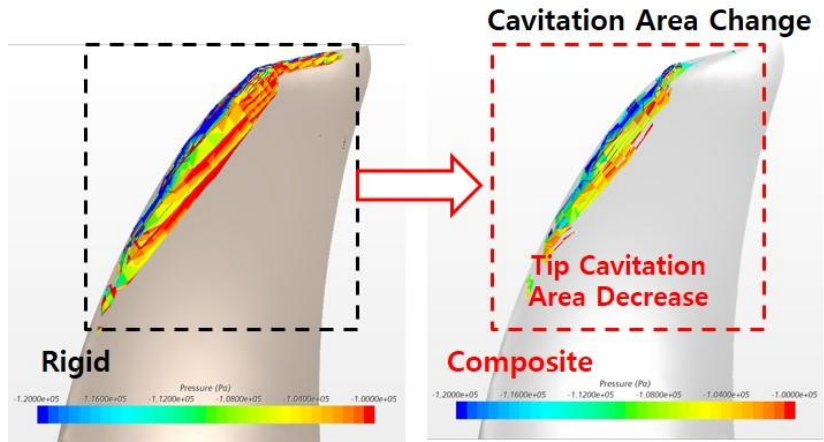


Figure 77 Comparison of cavitation volume on rigid and composite blades in high pressure region of 4-cycle wake field.

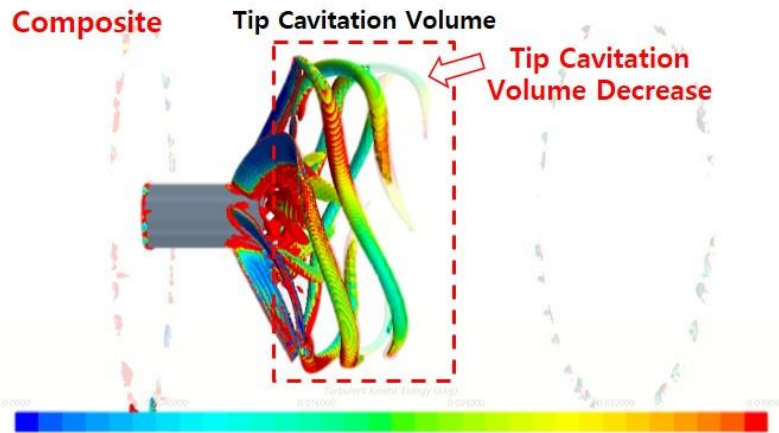


Figure 78 Cavitation volume on composite propeller wake of 4-cycle wake field.

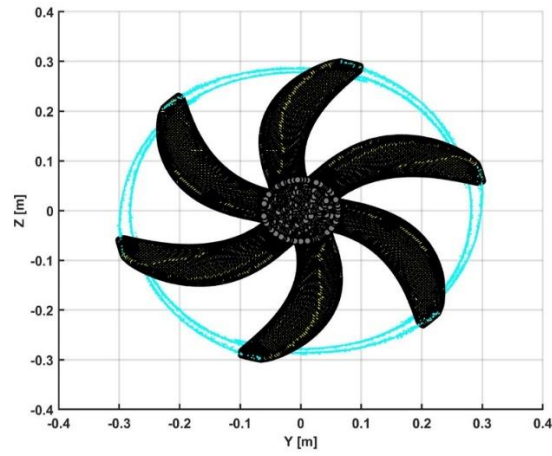


Figure 79 Nuclei placement(blue) for cavitating noise analysis on propeller wake.

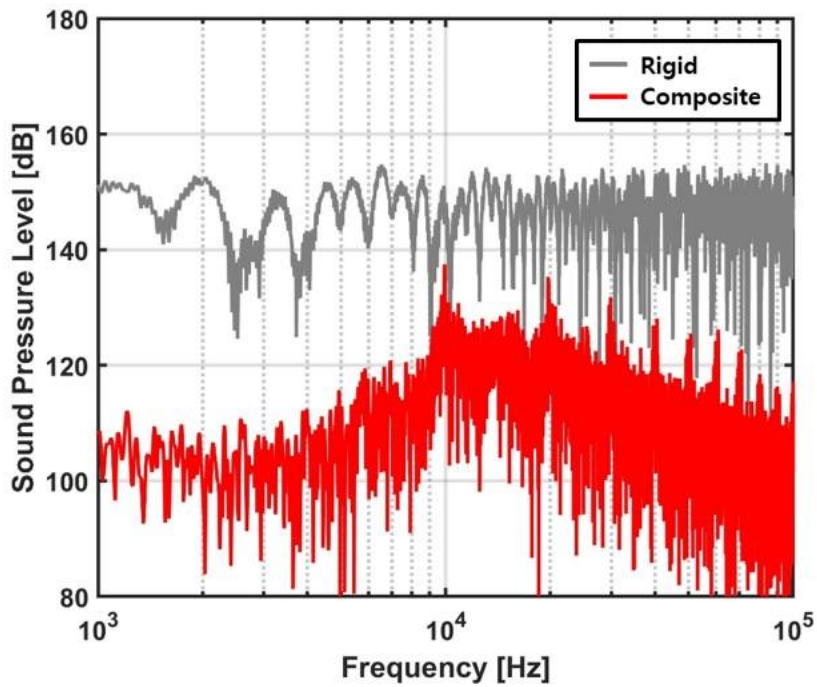


Figure 80 Comparison of cavitation noise between rigid and composite propellers at $n = 12.5$ rps under 4-cycle wake condition.

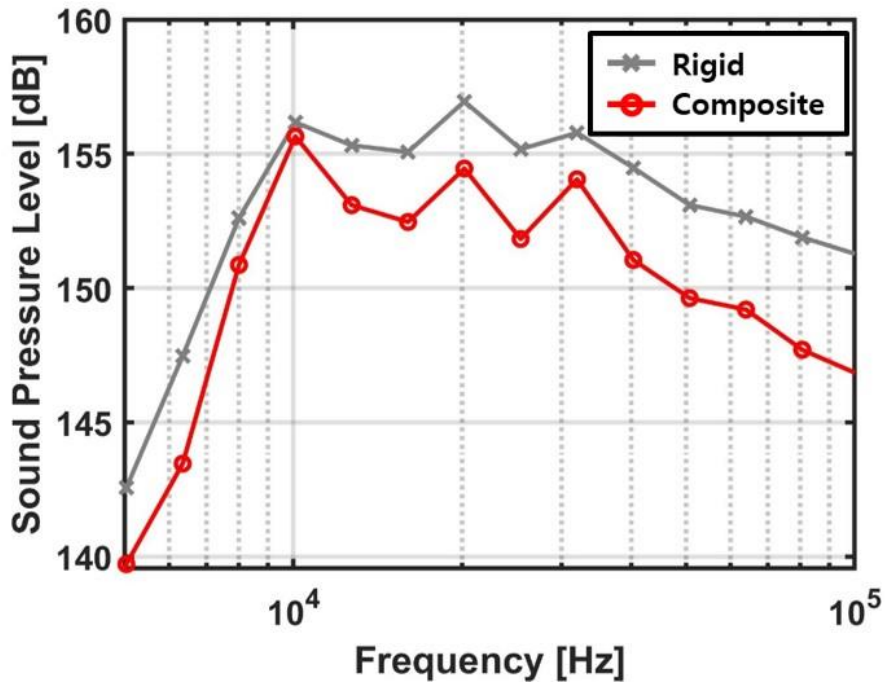


Figure 81 Comparison of cavitation noise between rigid and composite propellers at $n = 12.5$ rps under DARPA suboff wake condition.

4.4. 복합소재 추진기 소음저감 메커니즘

본 절에서는 앞서 도출된 결과들을 기반으로 규명된 비균일류 조건에서의 복합소재 추진기 소음저감 메커니즘을 정리한다. 일반 추진기의 소음저감 메커니즘은 추진기 날개에 적용되는 하중의 저감을 기반으로 한다. 하지만 추진기가 1회전하는 동안의 평균 하중의 저감은 추진성능을 저하시키는 추력손실을 야기시킨다. 추진성능을 유지한 채로 소음을 저감시키기 위해서는 손실된 추진성능의 보상이 추진기 회전 구간에서 이루어져야 한다. 복합소재 추진기의 경우 적응 특성으로 인해 비균일류 조건에서 변화하는 유입류에 따라 연속적으로 변화하는 비틀림 변형을 가진다. 해당 특성을 통해 비균일류 조건에서 회전하는 동안 손실된 추진성능을 회복하여 평균 하중을 유지시키며 목표한 추진성능을 만족시킬 수 있는 평균 받음각이 유지된다. Fig. 82는 복합소재 추진기 적응특성으로부터 야기되는 복합소재 추진기의 소음저감 메커니즘을 나타낸다. Fig. 83은 각 추진기가 1회전하는 동안의 복합소재 추진기와 강체 추진기 날개 끝에서의 압력 차이를 나타낸다. 비균일류 내 높은 하중이 작용하는 위치에서 복합소재 추진기는 강체 추진기의 받음각보다 작은 받음각을 가지도록 크게 변형되며 복합소재 추진기의 받음각이 강체 추진기의 받음각보다 작아짐에 따라 높은 하중이 저감된다. 해당 높은 하중의 저감으로 인해 최대 소음원 크기가 저감되고 전체 소음의 저감이 야기되며 더불어 최대 하중 저감에 따른 추력 손실도 발생한다. 이후

추진기가 회전하면서 낮은 하중 영역에 복합소재 추진기가 위치하게 되면 낮은 하중으로 비틀림 변형이 작게 발생함에 따라 복합소재 추진기의 받음각이 강체 추진기의 받음각보다 크게 된다. 복합소재 추진기의 받음각이 강체 추진기의 받음각보다 커짐에 따라 낮은 하중이 증가된다. 해당 낮은 하중의 증가로부터 앞서 높은 하중의 저감으로 인해 발생한 손실된 추진성능이 회복된다. 낮은 하중의 증가로부터 증가된 소음원 크기는 높은 하중 영역에서의 소음원 크기보다 작기 때문에 전체 소음에 대한 기여도가 작다. 결과적으로 해당 하중의 증가는 손실된 추진성능은 회복시키며 소음성능에는 영향을 미치지 않는다. 종합적으로, 복합소재 추진기는 비균일류 내 위치별 적응 특성으로부터 높은 하중 영역에서의 최대 하중이 저감되고 낮은 하중 영역에서의 최소 하중이 증가됨에 따라 평균 받음각 및 추진성능은 강체 추진기와 동일하게 유지하면서 소음을 저감시킨다.

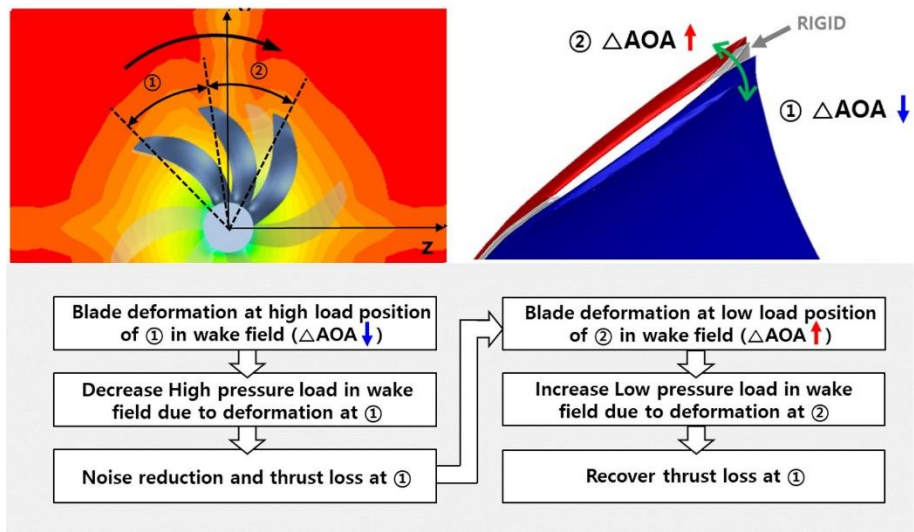


Figure 82 Noise reduction mechanism using composite propeller under average thrust maintenance condition.

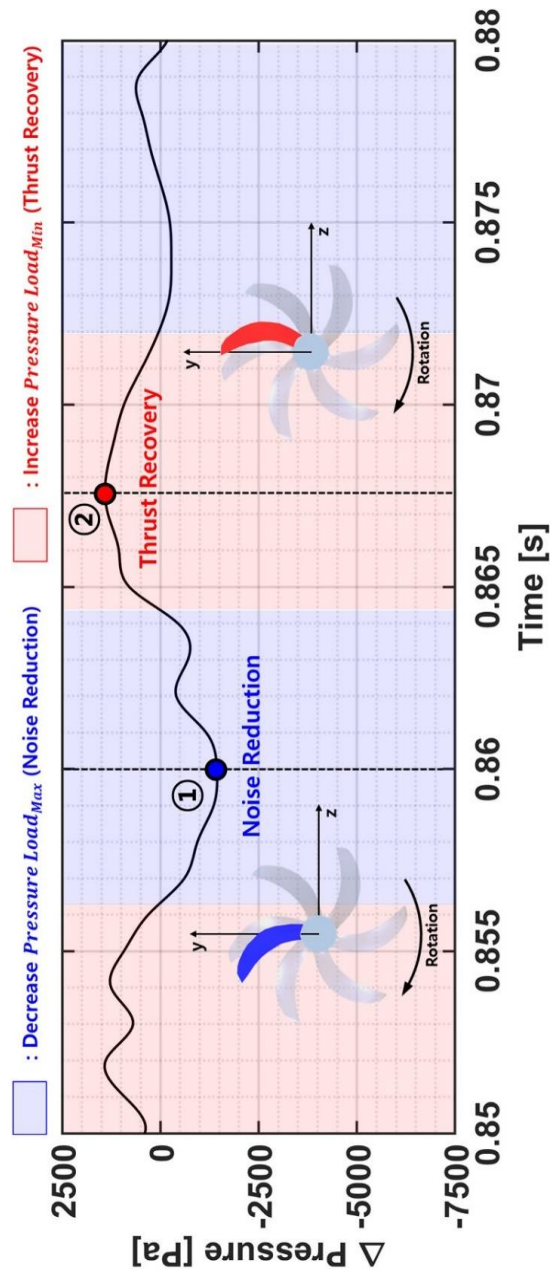


Figure 83 Pressure difference between rigid and composite propellers at $n = 12.5$ rps over one rotational cycle under DARPA suboff wake field.

Permeable FW-H 음향상사법을 활용하여 비균일류 조건 복합소재 추진기의 적응 특성 및 소음성능을 해석할 수 있는 해석기법을 개발하였다. Table 15는 개발 해석방법과 타 문헌에서의 해석방법을 정확도, 적응 특성 도출 여부, 적응 특성을 통한 추진성능 유지 및 소음저감 결과 도출 여부에 대하여 비교한 결과를 나타낸다. Permeable FW-H 음향상사법의 투과성 적분면을 활용함에 따라 유체-구조 경계면 위에서의 발생하는 수치적 불안정성 문제를 해결함으로써 비균일류 조건에서의 유체장 변화에 따른 소음성능에 대한 해석 정확도를 기존 FW-H 음향상사법을 적용한 기법 대비 향상시킬 수 있었다. 본 해석기법은 수치적 불안정성 문제를 해결함에 따라 복합소재 추진기의 유입류 조건에 따른 적응 특성 변화를 도출할 수 있고 이를 통하여 추력 성능은 기존 강제 추진기와 동일하게 유지하며 소음성능을 향상시킬 수 있는 결과들을 산출할 수 있다. 개발된 해석기법을 활용하여 비균일류 조건에서의 적응 특성 및 소음 해석절차를 정립하였으며 정립된 해석절차를 바탕으로 복합소재 추진기의 동일 하중 조건 대비 비공동 및 공동소음이 저감되는 결과들을 도출하였다. 본 해석기법 및 절차를 통해 도출된 결과들을 바탕으로 적응 특성과 소음 간의 관계를 분석함으로써 복합소재 추진기의 소음저감 메커니즘을 규명하였다.

Table 15 Comparisons of FSI and acoustic analysis methods for composite propellers in non-uniform flow.

Reference	Analysis Method	Accuracy	Adaptive Char.	Thrust Main.	Noise Reduc.
Mulchay et al. (2014)	BEM-FEM Interaction + FW-H Method	Low	×	●	×
Kim et al. (2022)	CFD-FEM Interaction + FW-H Method	Mid	×	●	×
Present	CFD-FEM Interaction + PFW-H Method	High	●	●	●

5. 기계학습을 이용한 복합소재 추진기 설계 시스템 개발

5.1. 저소음 복합소재 추진기 설계 시스템

복합소재 추진기의 경우 유동 조건에 따라 적응 변형이 발생하고 해당 변형으로부터 공동 및 소음 성능이 변화한다. 복합소재 추진기에서 발생하는 공동 및 소음을 최소화시키기 위해서는 공동 및 소음과 적응 변형을 동시에 최적화하여야 한다. 복합소재 추진기의 공동 및 소음 성능과 적응 변형에 영향을 미치는 다양한 설계 변수들이 있다. 복합소재 추진기의 목적 변수에 해당하는 변수들은 강체 추진기와 다르게 추진기 형상으로도 결정되지 않는다. 추진기 형상 외에도 복합소재 추진기를 구성하는 구조의 적층 배열이 복합소재 추진기의 목적 변수에 영향을 미친다. 복합소재 추진기의 목표 성능 만족을 위한 최적 설계를 수행하기 위해서는 추진기 형상 및 복합소재 적층 배열 변수들에 대한 동시 최적화를 수행하여야 한다.

추진기 형상 및 복합소재 적층 배열 변수들을 모두 고려한 최적 설계를 수행하기 위하여 Fig. 84의 복합소재 추진기 최적 설계 시스템을 구성하였다. 먼저, 기준 추진기 형상 및 복합소재 적층 배열에 대하여 교배(Crossover) 및 변이(Mutation) 연산을 통한 임의의 복합소재 추진기 케이스들을 설정한다. 다음으로, 각 복합소재 추진기 케이스들의 목적 및 제약(Constraint) 변수들을 개발된 기계학습 기반 예측 모델을 사용하여

평가한다. 목적 변수 평가 결과들로부터 최적 복합소재 추진기 케이스들을 도출한다. 두 개의 목적 변수에 대한 최적화를 수행하기 때문에 다중 목적 최적화 알고리즘(Multi-objective optimization algorithm)을 사용해야하며 본 연구에서는 NSGA-II(Non-sorting genetic algorithm II)를 최적화 알고리즘으로 활용하였다(Deb et. al., 2002). 두 개의 목적 변수들에 대하여 본 알고리즘을 통해 도출된 최적화 결과들은 하나의 최적안으로 도출되지 않고 파레토 전선(Pareto front)의 형태로 도출된다. 파레토 전선은 비지배적 해(non-dominated solution)들로 정의되며 독립적인 각 목적 변수들이 동시에 목표 성능에 가깝도록 도출된 최적 해들의 집합을 의미한다. 최종적으로 파레토 최적 해들의 공동 및 소음성능을 엄밀히 평가하고 비교함으로써 최종 최적 복합소재 설계안을 도출한다.

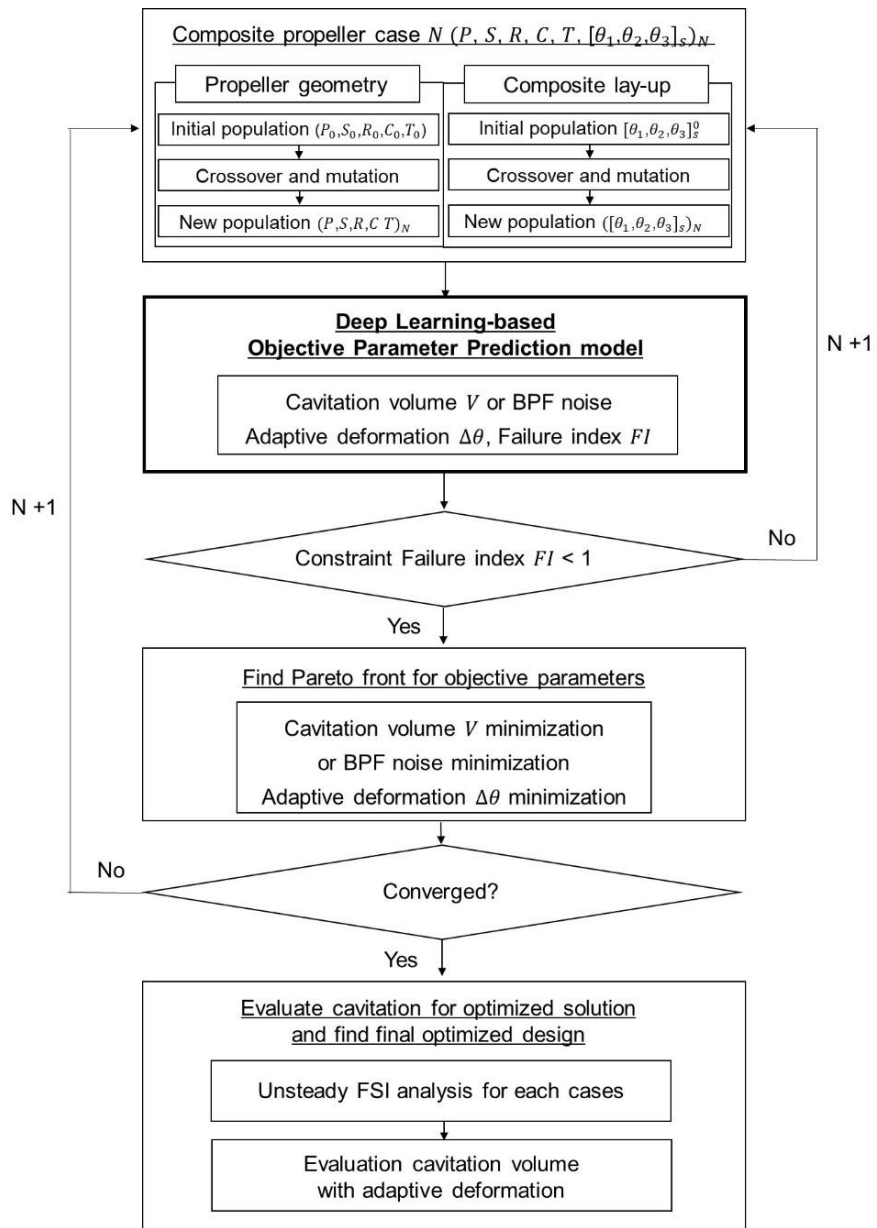


Figure 84 Composite propeller design system using deep learning-based objective parameter prediction model.

5.2. 기계학습 기반 목적 변수 예측 모델 개발

복합소재 추진기를 활용하여 공동 및 소음을 최소화시키기 위해서는 공동 및 소음 성능과 유체력에 의한 복합소재 추진기의 변형을 고려한 설계를 수행해야 한다. 복합소재 추진기는 유동 조건에 따라 적응 특성을 가지기 때문에 반류장 내 각 위치에 따른 적응 변형이 발생하고 해당 변형은 공동 및 소음 성능에 영향을 준다. 설계 단계에서 복합소재 추진기의 적응 변형을 포함한 공동 및 소음 성능을 평가 및 설계를 수행하기 위해서는 목적 변수들을 효과적으로 평가할 수 있는 예측 모델 개발과 해당 모델을 활용한 설계 전략이 필요하다. 그러므로 본 연구에서는 단순 정상상태 해석으로부터 도출된 입력 데이터로부터 각 목적 변수들을 평가할 수 있는 기계학습 기반 목적 변수 예측 모델을 개발하였다.

Fig. 85는 기계학습을 활용하여 목적 변수 예측 모델을 개발하기 위한 절차를 나타낸다. 본 절차는 크게 두 단계로 구분된다. 먼저, 학습 데이터셋(Training dataset)을 생성하기 위한 데이터 획득(Data acquisition) 및 전처리(Preprocessing)를 수행한다. 학습 입력 데이터는 정규화된 압력, 변위 행렬과 정상상태 전산유체역학 및 유한요소해석을 통해 산출된 압력 및 변위 데이터들을 전처리하고 곱함으로써 도출된 곱 행렬(Product matrix)로 구성되었다. 학습 출력 데이터는 정상 및 비정상상태 유체-구조 연성해석 결과로부터 각 변수 산출 모델 적용함으로써 도출된 공동 체적(Cavitation

volume), 날개주파수 소음(BPF noise), 적응 변형(Adaptive deformation)과 파손 지수(Failure index)로 구성되었다. 다음으로, 학습 데이터셋은 각 변수에 대한 학습 입력 및 출력 데이터를 활용하여 구성되었으며 각 목적 변수 예측 모델은 구성된 학습 데이터와 설계된 합성곱 신경망 모델로부터 도출된다(Lecun et. al., 1998; Behnke, 2003; Simard et. al., 2003). 최종적으로 임의로 선정된 평가 데이터셋(Test dataset)을 대상으로 예측 모델들의 정확도를 평가하고 목적 변수들을 산출하기 위한 최종 예측 모델들을 도출하였다.

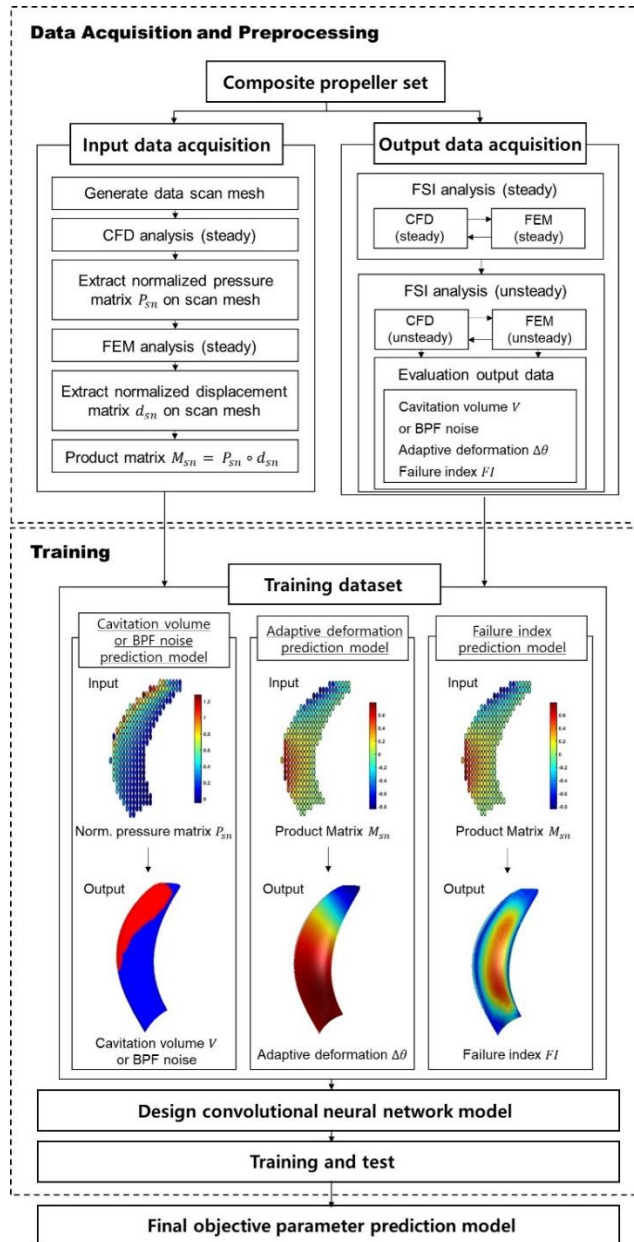


Figure 85 Procedure for development of deep learning-based objective parameter prediction model.

5.2.1. 데이터 획득 및 전처리

Fig. 86의 P5475 추진기를 기준으로 주요 형상 변수를 일부 조정(variation)하여 데이터 획득을 위한 복합소재 추진기 세트를 구성하였다. P5475 추진기의 제원과 자세한 정보는 Chen et al. (2006)에서 제공한다. 복합소재 추진기 세트를 생성하기 위한 주요 변수 범위 정보는 table 16과 같다. Table 16에서의 아래 첨자 0은 형상 변수 조정 전 기준 추진기에 대한 변수를 의미한다.

학습 출력 데이터는 복합소재 추진기 세트에 대한 정상 및 비정상상태 유체-구조 연성해석으로부터 도출되었다. 높은 정확도의 학습 출력 데이터를 확보하기 위하여 커플링을 포함한 양방향 유체-구조 연성해석 모델을 활용하였다. 학습 출력 데이터 중 적응 변형은 본 유체-구조 연성해석 모델을 통하여 도출이 가능하다. 복합소재 추진기의 적응 변형은 크게 굽힘 변형과 비틀림 변형으로 구분된다. 굽힘 변형은 비틀림 변형 대비 공동 및 소음 성능에 상대적으로 영향을 작게 미치기 때문에(Ebrahimi et al., 2019), 공동 및 소음성능 최적화를 위한 본 학습 출력 데이터와 목적 변수 중 적응 변형은 굽힘 변형을 포함하지 않는다.

학습 출력 데이터 중 공동 체적은 추가적인 공동 모델을 본 해석 모델에 적용함으로써 도출된다. 다양한 모델들이 공동 해석을 위해 제안되었으며 본 연구에서는 Schnerr-Sauer 모델을 사용하여 공동 체적을 산출하였다. Schnerr-Sauer 모델은 레일리-플레셋 방정식을 기반으로 하며

VOF(Volume-of Fluid) 기법과 연계됨으로써 기포의 성장과 붕괴를 예측한다 (Schnerr and Sauer, 2001). Schnerr-Sauer 모델의 기포 성장률(Bubble growth rate)은 아래와 같이 표현된다.

$$\left(\frac{dR}{dt}\right)^2 = \frac{2}{3} \left(\frac{p_{sat} - p_{\infty}}{\rho}\right) \quad (5.2.1.1)$$

여기서 R , p_{sat} , p_{∞} , ρ_l 은 각각 기포 직경, 기포 표면의 온도에 해당하는 증기압, 원거리 장에서의 압력, 유체 밀도를 나타낸다.

복합소재 추진기의 파손 발생 여부를 확인하기 위해서 적용 변형에 대한 파손 지수를 평가해야 한다. 파손 지수 평가를 위해 Tsai-Wu 파손 기준을 활용하였으며 해당 파손 기준은 복합소재 구조물의 파손 발생 여부를 판단할 수 있는 가장 일반적인 기준에 해당한다(Tsai and Wu, 1971). Tsai-Wu 파손 기준의 파손 지수 FI 는 다음과 같다.

$$FI = F_1\sigma_1 + F_2\sigma_2 + F_{11}\sigma_1^2 + F_{22}\sigma_2^2 + F_{66}\sigma_{12}^2 + 2F_{12}\sigma_1\sigma_2 \quad (5.2.1.2)$$

여기서 σ_1 , σ_2 , σ_{12} 는 각각 복합소재 섬유에 대한 종방향 응력, 횡방향 응력, 면방향 전단응력을 나타낸다. Eq. (5.2.1.2)의 계수는 아래와 같이 표현된다.

$$F_1 = \frac{1}{\sigma_{1t}} - \frac{1}{\sigma_{1c}}, F_2 = \frac{1}{\sigma_{2t}} - \frac{1}{\sigma_{2c}}, F_{11} = \frac{1}{\sigma_{1t}\sigma_{1c}},$$

(5.2.1.3)

$$F_{22} = \frac{1}{\sigma_{2t}\sigma_{2c}}, F_{66} = \frac{1}{\tau_{12}^2}, F_{12} \cong -\frac{1}{2}\sqrt{F_{11}F_{22}}$$

여기서 σ_{1t} , σ_{1c} 는 각각 종방향 인장 및 압축 강도를 나타내며 σ_{2t} , σ_{2c} 는 횡방향 인장 및 압축 강도를 나타낸다. τ_{12} 는 면방향 전단 강도를 나타낸다. Fig. 87은 학습 출력 데이터셋의 공동 체적, 적응 변형, 파손 지수를 나타낸다.

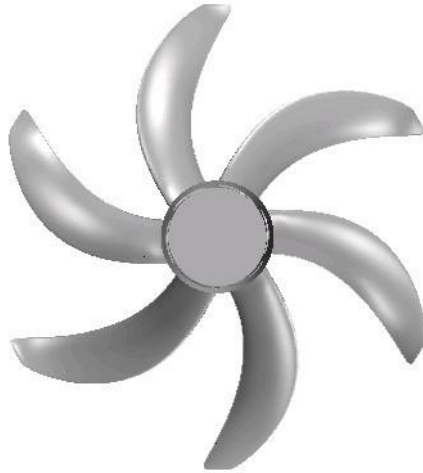


Figure 86 Reference propeller geometry (Chen et al. 2006).

Table 16 Composite propeller geometry and lay-up parameters and range of variations.

Parameter		Description	Range of Variation
Propeller Geometry	P/P_0	Normalized pitch	From 0.9 to 1.1 with step of 0.02
	S/S_0	Normalized skew	From 0.8 to 1.2 with step of 0.04
	R/R_0	Normalized rake	From 0.8 to 1.2 with step of 0.04
	c/c	Normalized chord	From 0.8 to 1.2 with step of 0.04
	t/t_0	Normalized thickness	From 0.8 to 1.2 with step of 0.04
Composite Lay-up	n	Number of ply	From 1 to 6 under the symmetrical lay-up condition
	θ_i	Ply angle	From 0° to 90° with step of 15°

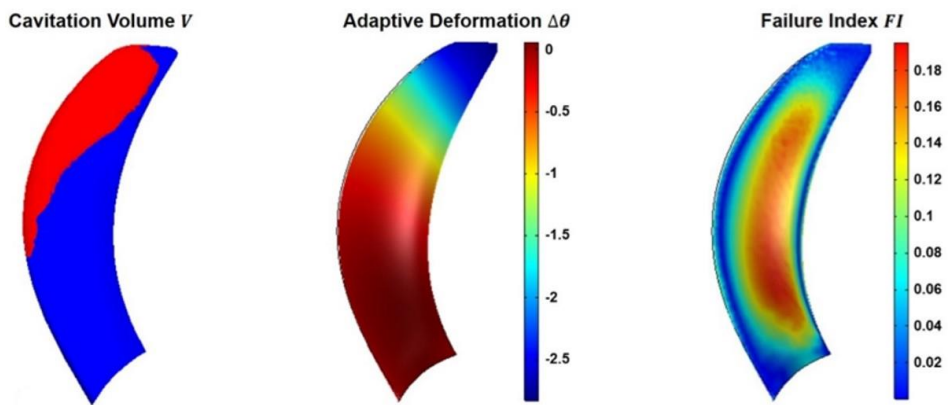


Figure 87 Training output dataset containing the cavitation volume, adaptive deformation, and failure index data for reference propeller geometry.

예측 모델들은 추진기 형상 또는 복합소재 적층 배열 구성의 특정 변수를 학습 입력 데이터로 활용하여 도출할 수 있다. 하지만 해당 특정 변수들을 활용한 예측 모델은 정확한 출력값을 도출하기 어렵다. 그러므로 본 학습 입력 데이터셋은 압력 및 변위 분포를 활용하여 도출하였다. 하지만 각 케이스별 실제 격자 위치에서의 압력 및 변위 분포를 활용하여 학습 입력 데이터를 구성하는 것은 케이스별 동일한 격자 위치에서의 행렬데이터를 도출하기 어렵고 다량의 케이스에 대한 데이터를 저장하고 활용하기에는 해석 메모리 관점에서 현실적으로 불가능하다. 해당 한계를 극복하기 위해서 기준 위치에서의 입력 데이터를 도출할 수 있는 데이터 스캔 격자(Data scan grid)를 생성하였다. 데이터 스캔 격자는 수직, 수평 방향으로 30개의 시드를 각각 분포시켜 Fig. 88과 같이 생성하였다. 학습 입력 데이터는 정상상태 조건 하에서 데이터 스캔 격자 위의 압력과 단위 힘에 대한 비틀림 변형을 활용하여 획득되었다. 적응 변형과 파손 지수는 유체력에 의한 구조 변형에 대한 변수로써 해당 변수들에 대한 학습 입력 데이터는 전산유체역학 및 유한요소법이 연성된 결과들이 포함되어야 한다. 따라서 데이터 스캔 격자 위 정규화된 압력 및 비틀림 변위에 대한 곱 행렬(Product matrix)을 적응 변형과 파손지수를 도출하기 위한 학습 입력 데이터로 활용하였다. Fig. 89-91은 정규화된 압력, 변위, 곱 행렬에 대한 학습 입력 데이터셋을 나타낸다.

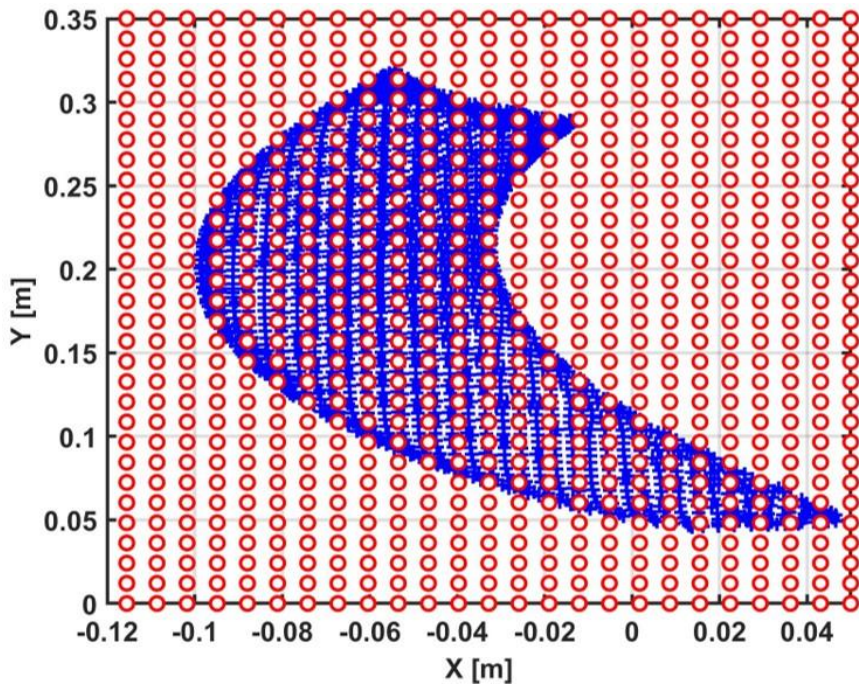


Figure 88 Data scan grid (30 x 30) on the propeller blade of normalized skew $S/S_0 = 1.2$
for training input dataset.

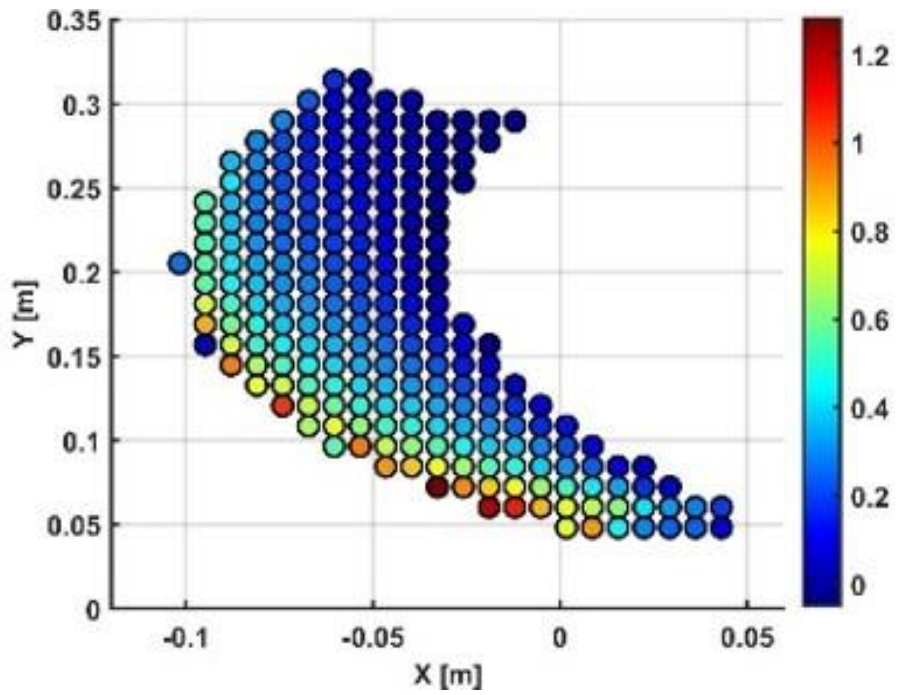


Figure 89 Normalized pressure for the propeller blade of normalized skew $S/S_0 = 1.2$ on the data scan grid.

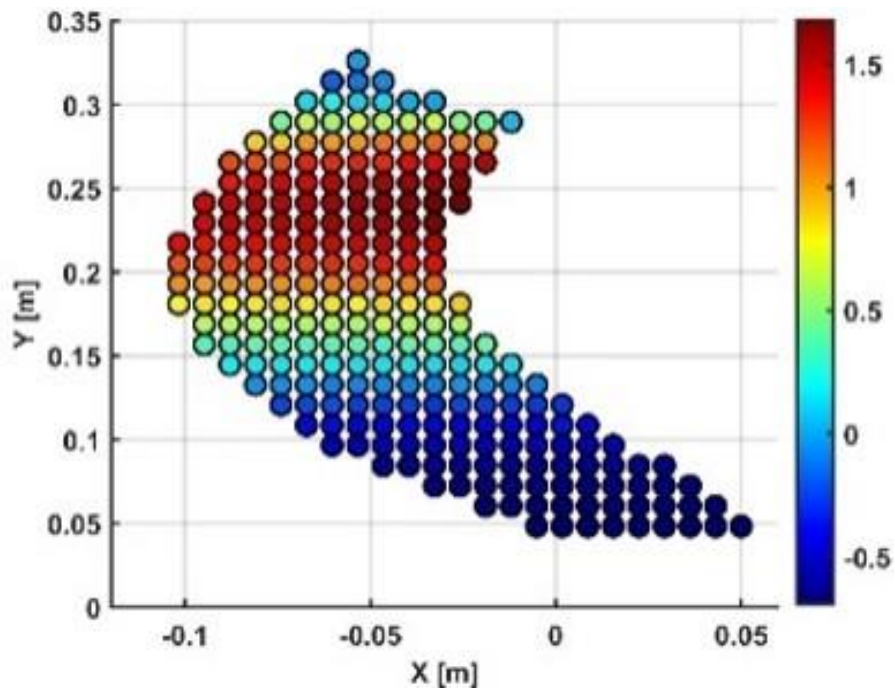


Figure 90 Normalized twisting displacement for the propeller blade of normalized skew

$S/S_0 = 1.2$ on the data scan grid.

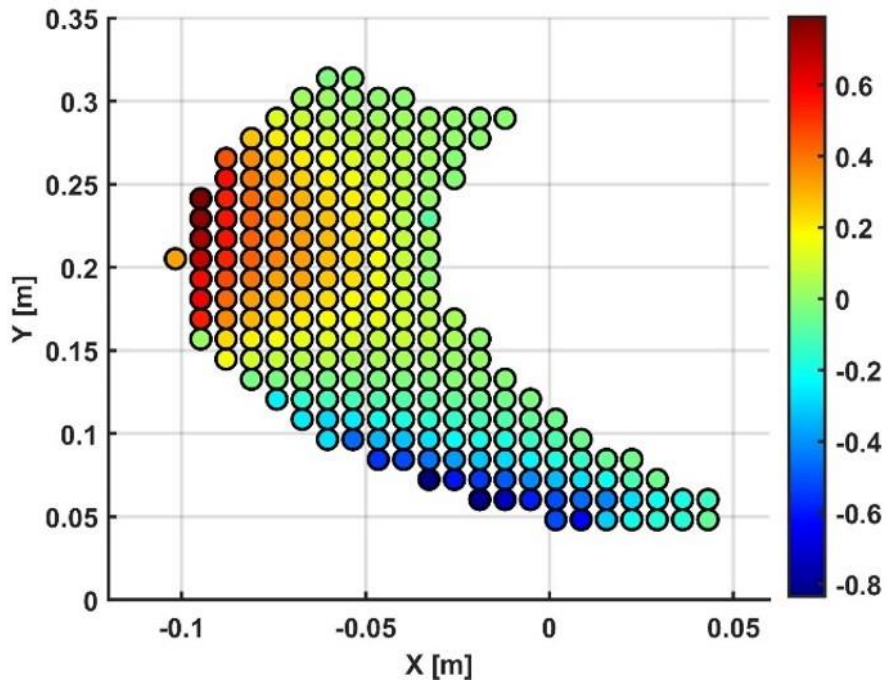


Figure 91 Product matrix(Normalized pressure x Normalized twisting displacement) for the propeller blade of normalized skew $S/S_0 = 1.2$ on the data scan grid.

5.2.2. 예측 모델 학습 및 검증

예측 모델을 개발하기 위한 기계학습 알고리즘으로 합성곱 신경망을 활용하였다. 합성곱 신경망은 합성곱 계층(Convolution layer) 및 풀링 계층(Pooling layer)들을 반복적으로 배치한 심층 네트워크와 완전 연결 계층(Fully connected layer)을 생성함으로써 최종 예측을 가능하게 하는 알고리즘이다. Fig. 92는 본 연구에서 활용한 합성곱 신경망 모델의 구조를 나타낸다. 데이터들의 특징을 도출하기 위하여 5개의 합성곱 레이어들을 사용하였다. 5개 이상의 합성곱 레이어를 사용하여도 동일한 예측 정확도 수준이 도출되었기 때문에 학습 계산 비용을 고려하여 5개의 합성곱 레이어를 적용하였다. 모든 합성곱 계층들의 필터 크기는 3×3 이며, 세임 패딩(Same padding)을 사용하고 사용된 스트라이드(Stride)는 1이다. 첫 번째, 두 번째, 세 번째 계층의 출력 채널의 개수는 각각 8, 16, 32개이며, 네 번째, 다섯 번째 출력 채널의 개수는 64개이다. ReLU(Rectified linear unit)을 각 합성곱 계층 이후에 활성화 함수로써 활용하였다(Nair and Hinton, 2010). 마지막 합성곱 계층에 대한 특성 맵(Feature map) 출력은 완전 연결 계층에 의해 평탄화(Flatten)되었다. Fig. 93과 Fig. 94는 각각 첫 번째와 마지막 합성곱 계층에 대한 특성 맵을 나타낸다. 합성곱 계층이 깊어짐에 따라 입력된 이미지 데이터의 시각적인 특징이 감소하고 추상적 데이터를 포함하는 특징들이 강조됨을 확인하였다.

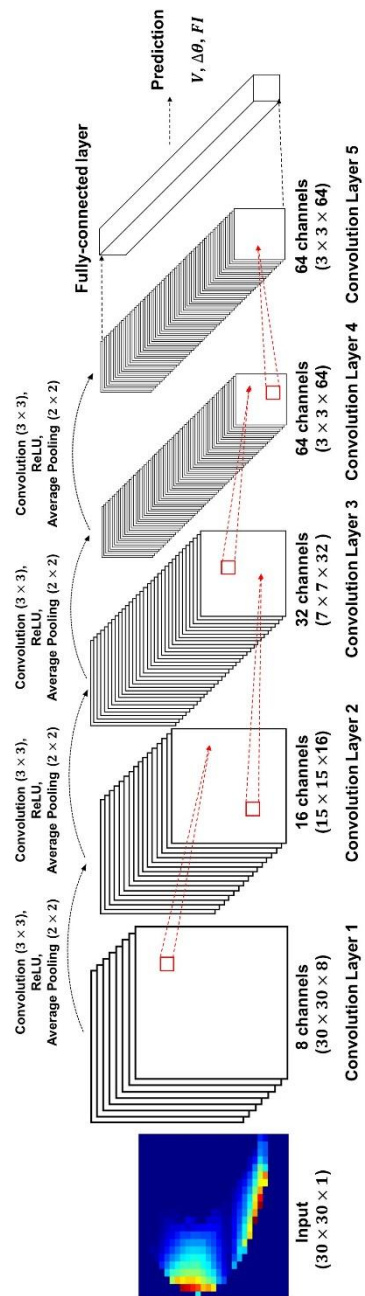


Figure 92 Architecture of CNN model for development of prediction models.

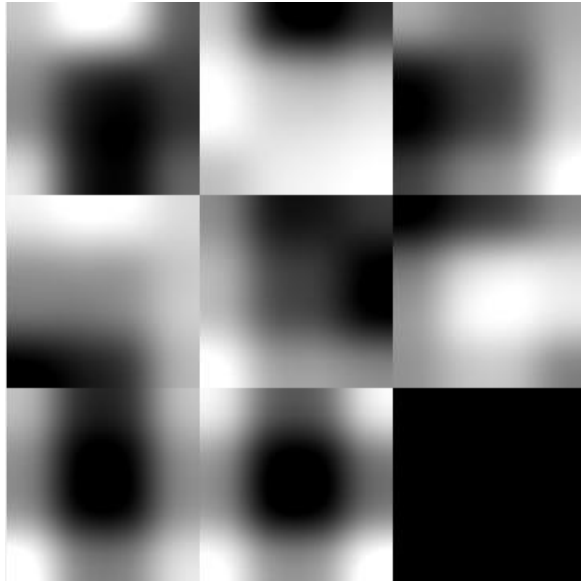


Figure 93 Visualized feature maps of convolution layer 1 for training predictino models.

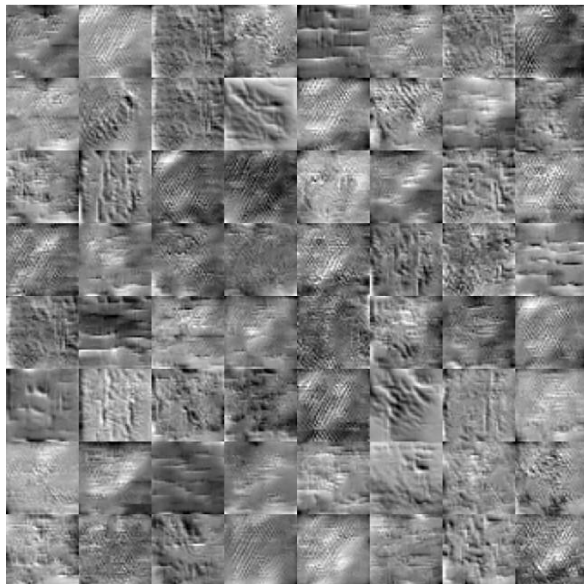


Figure 94 Visualized feature maps of convolution layer 5 for training predictino models.

공동 체적, 날개주파수 소음, 적응 변형, 파손 지수에 대한 예측 모델들이 학습 데이터셋과 합성곱 모델을 활용하여 훈련되어 도출되었다. 각 변수에 대한 예측 모델의 성능을 평가하기 위하여 학습에 사용되지 않은 임의의 데이터셋에 대하여 예측 정확도를 평가하고 타 기계학습 모델들과 비교하였다. 타 기계학습 모델은 MATLAB R2019B에 내장되어있는 선형회귀, 서포트 벡터 머신, 결정트리, 앙상블 모델이 사용하였다. Fig. 95부터 Fig. 98은 타 기계 학습 모델과 본 개발된 예측 모델들에 대한 예측 정확도를 비교한 결과를 나타낸다. Fig. 95과 Fig. 96에서는 기계학습 모델 및 본 개발된 예측 모델 모두 높은 정확도로 공동 체적과 날개주파수 소음을 잘 예측하는 것을 확인하였다. 하지만 Fig. 97과 Fig. 98에서와 같이 적응 변형과 파손 지수에 대해서는 개발된 예측 모델이 타 기계학습 모델 대비 더 높은 정확도로 예측하는 것을 확인하였다. Table 17은 각 변수에 대한 예측 모델의 평균 제곱근 오차(Root mean square error, RMSE) 결과를 나타낸다. 모든 목적 변수에 대하여 개발된 예측 모델이 타 기계학습 모델들 대비 가장 낮은 평균 제곱근 오차를 가짐을 확인하였다.

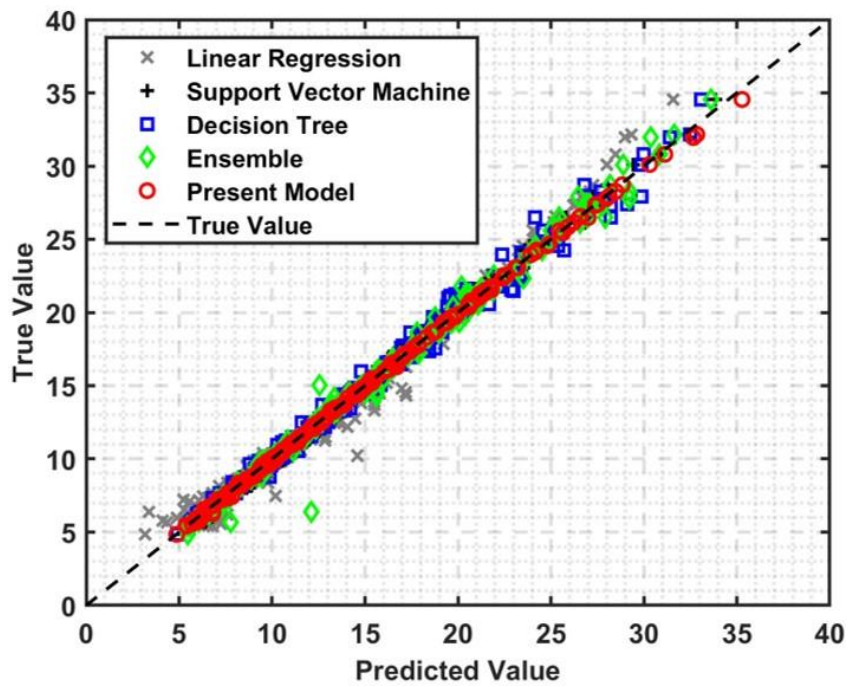


Figure 95 Prediction accuracy of various machine learning models including present deep learning-based prediction model for cavitation volume.

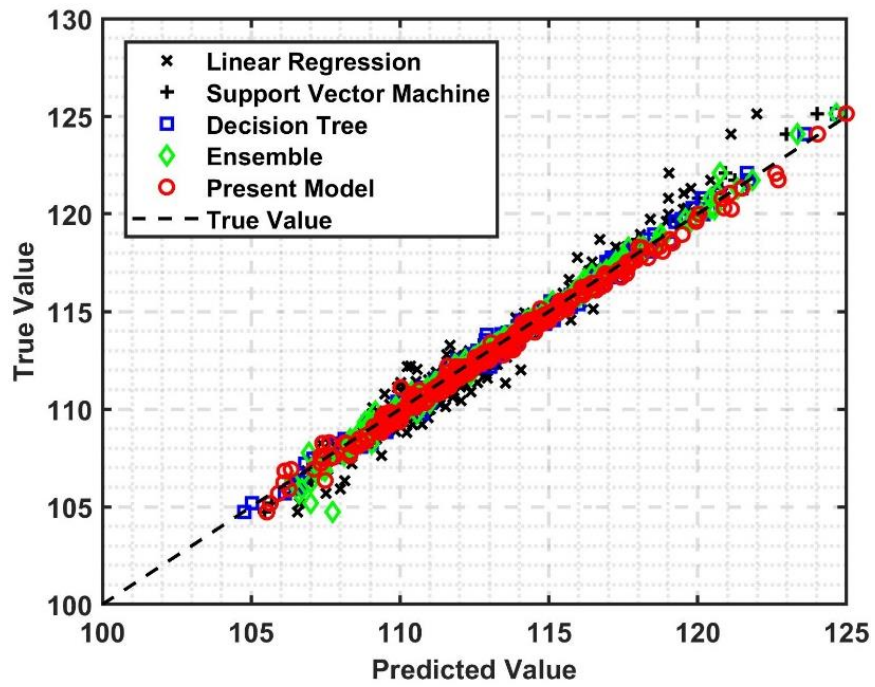


Figure 96 Prediction accuracy of various machine learning models including present deep learning-based prediction model for BPF noise.

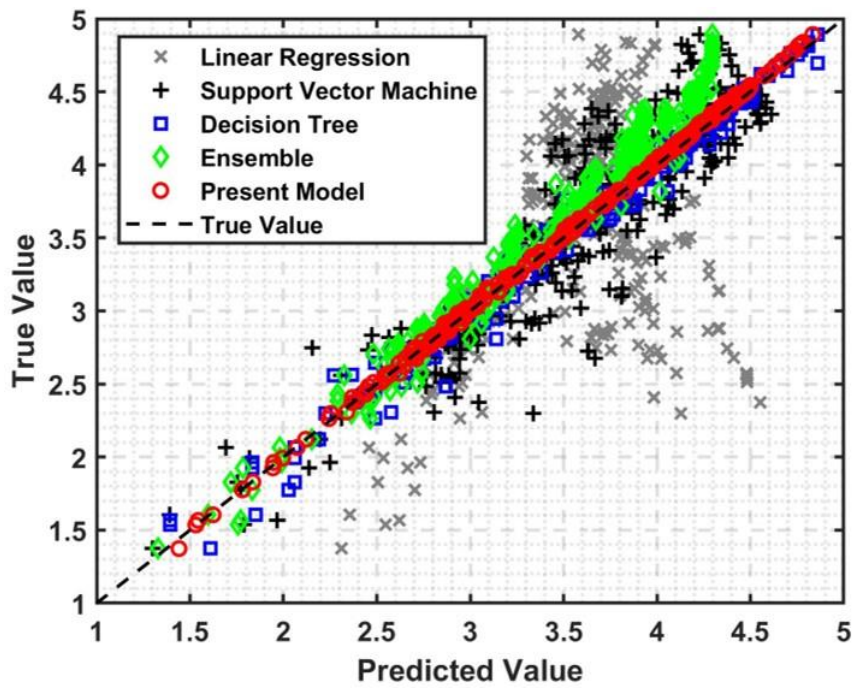


Figure 97 Prediction accuracy of various machine learning models including present deep learning-based prediction model for adaptive deformation at tip.

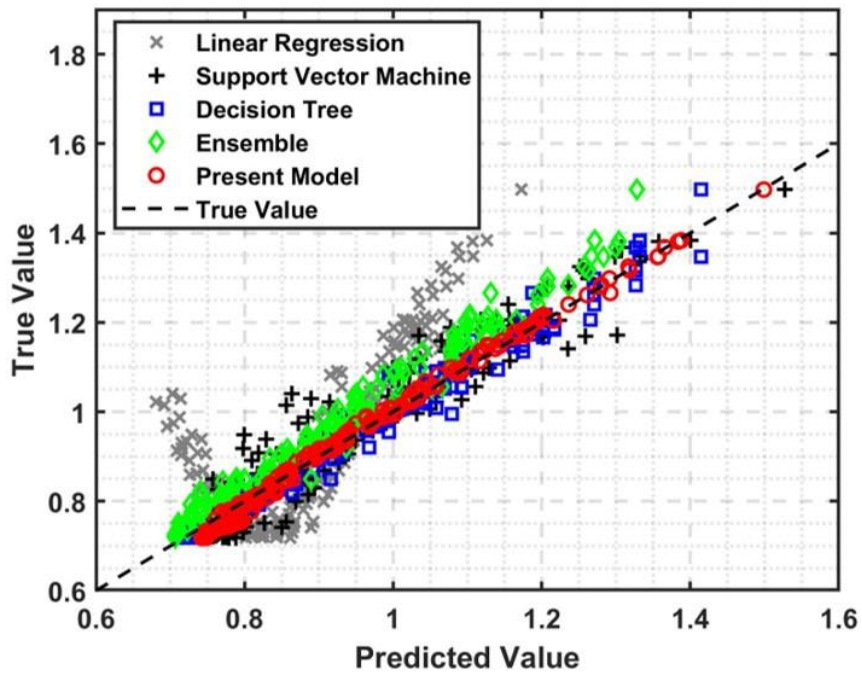


Figure 98 Prediction accuracy of various machine learning models including present deep learning-based prediction model for failure index maximum.

Table 17 Root mean square error(RMSE) values of proposed prediction models with various machine learning models.

Prediction Models	Root Mean Square Error (RMSE)				
	Linear Regression	Support Vector Machine	Decision Tree	Ensemble	Present Model
Cavitation Volume V [$10^{-5} \times \text{m}^3$]	1.0363	0.6049	0.6320	0.8198	0.1475
BPF noise [dB]	0.8607	0.3944	0.3568	2.5450	0.3295
Adaptive Deformation $\Delta\theta$ [°]	0.7153	0.3486	0.0913	0.3177	0.0318
Failure Index FI	0.1503	0.0795	0.0264	0.0903	0.0161

Fig. 99는 각각 기존 전산유체역학-유한요소법 연성 및 음향상사법을 통한 해석기법과 본 기계학습 기반 예측 모델을 활용한 해석절차를 나타낸다. 기존 기법의 경우 전산유체역학-유한요소법 연성기법을 통한 유체-구조 연성해석을 통해 유체력에 대한 변형을 평가하고 해당 변형으로부터 변화된 소음 변수들을 음향상사법 또는 공동 소음 모델을 활용하여 도출해야 한다. 하나의 설계 케이스에 대하여 해당 절차를 통해 해석을 수행한다면 CentOS 운영체제 기반 Intel Xeon SPG-6248/2.5Ghz-28M-20C CPU와 192GB RECC DR-2666 RAM 사양의 CAE-Simulator ThunderBolt 클러스터 기준 총 3일의 시간이 소요된다. 설계 단계에서 본 해석절차를 활용하여 다양한 설계 케이스들에 대한 성능을 평가하기에는 계산비용 관점 현실적으로 불가능하다. 기계학습 기반 예측 모델을 활용한 해석절차의 경우 기존에 높은 계산 비용의 유체-구조 연성 및 소음해석에 대한 부분들을 기계학습 기반 예측 모델로 대체함으로써 하나의 설계 케이스에 대한 성능을 평가하는데 약 10분 정도로 단축된다. 해당 소요시간은 계산비용 관점 설계 단계에서 활용할 수 있는 수준에 해당하며 낮은 계산 비용을 가짐에 따라 본 기계학습 기반 예측 모델을 통한 해석절차를 활용하여 다양한 설계 케이스에 대한 성능을 평가하고 최적 케이스들을 도출할 수 있다.

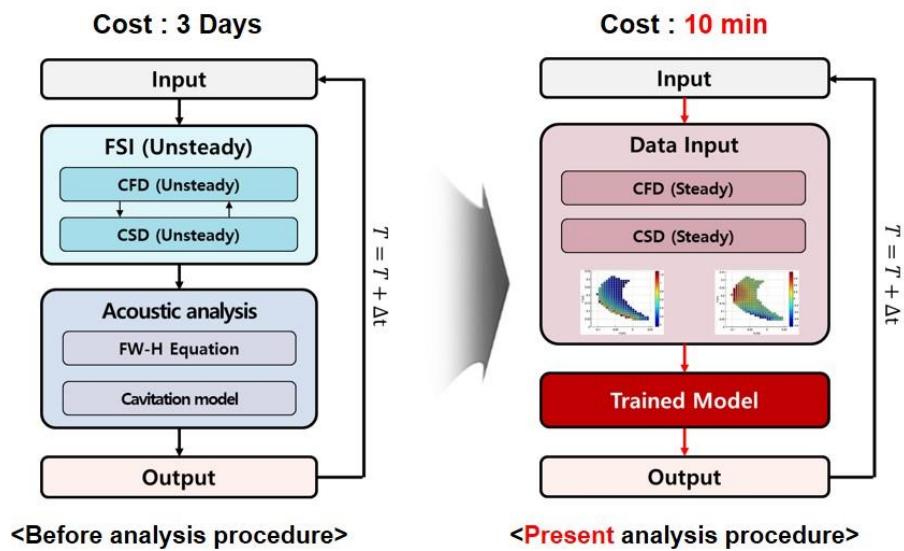


Figure 99 Comparison analysis procedures using full FSI-acoustic analysis and deep learning-based prediction model.

5.3. 복합소재 추진기 날개 공동 최적 설계

잠수함 추진기에서 발생하는 소음은 잠항 깊이에 따른 공동 발생 여부에 따라 공동소음과 비공동소음의 기여도가 변화한다. 잠항 깊이가 깊어지게 되면 주변 압력이 높아짐에 따라 공동이 발생하지 않아 비공동소음이 지배적으로 발생하며 얕은 깊이에서 잠항할 경우 주변 압력이 상대적으로 낮아짐에 따라 공동이 발생하여 공동소음이 지배적으로 발생한다. 따라서 본 최적 설계과정은 공동 발생 여부에 따라 지배적으로 발생하는 소음에 초점을 맞추어 수행되었으며 각각 날개 공동과 날개주파수 소음에 대한 최적 설계로 구분된다. Table 18은 복합소재 추진기 날개 공동 최소화 목적의 최적 설계를 위한 설계(Design), 목적(Objective) 및 제약(Constraint) 변수들을 나타낸다. 설계 변수들은 추진기 형상과 복합소재 적층 배열의 주요 변수들을 포함한다. 최적 설계를 위한 변수들의 범위는 공동 체적을 감소시킬 수 있도록 복합소재 추진기 변형의 크기가 증가하는 방향으로 설정하였다. 최적화 프로세스는 동일한 추력 조건과 파손 지수 1 이하의 제약 조건에서 공동 체적과 적응 변형 최소화를 목적으로 한다. 본 최적 설계 과정에서 복합소재 추진기의 피로 파괴에 대한 변수들은 제외하였다.

Table 18 Design, objective, and constraint parameters for cavitation minimization.

Design Parameter						
Parameter Range	P/P_0 [1.0, 1.1]	S/S_0 [1.0, 1.2]	R/R_0 [1.0, 1.2]	c/c_0 [0.8, 1.0]	t/t_0 [0.8, 1.0]	$\theta_1, \theta_2, \theta_3$ [0°, 90°]
Objectives						
Objective Parameter	Cavitation Volume V minimum Adaptive deformation $\Delta\theta$ minimum					
Constraint						
Constraint Parameter	Thrust constant $T = T_0$ Failure Index $FI < 1.0$					

5.3.1. 날개 공동 최적 설계안 도출

형성된 복합소재 추진기 케이스들의 공동 체적, 적응 변형 및 파손 지수들을 개발된 기계학습 기반 예측 모델들을 활용하여 도출하였다. 각 케이스를 평가된 파손 지수에 대한 제약 조건 만족 여부에 따라 분류하였으며 제약 조건을 만족하지 않는 케이스들은 제거하였다. Fig. 100에서 붉은색 영역은 파손 지수에 대한 제약 조건을 만족하지 않는 영역을 나타내며, 초록색 영역은 본 제약 조건을 만족시키는 영역을 나타낸다. Fig. 101는 전체 케이스 중 제약 조건을 만족하는 케이스들만 나타낸다.

제약 조건을 만족하는 케이스들에 대한 최적화 결과는 Fig. 102와 같다. Fig. 102의 수평 및 수직 축은 각각 공동 체적과 적응 변형을 나타낸다. Fig. 102에서 파란색 점은 복합소재 추진기의 적응 변형을 고려하지 않고 평가된 공동만을 최소화시키는 이전 최적화 방법으로 도출된 최적안이다. 붉은색 점은 기계학습 기반 목적 변수 예측 모델로부터 평가된 공동 및 적응 변형을 동시에 최소화시키는 본 복합소재 추진기 최적화 방법으로 도출된 최적안들을 나타낸다. 파레토 최적안은 B1(N1)부터 N7까지 7개의 복합소재 추진기 케이스들을 포함한다. B1(N1) 케이스는 7개의 케이스 중 가장 낮은 공동 체적을 가지며 N7 케이스는 7개의 케이스 중 가장 낮은 적응 변형을 가진다. 각 최적안들에 대한 추진기 형상 및 복합소재 적층 배열 설계 변수들은 Table. 19와 같다.

7개의 최적안은 기준 추진기 대비 큰 스큐 및 레이크를 가지고 작은 코드와 얇은 두께를 가졌다. 최적안들의 스큐 및 레이크 증가는 스큐와 레이크 증가에 따라 일반적으로 공동 체적이 감소하기 때문에 도출된 결과에 해당한다(Zhu, 2015; Sajedi and Mahdi, 2019). 코드 및 두께가 감소할수록 적응 변형이 감소하기 때문에 도출된 최적안들은 기준 추진기 대비 짧은 코드 길이와 얇은 두께를 가졌다.

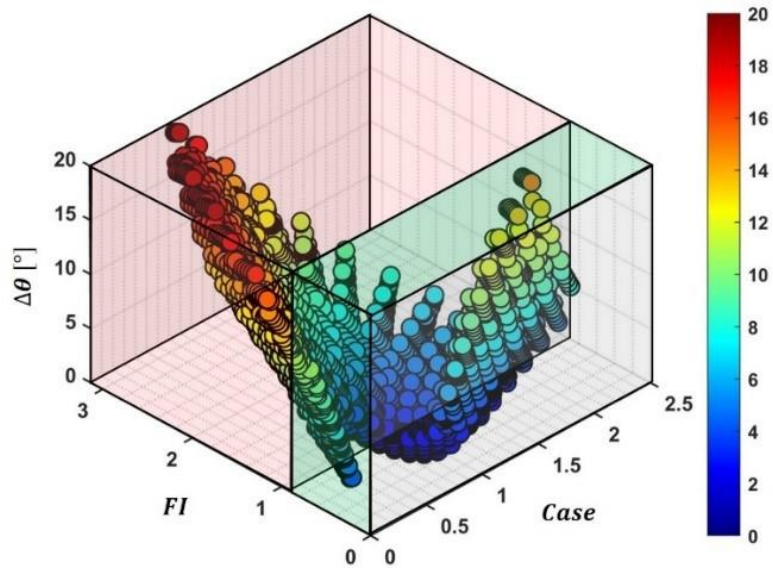


Figure 100 Propeller case classification according to failure index constraint satisfaction with adaptive deformation.

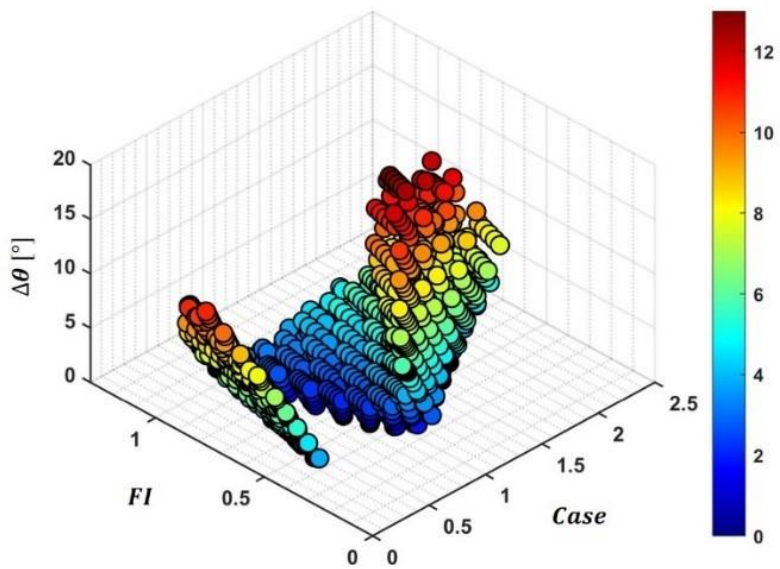


Figure 101 Propeller cases satisfied failure index constraint with adaptive deformation.

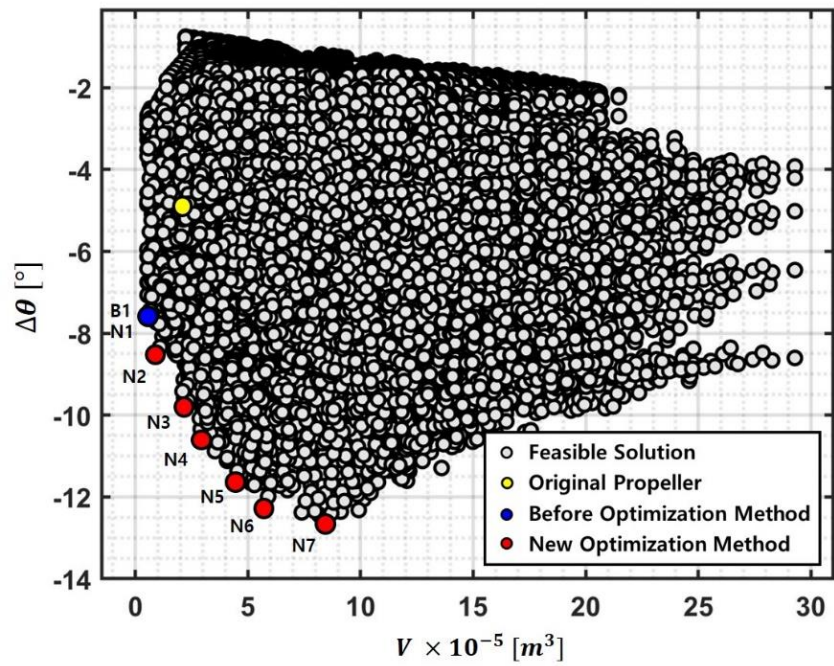


Figure 102 Optimization results of objective parameters for cavitation minimization.

Table 19 Design parameters of original and optimum propellers for cavitation minimization.

Case	P/P_0	S/S_0	R/R_0	c/c_0	t/t_0	$[\theta_1, \theta_2, \theta_3]_s$
Original	1	1	1	1	1	$[20^\circ, 20^\circ, 20^\circ]_s$
B1(N1)	1.1	1.2	1.14	1	1	$[90^\circ, 75^\circ, 90^\circ]_s$
N2	1.1	1.03	1.2	1	0.8	$[90^\circ, 80^\circ, 78^\circ]_s$
N3	1.02	1.2	1.16	1	0.8	$[68^\circ, 78^\circ, 78^\circ]_s$
N4	1	1.2	1.19	0.96	0.8	$[85^\circ, 65^\circ, 40^\circ]_s$
N5	1	1.2	1.19	0.89	0.83	$[88^\circ, 68^\circ, 55^\circ]_s$
N6	1	1.2	1.03	0.88	0.8	$[73^\circ, 83^\circ, 48^\circ]_s$
N7	1	1.2	1.03	0.8	0.87	$[78^\circ, 85^\circ, 20^\circ]_s$

5.3.2. 날개 공동 최적 설계안 성능평가

도출된 최적안 중 날개 공동을 최소화시키는 최종 최적 복합소재 추진기 설계안을 선정하기 위해서는 도출된 각 최적안들에 대한 적응 변형 후 복합소재 추진기의 공동 체적을 평가해야 한다. 공동 체적 평가는 4-주기 반류장 조건 하에서 수행되었다(Chen et al., 2006). Table 20은 본 유동 조건에서의 각 최적안들의 평균 추력을 나타낸다. B1(N1)부터 N7 추진기들의 평균 추력이 기준 추진기의 평균 추력과 동일하게 도출되었으며 본 결과는 동일 추력에 대한 제약 조건의 만족을 나타낸다. Fig. 103은 4-주기 반류 내 날개 위치에 따른 B1(N1)부터 N7까지의 추진기에 대한 적응 변형을 비교한 결과이다. 각 케이스별 적응 변형은 4-주기 반류 내 날개 위치에 따라 변화한다. 각 케이스별 평균 적응 변형 비교시 N7 추진기가 가장 낮은 적응 변형을 가졌다.

Fig. 104는 정수압 70 kPa에서 4-주기 반류내 날개 위치에 따른 B1(N1)부터 N7까지 추진기들에 대한 공동 체적을 비교한 결과를 나타낸다. Table 21은 각 케이스별 적응 변형 변화에 대한 진폭, 4-주기 반류 내 공동 체적의 최대, 최소, 평균값을 나타낸다. 공동 체적의 최대 및 평균값을 기준으로 각 케이스들을 비교 시 N7 추진기가 가장 낮은 값을 가졌다. 결과적으로 날개 공동 최소화 목적으로 최종 선정된 최적 복합소재 추진기는 N7 추진기이다. 이전 최적화 방법을 통하여 최적안을 도출할 경우 B1(N1) 추진기가 최종 최적 설계안으로 도출되었지만 본 기계학습

기반 예측 모델을 활용한 복합소재 추진기 최적 설계를 수행함으로써 N7 추진기가 최종 최적 복합소재 추진기로 도출될 수 있었다. Fig. 105는 B1(N1) 및 최종 최적 추진기들의 형상을 기준 추진기의 형상과 비교한 결과를 나타낸다. Fig. 105에서 투명한 회색 추진기들은 기준 추진기를 나타내고 푸른색 및 붉은색 추진기들은 각각 B1(N1) 및 최종 최적 추진기들을 나타낸다. Fig. 106은 B1(N1)과 최종 최적 추진기들의 형상을 비교한 결과를 나타낸다. 최종 최적 복합소재 추진기는 B1(N1) 추진기와 동일한 스큐를 가졌지만 더 작은 레이크, 짧은 코드, 얇은 두께를 가졌다. Fig. 107은 기준, B1(N1) 및 최종 최적 추진기의 복합소재 적층 배열을 나타낸다. 각 추진기 케이스 별로 파손 지수 제약 조건을 만족하면서 최소 적응 변형이 발생하는 적층 배열이 도출되었다. 적층 배열의 각도가 낮을수록 적응 변형이 감소하지만 본 최적 형상들에 대한 낮은 각도 범위에서는 파손 지수 제약 조건을 만족하지 못하기 때문에 다수의 레이어에서 높은 적층 각도를 가지는 적층 배열 결과가 도출되었다(Liao et. al., 2019).

Table 20 Average thrust of original and optimized propellers for cavitation minimization.

	Original	B1(N1)	N2	N3
Average Thrust [N]	3230.66	3230.02	3229.07	3229.92
	N4	N5	N6	N7
Average Thrust [N]	3229.95	3229.69	3231.50	3228.74

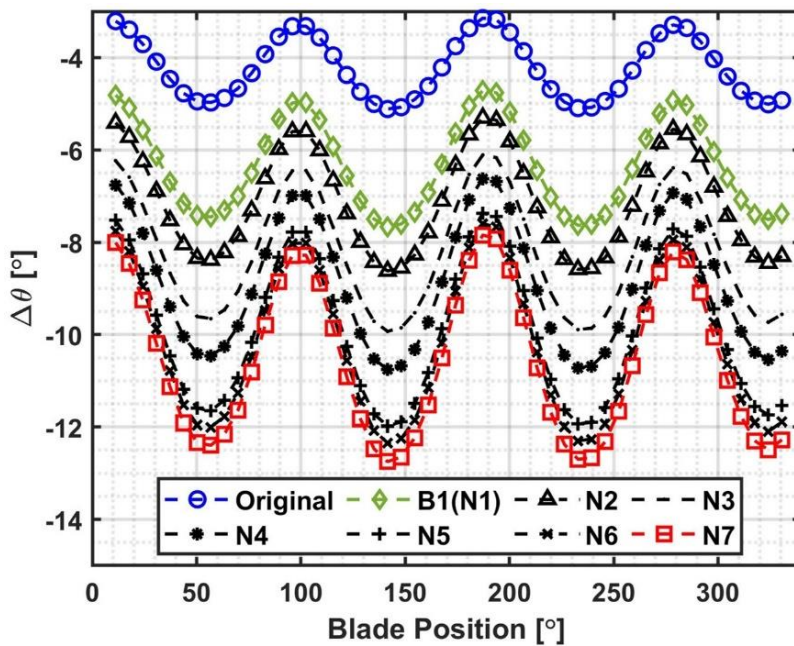


Figure 103 Adaptive deformation at propeller tip of original and optimized propellers over one rotational cycle in 4-cycle wake.

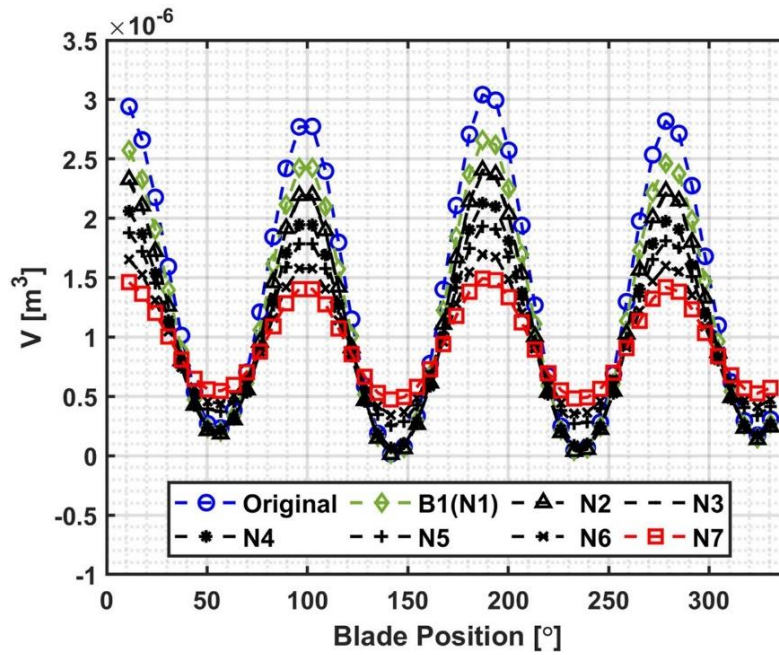


Figure 104 Cavitation volume of original and optimized propellers over one rotational cycle in 4-cycle wake under $P_s = 70 \text{ kPa}$

Table 21 Objective parameters of original and optimized propellers at $P_s = 70 \text{ kPa}$.

Case	$\Delta\theta_{mag}$ [°]	V_{max} [$10^{-5} \times \text{m}^3$]	V_{min} [$10^{-5} \times \text{m}^3$]	$V_{average}$ [$10^{-5} \times \text{m}^3$]
Original	1.930	3.041	0.016	1.529
B1(N1)	2.893	2.660	0.015	1.338
N2	3.254	2.406	0.012	1.209
N3	3.748	2.384	0.034	1.209
N4	4.061	2.130	0.065	1.098
N5	4.522	1.934	0.252	1.093
N6	4.661	1.697	0.342	1.020
N7	4.813	1.494	0.473	0.984

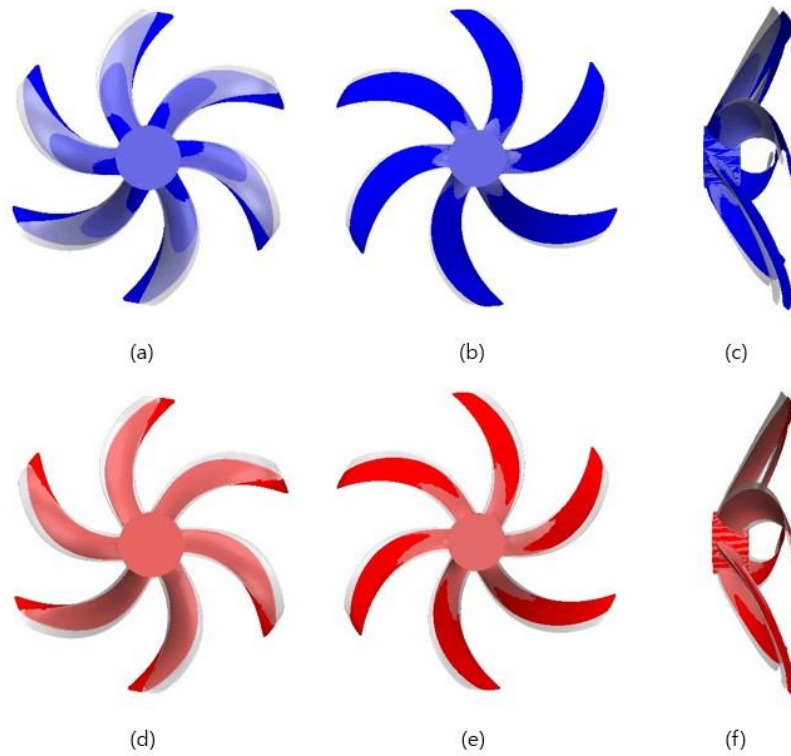
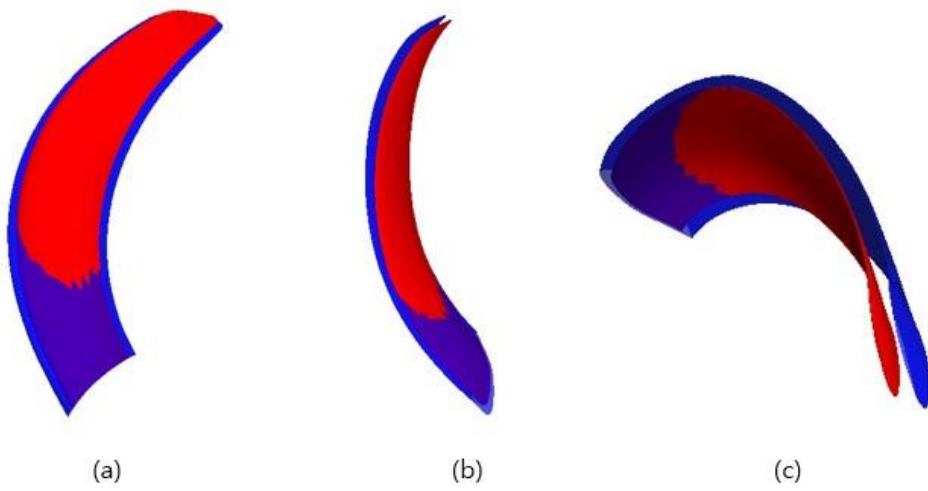
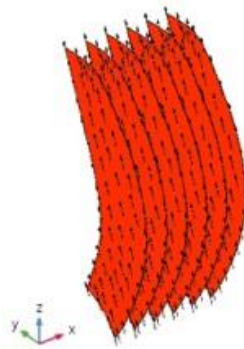


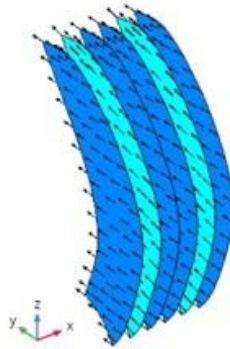
Figure 105 Comparison between B1(blue) and original propeller: (a) suction face, (b) pressure front and (c) side view, and comparison between the final optimized composite propeller(red) and original propeller: (d) suction face, (e) pressure front, and (f) side view.



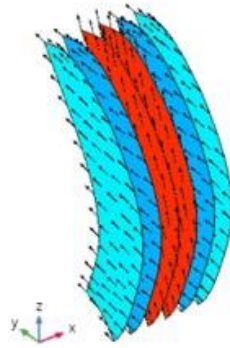
**Figure 106 Comparison between B1(blue) and the final optimized composite(red)
propellers: (a) suction face, (b) side and (c) top view.**



(a)



(b)

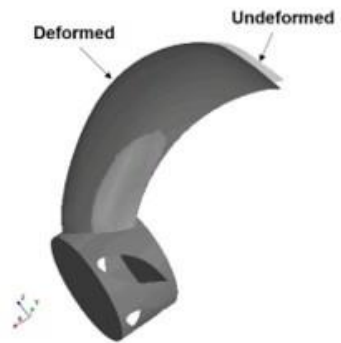


(c)

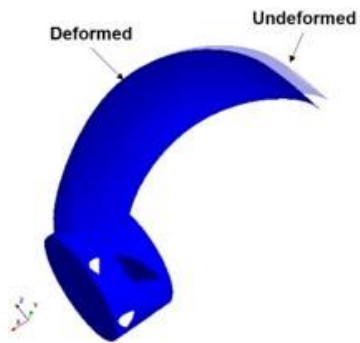
Figure 107 Composite lay-up sequence results of the (a) original $[20^\circ, 20^\circ, 20^\circ]_s$, (b) B1 $[90^\circ, 75^\circ, 90^\circ]_s$ and (c) final optimized composite $[78^\circ, 85^\circ, 20^\circ]_s$ propellers.

Fig. 108은 공동 체적이 최대인 반류장 내 날개 위치에서의 기준 추진기와 B1(N1) 및 최종 최적 추진기들의 변형을 나타낸다. 각 추진기는 모두 받음각이 감소하는 방향으로 변형되었으며, 최종 최적 추진기가 최적화된 형상과 복합소재 적층 배열을 가짐에 따라 가장 낮은 받음각을 가졌다. 기준 추진기와 B1(N1) 및 최종 최적 추진기들에 대한 자세한 적응 변형 분포는 Fig. 109와 같다. 최종 최적 복합소재 추진기는 적응 변형 최소화를 목표로 형상 및 적층 배열이 최적화되었기 때문에 기준과 B1(N1) 추진기 대비 가장 낮은 적응 변형을 가졌다. 날개 끝에서의 기준 추진기와 최종 최적 복합소재 추진기 간의 적응 변형 차이는 약 7도만큼 발생하였다.

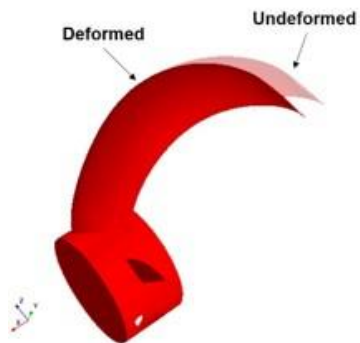
Fig. 110은 각기 다른 정수압 조건에서 공동 체적이 가장 높은 반류장 내 날개 위치에서의 기준 추진기와 B1(N1) 및 최종 최적 추진기들에 대한 공동 체적 비교를 나타낸다. 해당 그림에서 붉은색 영역이 날개 공동이 발생된 영역을 나타낸다. 정수압(Hydrostatic pressure)과 유체압의 합보다 증기압보다 작아질 경우 날개 공동이 발생하기 때문에 정수압이 증가함에 따라 각 추진기에 대한 공동 체적이 감소하였다. 정수압에 따른 기준 추진기와 B1(N1) 및 최종 최적 추진기의 공동 체적 비교 시 최종 최적 복합소재 추진기의 공동 체적이 기준 추진기 대비 51% 감소하였으며 B1(N1) 추진기 대비 44% 감소하였다. 결과적으로, 공동 체적 최소화 목적의 기계학습 기반 예측 모델을 활용한 복합소재 추진기 최적 설계 시스템의 유용성 및 적용성이 증명되었다.



(a)



(b)



(c)

Figure 108 Deformed shapes of the (a) original, (b) B1(blue), and (c) final optimized composite(red) propellers.

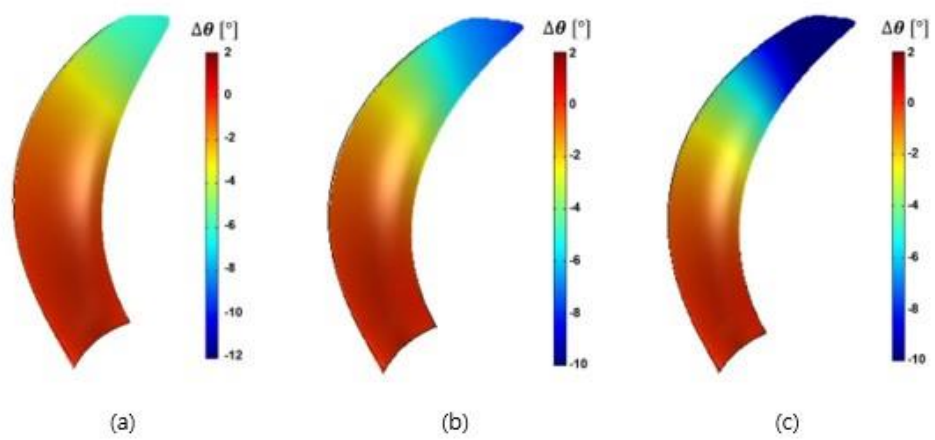


Figure 109 Adaptive deformation results of the (a) original, (b) B1, and (c) final optimized composite propellers.

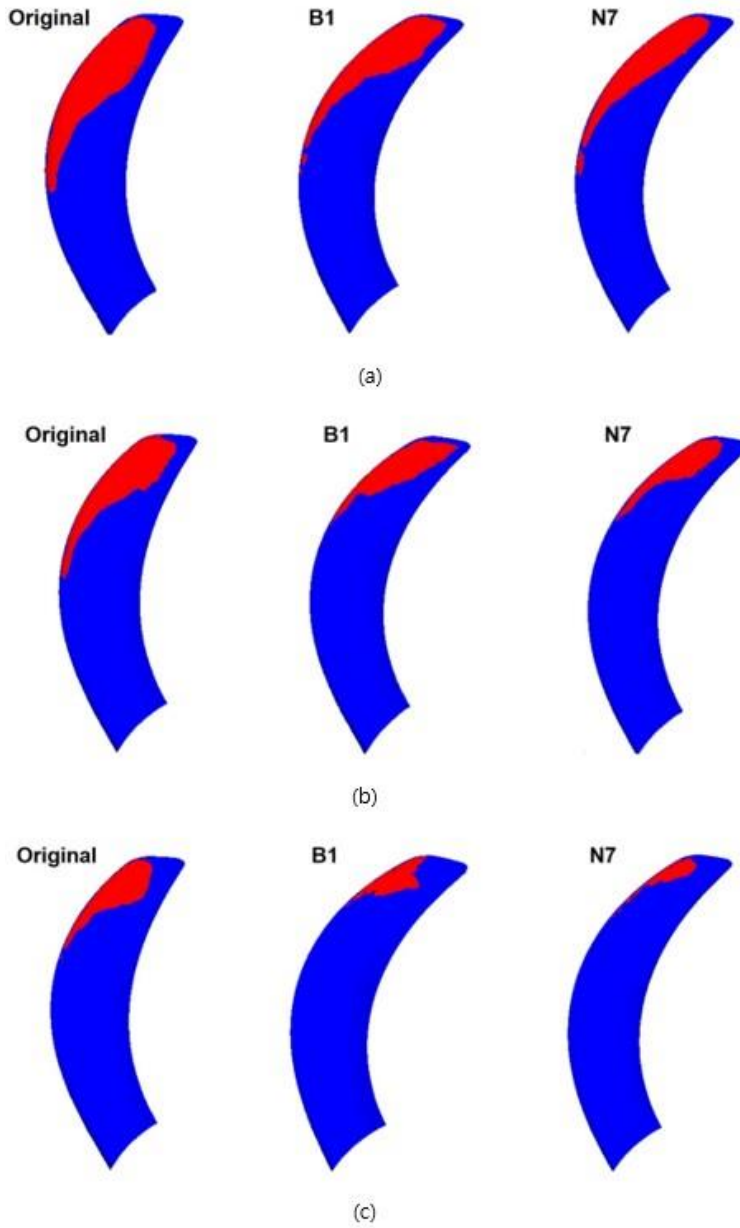


Figure 110 Cavitation volumes of the original, B1, and final optimized composite propellers under (a) $P_s = 50 \text{ kPa}$, (b) $P_s = 60 \text{ kPa}$, and (c) $P_s = 70 \text{ kPa}$

5.4. 복합소재 추진기 날개주파수 소음 최적 설계

Table. 22는 날개주파수 소음 최소화 목적의 복합소재 추진기 최적 설계를 위한 설계, 목적 및 제약 변수들을 나타낸다. 설계 변수들은 공동 최적 설계안 도출과 동일하게 추진기 형상과 복합소재 적층 배열의 주요 변수들을 포함하며 목적 변수만 공동 체적에서 날개주파수 소음으로 변경되었다. 날개주파수 소음 최소화시키기 위한 최적 설계를 위한 변수들의 범위는 날개주파수 소음을 저감시킬 수 있도록 복합소재 추진기의 적응 변형의 크기가 증가하는 방향으로 설정하였다. 최적화 프로세스는 동일 추력 및 파손 지수 1 이하의 제약 조건 하에서 날개주파수 소음 및 적응 변형을 최소화시키는 방향으로 수행되었다. 본 최적 설계 과정에서 복합소재 추진기의 피로 파괴에 대한 변수들은 제외하였다.

Table 22 Design, objective, and constraint parameters for BPF noise minimization.

Design Parameter						
Parameter Range	P/P_0 [1.0, 1.1]	S/S_0 [1.0, 1.2]	R/R_0 [1.0, 1.2]	c/c_0 [0.8, 1.0]	t/t_0 [0.8, 1.0]	$\theta_1, \theta_2, \theta_3$ [0°, 90°]
Objectives						
Objective Parameter	BPF noise minimum Adaptive deformation $\Delta\theta$ minimum					
Constraint						
Constraint Parameter	Thrust constant $T = T_0$ Failure Index $FI < 1.0$					

5.4.1. 날개주파수 소음 최적 설계안 도출

형성된 복합소재 추진기 케이스들의 날개주파수 소음, 적응 변형 및 파손 지수들을 개발된 기계학습 기반 예측 모델들을 활용하여 도출하였다. 각 케이스는 파손 지수에 대한 제약 조건 만족 여부에 따라 분류하였으며 파손 지수의 제약 조건을 만족하지 않는 케이스들은 최종 최적안을 도출하는 과정에서 제외하였다. 파손 지수 제약 조건을 만족하는 케이스들에 대하여 최적화 과정을 수행하고 최적화 수행 결과는 Fig. 111과 같다. Fig. 111에서 파란색 점은 복합소재 추진기의 적층 배열 등의 복합소재 재료의 특징을 고려하지 않고 날개주파수 소음만을 최소화 시키는 이전 최적화 방법을 통하여 도출된 최적안이며 붉은색 점은 기계학습 기반 목적 변수 예측 모델을 포함한 복합소재 추진기 최적 설계 시스템을 기반으로 도출된 최적안들을 나타낸다. 본 날개주파수 소음에 대한 파레토 최적안은 B1(S1)부터 S3까지 3개의 복합소재 추진기 케이스들이며 B1(S1) 케이스는 3개의 케이스 중 가장 낮은 날개주파수 소음을 가지는 케이스에 해당하며 S3 케이스는 3개의 케이스 중 가장 낮은 적응 변형을 가지는 케이스에 해당한다. 각 최적안 별 상세 추진기 형상 및 적층 배열 설계 변수들은 Table 23과 같다. 각 최적안들은 기준 추진기 대비 높은 스큐를 가지고 낮은 코드와 두께를 가짐을 확인하였다. 최적안들의 레이크는 기준 추진기와 동일하게 도출되었다. 최적안들의 스큐가 증가한 것은 높은 스큐일수록 날개주파수 소음이 감소하기 때문에

야기된 결과이며 코드와 두께가 감소한 것은 해당 변수들의 감소가 적응 변형을 증가시키기 때문에 도출된 결과에 해당한다.

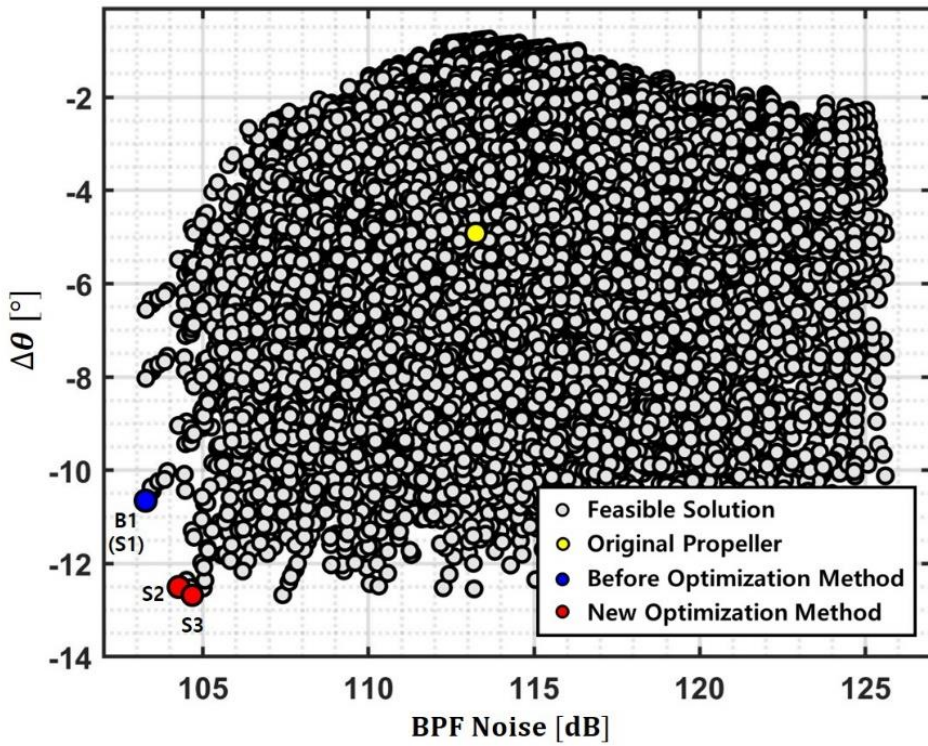


Figure 111 Optimization results of objective parameters for BPF noise minimization.

Table 23 Design parameters of original and optimized propellers for BPF noise minimization.

Case	P/P_0	S/S_0	R/R_0	c/c_0	t/t_0	$[\theta_1, \theta_2, \theta_3]_s$
Original	1	1	1	1	1	$[20^\circ, 20^\circ, 20^\circ]_s$
B1(S1)	1	1.2	1	0.8	0.8	$[45^\circ, 38^\circ, 43^\circ]_s$
S2	1	1.15	1	0.8	0.81	$[90^\circ, 83^\circ, 23^\circ]_s$
S3	1	1.2	1	0.81	0.86	$[88^\circ, 85^\circ, 35^\circ]_s$

5.4.2. 날개주파수 소음 설계안 성능평가

도출된 최적안 중 날개주파수 소음을 최소화시키는 최종 최적 복합소재 추진기 설계안을 선정하기 위하여 도출된 각 최적안들에 대한 적응 변형 후 복합소재 추진기의 날개주파수 소음을 평가하였다. 날개주파수 소음의 평가는 4주기 반류장 조건 하에서 수행되었다. Table 24는 본 유동 조건에서의 각 최적안들의 평균 추력을 산출한 결과를 나타낸다. B1(S1)부터 S3 추진기들의 평균 추력이 기준 추진기의 평균 추력과 동일하게 유지됨을 확인하였다. 본 결과는 동일 추력 제약 조건을 만족함을 의미한다. Fig. 112는 반류장 내 날개 위치에 따른 B1(S1)부터 S3까지의 추진기에 대한 적응 변형을 비교한 결과이다. 4주기 반류장 내 유속 변화에 따라 각 추진기들의 적응 변형이 동일한 경향으로 변화하였으며 평균 적응 변형을 비교하였을 때 S3 추진기가 가장 낮은 적응 변형을 가졌다.

Fig. 113은 기준 추진기와 B1(S1)부터 S3까지의 추진기들에 대한 날개주파수 소음 비교 결과를 나타낸다. 기준 추진기 대비 B1(S1), S2, S3 추진기들의 날개주파수 소음이 모두 감소하였으며 S2 추진기의 날개주파수 소음이 가장 작은 것을 확인하였다. S3 추진기가 가장 낮은 적응 변형을 가짐에도 S2 추진기의 날개주파수 소음이 가장 작게 도출되었는데 이는 추진기 형상 및 적층 배열 특성 차이로부터 기인된 것으로 판단된다. Table 25는 기준 추진기, B1(S1), S2, S3 추진기에 대한

1차부터 4차까지의 날개주파수 소음을 비교한 결과를 나타낸다. 최적안들의 1차, 2차, 4차 날개주파수 소음이 기준 추진기 대비 감소하였으며 해당 소음 감소에 따라 최적안들의 전체 소음 크기가 기준 추진기 대비 감소한다. 2차 날개주파수 소음의 경우 S3 추진기가 가장 크게 감소하였으나 전체 소음에서의 기여도가 1차 날개주파수 소음 대비 작기 때문에 1차 날개주파수 소음이 가장 작은 S2 추진기가 전체 소음이 가장 작은 최적안으로써 도출되었다. Table 26은 기준 추진기와 S1, S2, S3 추진기에 대한 전 음압 수준(Overall sound pressure level, OASPL) 비교를 나타낸다. 기준 추진기 대비 1차 날개주파수 소음이 가장 크게 감소한 S2 추진기가 전 음압 수준이 가장 낮았다. 결과적으로 날개주파수 소음 최소화 목적으로 최적 설계를 수행한 결과 최종 선정된 최적 복합소재 추진기는 S2 추진기이다. 이전 최적화 방법을 통하여 날개주파수 소음 최소화 목적으로 최적안을 도출할 경우 B1(S1) 추진기가 최종 최적 설계안으로 도출되었지만 본 기계학습 기반 예측 모델을 활용한 설계 시스템을 기반으로 복합소재 추진기 최적안을 도출함으로써 S2 추진기가 최종 최적 복합소재 추진기로 도출될 수 있었다. Fig. 114는 B1(S1) 및 날개주파수 소음 최소화에 대한 최종 최적 추진기들의 형상을 기준 추진기의 형상과 비교한 결과를 나타낸다. Fig. 114에서 투명한 회색 추진기들은 기준 추진기를 나타내고 푸른색 및 붉은색 추진기들은 각각 B1(S1) 및 최종 최적 추진기들을 나타낸다. Fig. 115은 B1(S1)과 최종 최적 추진기들의 형상을 비교한 결과를 나타낸다. 대부분의 추진기 형상 변수가 B1(S1)과 최종 최적 추진기가 동일하였지만 최종 최적 추진기의 스쿠가

기준 추진기 대비 감소하였고 두께가 소량 증가하였다. 강체 추진기의 경우 날개주파수 소음이 스큐가 증가함에 따라 감소하지만 복합소재 추진기의 경우 해당 경향과 적층 배열에 의한 적응 변형에 의한 영향이 포함되기 때문에 기존 강체 추진기 결과와 상이한 경향이 도출되었다. B1(S1) 추진기와 S2 추진기의 형상이 유사하지만, S2 추진기의 적응 변형이 B1(S1) 추진기 대비 약 3도 정도 작기 때문에 본 결과가 도출되었다. Fig. 116은 기준, B1(S1) 및 최종 최적 추진기의 복합소재 적층 배열을 나타낸다. 각 추진기 케이스 별로 파손 지수 제약 조건을 만족하면서 날개주파수 소음을 최소화시키기 위한 최소 적응 변형이 발생하는 적층 배열이 도출되었다. 날개공동 최적 설계 결과와 동일하게 적층 배열의 각도가 낮을수록 적응 변형이 감소하지만 본 날개주파수 소음 최적 형상들에 대한 낮은 각도 범위에서는 파손 지수 제약 조건을 만족하지 못하기 때문에 다수의 레이어에서 높은 적층 각도를 가지는 적층 배열 결과가 도출되었다(Liao et. al., 2019).

Table 24 Average thrust of original and optimized propellers for BPF noise minimization.

Average Thrust [N]	Original	B1(S1)	S2	S3
	3230.66	3229.48	3228.72	3229.54

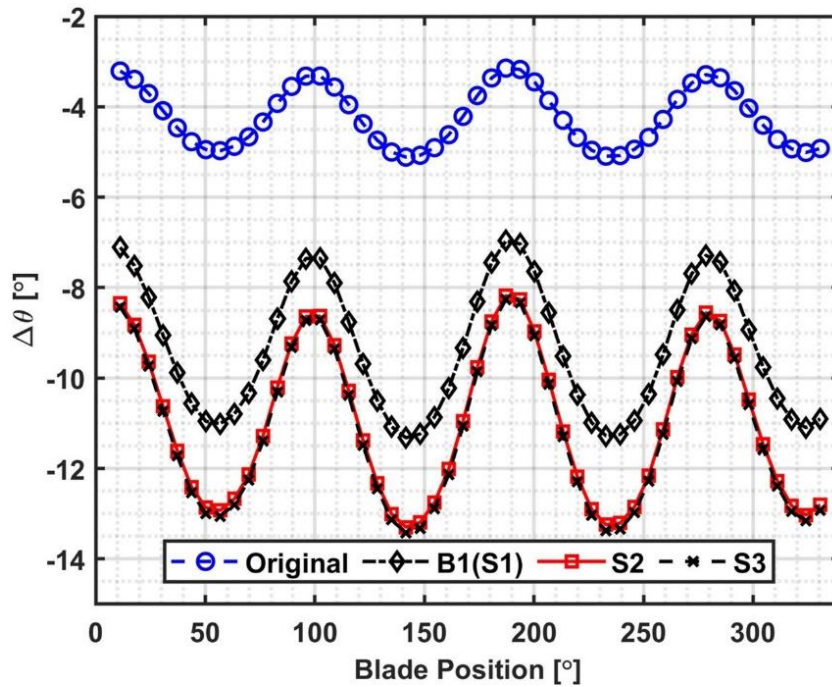


Figure 112 Adaptive deformation at propeller tip of original and optimized propellers over one rotational cycle in 4-cycle wake.

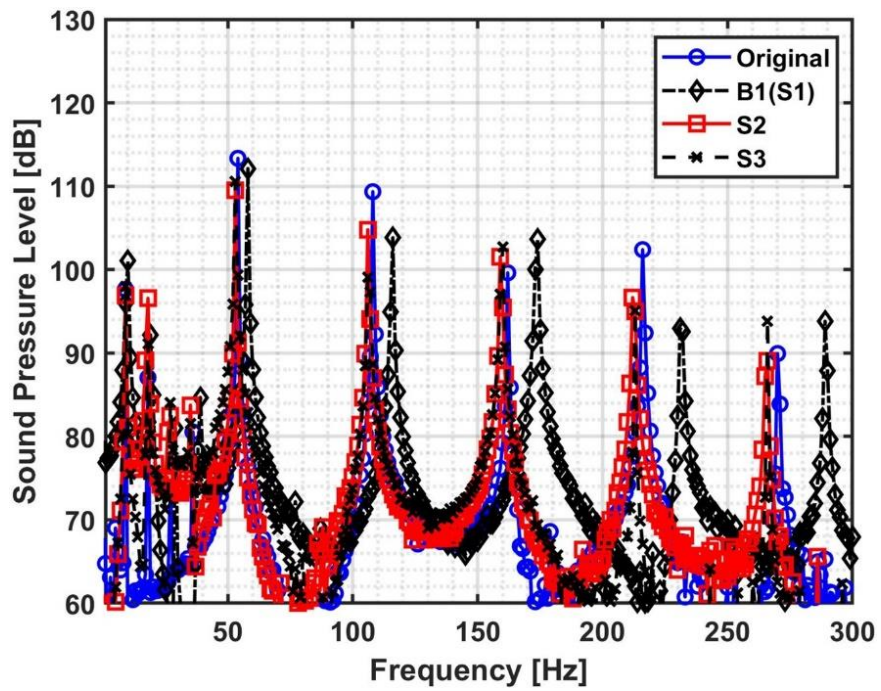


Figure 113 BPF noise for original and optimized propellers in 4-cycle wake

Table 25 1st, 2nd, 3rd and 4th BPF noise of original and optimized propellers.

Case	Original	B1(S1)	S2	S3
First BPF Noise [dB]	113.3	112.1 (-1.2)	109.5 (-3.8)	110.6 (-2.7)
Second BPF Noise [dB]	109.3	103.8 (-5.5)	104.8 (-4.5)	99.1 (-10.2)
Third BPF Noise [dB]	99.6	103.6 (+4.0)	101.5 (+1.9)	102.7 (+3.1)
Fourth BPF Noise [dB]	102.4	93.0 (-9.4)	96.6 (-5.8)	95.0 (-7.4)

Table 26 OASPL for BPF noise of original and optimized propellers.

Case	Original	S1	S2	S3
OASPL [dB]	117.38	116.79 (-0.59)	114.81 (-2.57)	115.12 (-2.26)

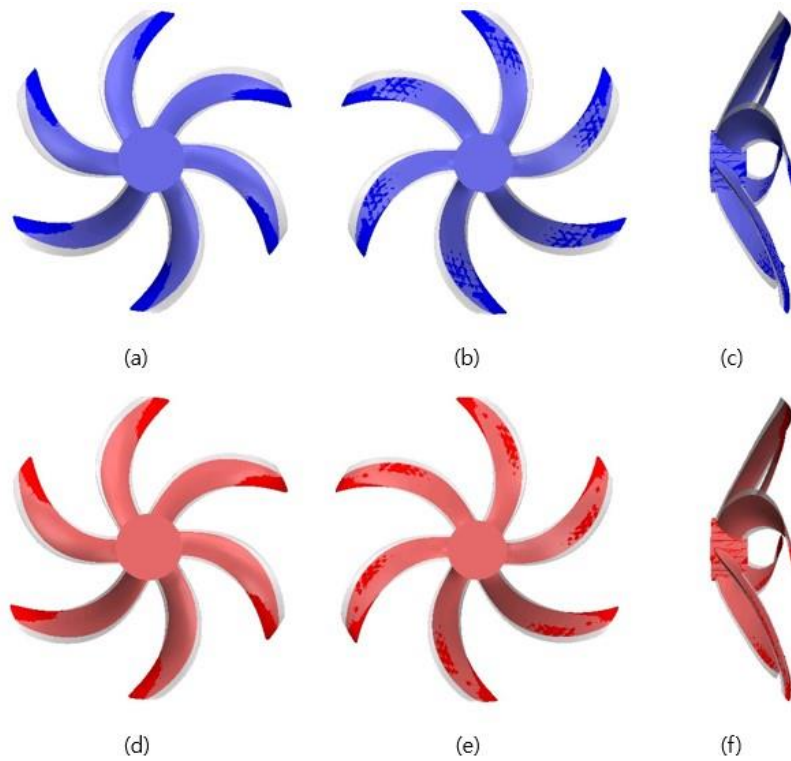


Figure 114 Comparison between B1(blue) and original propeller: (a) suction face, (b) pressure front and (c) side view, and comparison between the final optimized composite propeller(red) and original propeller: (d) suction face, (e) pressure front, and (f) side view.

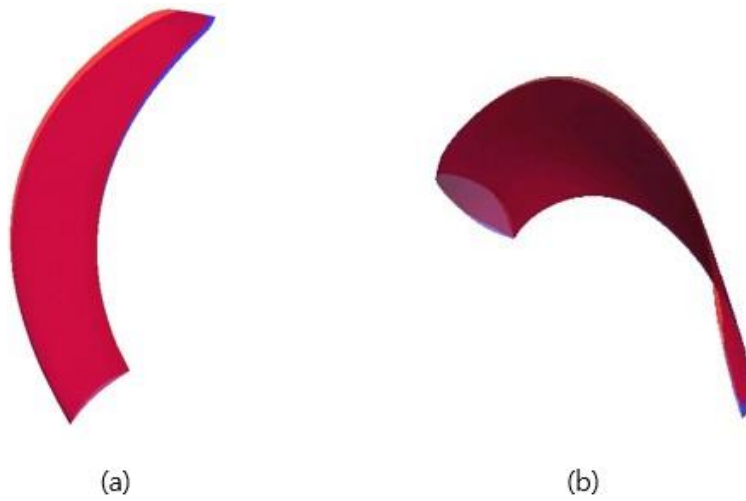
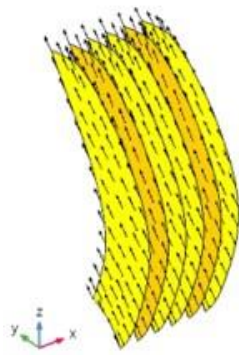


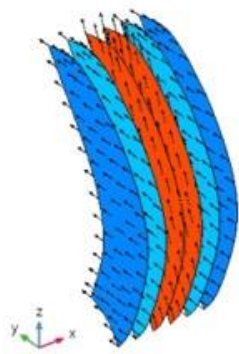
Figure 115 Comparison between B1(blue) and the final optimized composite(red) propellers: (a) suction face, and (b) top view.



(a)



(b)



(c)

Figure 116 Composite lay-up sequence results of the (a) original $[20^\circ, 20^\circ, 20^\circ]_s$, (b) B1 $[45^\circ, 38^\circ, 43^\circ]_s$ and (c) final optimized composite $[88^\circ, 85^\circ, 35^\circ]_s$ propellers.

Fig. 117은 반류장 내 적응 변형이 최대로 발생한 날개 위치에서의 기준 추진기와 B1(S1) 및 최종 최적 추진기들의 변형 정도를 나타낸다. 각 추진기는 모두 날개주파수 소음이 감소되도록 받음각이 감소하는 방향으로 변형이 발생하였으며 최종 최적 추진기가 최적화된 형상과 복합소재 적층 배열 특성으로 인해 가장 낮은 받음각을 갖도록 적응 변형이 발생하였다. 기준 추진기와 B1(S1) 및 최종 최적 추진기들에 대한 적응 변형 분포는 Fig. 118과 같다. 최종 최적 복합소재 추진기는 적응 변형 최소화를 목표로 형상 및 적층 배열이 최적화되었기 때문에 기준 추진기와 B1(S1) 추진기 대비 낮은 적응 변형을 가졌다. 날개 끝에서의 기준 추진기와 최종 최적 복합소재 추진기 간의 적응 변형 차이는 약 8도만큼 나타났다. 종합적으로 본 날개주파수 소음 최소화를 목적으로 도출된 최종 최적 추진기 결과에 따라 본 기계학습 기반 예측 모델을 포함한 최적 설계 시스템의 유효성이 증명되었다.

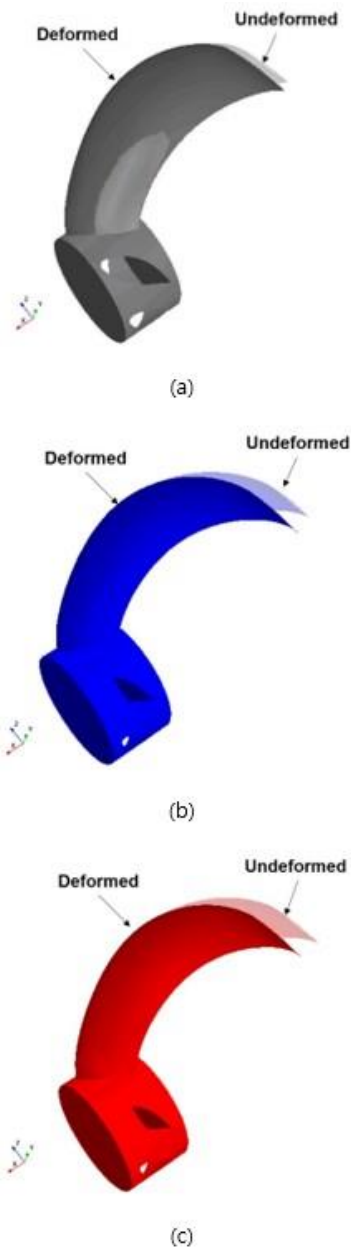


Figure 117 Deformed shapes results of the (a) original, (b) B1(blue), and (c) final optimized composite(red) propellers.

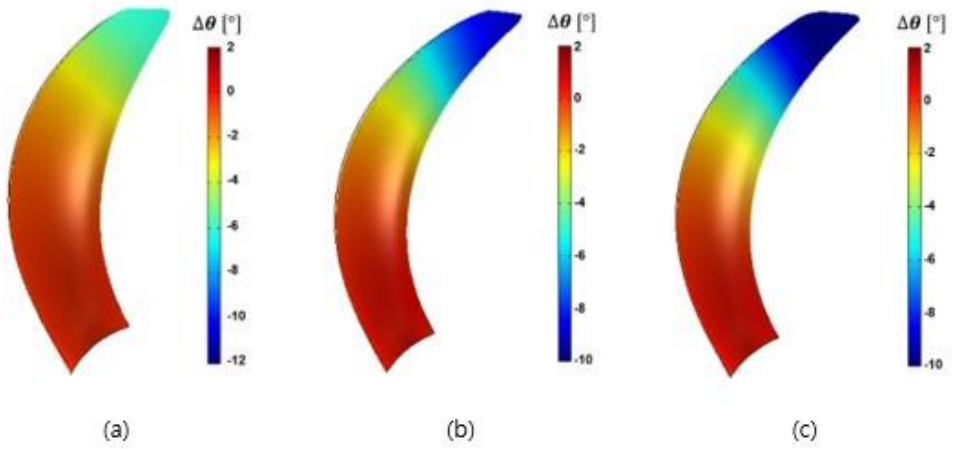


Figure 118 Adaptive deformation of the (a) original, (b) B1, and (c) final optimized composite propellers.

정상상태 데이터 및 합성곱 신경망을 활용하여 복합소재 추진기 설계 단계에서 활용가능한 기계학습 기반 변형 및 소음성능 예측 모델을 개발하였다. Table 27은 계산비용, 설계 변수 범위, 목적 성능 관점 본 기계학습 기반 예측 모델과 설계 목적의 타 해석 기법에 대한 비교를 나타낸다. 본 기계학습 기반 예측 모델은 설계를 위해 기존에 활용되었던 해석기법 대비 낮은 계산비용을 가짐에 따라 복합소재 추진기의 형상 변수 및 적층 배열 변수를 모두 포함한 설계 케이스를 구성하고 해당 케이스에 대한 최적 설계를 수행할 수 있다. 기존의 높은 계산비용으로 인해 복합소재 추진기 소음 관점 최적 설계를 수행하기 어려웠지만 본 기계학습 기반 예측 모델이 낮은 계산비용을 가짐에 따라 소음성능 관점의 최적 설계를 수행할 수 있었다. 공동 발생 여부에 따라 지배적으로 발생하는 소음에 대하여 최적 설계를 수행하였으며 각각 날개 공동과 날개주파수 소음을 최소화시키는 복합소재 추진기의 최적 설계안들을 도출하였다.

Table 27 Comparisons of composite propeller design methods for propeller shape and composite layer parameters.

Reference	Analysis Method	Cost	Shape Var.	Layer Var.	Object. Perform.
Ching et al. (2009)	Cavitation Tunnel Measurement	High	×	●	Prop.
Jose et al. (2010)	BEM-FEM Interaction	Mid (1 day)	×	●	Prop.
Ebrahimi et al. (2019)	CFD+Acoustic Analogy	Mid (1 day)	●	×	Noise
Guan et al. (2022)	CFD-FEM Interaction	High (3 days)	●	×	Prop.
Present	Deep Learning-Based Prediction model	Low (10 min)	●	●	Noise

6. 결론 및 향후 추천 연구

6.1. 결론

본 논문에서는 저소음 복합소재 추진기 설계를 위하여 주요 소음성능을 평가할 수 있는 기계학습 기반 목적 변수 예측 모델을 개발하고 개발된 모델을 활용한 설계 시스템을 구축하였다. 학습을 위한 데이터들을 확보하기 위하여 조건별 복합소재 추진기의 적용 및 발생 소음을 평가할 수 있는 해석기법을 정립하고 정립된 해석기법으로부터 확보된 데이터셋과 합성곱 신경망을 통해 예측 모델을 개발하고 설계 시스템을 구축하였다. 수행된 연구의 주요 내용은 다음과 같다.

- (1) 균일류 조건에서의 복합소재 추진기 변형에 의한 소음 특성 변화를 도출할 수 있는 유체-구조 연성 및 소음해석 기법을 정립하였다. 복합소재 추진기의 유연 특성으로부터 야기되는 굽힘-비틀림 및 관성력 커플링 효과를 반영한 구조 모델과 변형 후 수렴 형상 정보를 활용한 FW-H 방정식을 통하여 균일류 조건에서의 복합소재 추진기의 변형을 예측하고 해당 변형으로부터 야기된 하중 저감과 비공동 및 공동 소음 저감을 해석적으로 확인하였다. 균일류

조건에서의 복합소재 추진기의 특성이 높은 정확도로 구현됨에 본 해석기법의 유용함을 확인하였다.

(2) 비균일류 조건에서의 유입류 변화에 따른 복합소재 추진기 적응 변형에 의한 소음 특성 변화를 분석할 수 있는 유체-구조 연성 및 소음해석 기법을 정립하였다. 본 해석 기법을 바탕으로 유입류 변화에 따른 적응 변형의 연속적 변화와 그에 따른 소음 특성 변화를 해석적으로 확인하고 복합소재 추진기의 적응 특성을 활용하여 평균 받음각 및 하중을 강체 추진기와 동일하게 유지한채로 소음저감이 가능함을 밝혔다. 본 해석기법을 활용한 유체-구조 연성 및 소음해석 결과로부터 비균일류 조건에서의 복합소재 추진기의 소음저감 메커니즘을 정립하였다.

(3) 정립된 해석기법을 기반으로 설계 단계에서 활용가능한 기계학습 기반 복합소재 추진기 성능 예측 모델을 개발하였다. 합성곱 신경망과 데이터 스캔 격자를 활용하여 정상상태 유체-구조 연성해석 데이터로부터 공동 체적, 날개주파수 소음, 적응 변형과 파손 지수를 예측할 수 있는 모델을 개발하였다. 개발된 예측 모델을 기반으로 복합소재 추진기 설계 시스템을 구축하였으며 본 설계 시스템을 활용하여 추력 및 파손 지수 제약 조건을 만족하면서 공동 체적과 날개주파수 소음을 최소화시키는 복합소재

추진기 형상 및 적층 배열에 대한 최적 설계안을 도출하였다. 최적 설계안의 공동 체적 및 날개주파수 소음성능이 기존 추진기 대비 크게 향상됨에 따라 본 기계학습 기반의 복합소재 추진기 설계 시스템의 유효성을 증명하였다.

6.2. 향후 추천 연구

본 논문에서 제시한 연구내용을 발전시켜 복합소재 추진기 유체-구조 연성 및 소음해석에 관련하여 다음과 같은 연구를 제안한다.

- (1) 본 논문에서의 유체-구조 연성해석 기법을 포함한 다양한 유체-구조 연성해석 기법을 통하여 해석을 수행할 때 유체-구조 경계면에서의 수치적 불안정성 문제가 수반된다. 추진기의 두께가 얇아지게 되면 추진기 기하 형상을 엄밀히 모사하기 위하여 생성된 주변 유동 격자와 구조 격자의 크기가 작아지게 된다. 생성된 격자의 크기가 작아지게 되면 급격한 격자수의 증가로 인해 계산비용이 급격하게 증가할 뿐만 아니라 유체-구조 경계면 위에서 교환되어야 할 수치 데이터의 양이 증가하게 되고 누적되는 오차 수준이 증가하게 된다. 오차 수준의 증가로 인해 유체 경계면 위에서의 수치 데이터와 구조 경계면 위에서의 수치 데이터 불일치가 발생하며 해가 발산하거나 정확한 수치해를 도출할 수 없게 된다. 본 논문에서의 유체-구조 연성해석 기법의 경우 본 논문의 대상 기준 추진기 대비 20% 이상 감소한 케이스에 대하여 위와 같은 수치적 불안정성 문제가 발생하였다. 향후 추진기 경량화, 적응 변형 크기 증가 등의 목적으로 추가적인 두께 감소가 필요할 수 있으며 해당 두께가 얇은 추진기에 대한 엄밀한 유체-구조 연성해석을 수행하기 위해서는 위 수치적 불

안정성 문제를 해결할 수 있는 해석기법에 대한 연구가 필요하다.

(2) 본 논문에서의 복합소재 추진기 최적 설계 과정 중 추진기 형상에 대한 설계 변수 설정은 설계 케이스 수를 제한하기 위하여 반경별 추진기 형상 변수 분포의 동일함을 가정한 후 동일한 반경 위치의 기준 추진기 변수로 무차원화된 값의 범위로 설정되었다. 엄밀한 최적 설계안을 도출하기 위해서는 해당 추진기 형상에 대한 설계 변수에 반경별 추진기 형상 변수에 대한 분포를 추가하는 것이 필요하다. 추진기 형상 변수에 대한 분포를 설계 변수에 추가함으로써 세밀한 추진기 형상 조정이 가능하며 해당 조정을 통해 소음성능을 추가적으로 향상시킬 수 있을 것으로 판단된다. 그 외 날개 수, 복합소재 적층 수에 대한 변수를 추가적으로 최적 설계를 위한 설계 변수에 추가하여 본 복합소재 추진기 설계 시스템을 고도화시킨다면 향후 잠수함 추진기에 대한 최적 설계를 포함하여 상선, 수상함 등의 다양한 선박 및 함정에 대한 복합소재 추진기 설계를 수행할 수 있을 것으로 판단된다.

(3) 본 논문에서는 복합소재 추진기에서 발생하는 비공동 및 공동 소음에 대한 연구가 수행되었다. 비공동 및 공동 소음 외 추진기의 변동 압력으로부터 야기되는 선체 진동과 추진기 가진에 의해 전달되는 축계 진동 관점의 연구가 필요하다. 기존 강제 추진기와

복합소재 추진기로부터 발생하는 선제 및 축계 진동을 해석하고 비교분석함으로써 복합소재 추진기의 진동 저감 메커니즘 규명이 가능할 것으로 판단된다.

- (4) 본 논문에서의 복합소재 추진기 설계 시스템은 특정 유동장에 대한 최적 형상 및 적층 배열을 도출한다. 복합소재 추진기를 통한 잠수함 소음성능의 향상을 극대화시키기 위하여 유동장 설계에 대한 연구가 필요하다. 유동장 설계는 잠수함 세일 및 러더 등의 부가물 형상 설계를 통해 가능하며 복합소재 추진기 설계 시스템에 부가물 형상 설계를 포함함으로써 복합소재 추진기를 장착한 저소음 잠수함 설계 시스템 구축이 가능할 것으로 판단된다.
- (5) 현재 복합소재 추진기의 제작 기술 부재로 실험을 통한 복합소재 추진기의 특성 분석이 어려운 실정이다. 다양한 복합소재와 적층 배열에 대한 복합소재 추진기 제작 기술 개발을 통하여 복합소재 추진기의 실험적 연구가 가능한 환경이 구축되어야 한다. 복합소재 추진기에 대한 실험적 연구 환경 구축은 향후 미래 선박 및 함정에 대한 복합소재 추진기의 실제적인 적용에 도움이 될 것으로 판단된다.

참고 문헌

- Behnke, S. (2003). Hierarchical neural networks for image interpretation (Vol. 2766). Springer.
- Blasques, J. P., Berggreen, C., & Andersen, P. (2010). Hydro-elastic analysis and optimization of a composite marine propeller. *Marine Structures*, 23(1), 22-38.
- Carrera, E., & Demasi, L. (2002). Classical and advanced multilayered plate elements based upon PVD and RMVT. Part 1: Derivation of finite element matrices. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 55(2), 191-231.
- Carlton, J. (2018). *Marine propellers and propulsion*. Butterworth-Heinemann.
- Castillo Pardo, A., Goulos, I., & Pachidis, V. (2017). Modelling and analysis of coupled flap-lag-torsion vibration characteristics helicopter rotor blades. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*, 231(10), 1804-1823.
- Chase, N. (2012). Simulations of the DARPA Suboff submarine including self-propulsion with the E1619 propeller. IOWA UNIV IOWA CITY.
- Chen, B.Y.H., Neely, S.K., Michael, T.J., Gowing, S., Szwerc, R.P., Buuchler, D. and Schult, R. (2006). Design, fabrication and testing of pitch-adapting (flexible) composite propellers. In *Propellers/Shafting 2006 Symposium* (Vol. 8). SNAME.
- Choi, Y. S., Joe, B. J., Jang, W. S., Hong, S. Y., Song, J. H., & Kwon, H. W. (2022).

- Numerical investigation of BPF noise for flexible submarine propeller design including inertial force coupling. *Journal of Marine Science and Technology*, 27(1), 648-664.
- Choi, Y. S., Hong, S. Y., & Song, J. H. (2022). Numerical investigation of bending–torsion coupling effect on aeroacoustic noise of a flexible unmanned aerial vehicle propeller. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*, 09544100221119040.
- Commission Delegated Regulation (Eu). On unmanned aircraft systems and on third-country operators of unmanned aircraft systems, 2019/945 of 12 March 2019.
- Crook, B. (1990). Resistance for DARPA SUBOFF as Represented by Model 5470. David Taylor Research Center, Bethesda, Md.
- Deb, K., Pratap, A., Agarwal, S., & Meyarivan, T. A. M. T. (2002). A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II. *IEEE transactions on evolutionary computation*, 6(2), 182-197.
- Di Felice, F., Felli, M., Liefvendahl, M., & Svennberg, U. (2009). Numerical and experimental analysis of the wake behavior of a generic submarine propeller. *Prism*, 1(8), 158.
- Di Francescantonio, P. (1997). A new boundary integral formulation for the prediction of sound radiation. *Journal of Sound and Vibration*, 202(4), 491-509.
- Ebrahimi, A., Razaghian, A. H., Seif, M. S., Zahedi, F., & Nouri-Borujerdi, A. (2019). A comprehensive study on noise reduction methods of marine propellers and design procedures. *Applied Acoustics*, 150, 55-69.

- Ebrahimi, A., Seif, M. S., & Nouri-Borujerdi, A. (2019). Hydro-acoustic and hydrodynamic optimization of a marine propeller using genetic algorithm, boundary element method, and FW-H equations. *Journal of Marine Science and Engineering*, 7(9), 321.
- Farassat, F. (2007). Derivation of Formulations 1 and 1A of Farassat. NASA/TM-2007-214853, NASA.
- Farassat, F., & Brentner, K. S. (1988). The uses and abuses of the acoustic analogy in helicopter rotor noise prediction. *Journal of the American Helicopter Society*, 33(1), 29-36.
- Ffowcs Williams, J. E., & Hawkings, D. L. (1969). Sound generation by turbulence and surfaces in arbitrary motion. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences*, 264(1151), 321-342.
- Gennaretti, M., Iemma, U., & Testa, C. (2006). Prediction of sound scattered by moving bodies with applications to propeller-driven airplanes. In 12th AIAA/CEAS aeroacoustics conference (27th AIAA aeroacoustics conference) (p. 2475).
- Ghadimi, P., Kermani, S., & Feizi Chekab, M. A. (2013). Numerical hydroacoustic analysis of NACA foils in marine applications and comparison of their acoustic behavior. *International Scholarly Research Notices*, 2013.
- Giannopapa, C. G. (2007, January). Indicative results and progress on the development of the unified single solution method for fluid-structure interaction problems. In *ASME Pressure Vessels and Piping Conference* (Vol. 42827, pp. 87-91).
- Groves, N. C., Huang, T. T., & Chang, M. S. (1989). Geometric characteristics of

- DARPA (Defense Advanced Research Projects Agency) SUBOFF models (DTRC model numbers 5470 and 5471). David Taylor Research Center Bethesda MD Ship Hydromechanics Dept.
- Guan, G., Zhang, X., Wang, P., & Yang, Q. (2022). Multi-objective optimization design method of marine propeller based on fluid-structure interaction. *Ocean Engineering*, 252, 111222.
- Han, S., Lee, H., Song, M. C., & Chang, B. J. (2015, November). Investigation of hydro-elastic performance of marine propellers using fluid-structure interaction analysis. In *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition* (Vol. 57465, p. V07AT09A038). American Society of Mechanical Engineers.
- Hodges, D. H., & Dowell, E. H. (1974). Nonlinear equations of motion for the elastic bending and torsion of twisted nonuniform rotor blades (No. A-5711).
- Hong, C. H., & Chopra, I. (1985). Aeroelastic stability analysis of a composite rotor blade. *Journal of the American Helicopter Society*, 30(2), 57-67.
- Hong, Y., Wilson, P. A., He, X. D., & Wang, R. G. (2017). Numerical analysis and performance comparison of the same series of composite propellers. *Ocean Engineering*, 144, 211-223.
- Hou, G., Wang, J., & Layton, A. (2012). Numerical methods for fluid-structure interaction—a review. *Communications in Computational Physics*, 12(2), 337-377.
- Houbolt, J. C., & Brooks, G. W. (1958). Differential equations of motion for combined flapwise bending, chordwise bending, and torsion of twisted nonuniform rotating

- blades. NASA TR 1346.
- Huang, Z., Xiong, Y., & Yang, G. (2016, June). Fluid-structure hydroelastic analysis and hydrodynamic cavitation experiments of composite propeller. In The 26th International Ocean and Polar Engineering Conference. OnePetro.
- Hussain, M., Abdel-Nasser, Y., Banawan, A., & Ahmed, Y. M. (2021). Effect of hydrodynamic twisting moment on design and selection of flexible composite marine propellers. *Ocean Engineering*, 220, 108399.
- Huse, E. (1972). Pressure fluctuations on the hull induced by cavitating propellers. The Norwegian Ship Model Experiment Tank, Technical University of Norway, Trondheim, Norway, Publication No. 111.
- Ianniello, S., Muscari, R., & Di Mascio, A. (2013). Ship underwater noise assessment by the acoustic analogy. Part I: nonlinear analysis of a marine propeller in a uniform flow. *Journal of marine Science and technology*, 18(4), 547-570.
- Ianniello, S., Muscari, R., & Di Mascio, A. (2014). Ship underwater noise assessment by the Acoustic Analogy part II: Hydroacoustic analysis of a ship scaled model. *Journal of marine Science and technology*, 19(1), 52-74.
- Ianniello, S., Muscari, R., & Di Mascio, A. (2014). Ship underwater noise assessment by the acoustic analogy, part III: measurements versus numerical predictions on a full-scale ship. *Journal of marine Science and technology*, 19(2), 125-142.
- Jeong, S. J., Hong, S. Y., Song, J. H., Kwon, H. W., & Seol, H. S. (2021). Establishment of cavitation inception speed judgment criteria by cavitation noise analysis for underwater vehicles. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part*

- M: *Journal of Engineering for the Maritime Environment*, 235(2), 546-557.
- Joe, B. J., Choi, Y. S., Jang, W. S., Hong, S. Y., Song, J. H., & Kwon, H. W. (2021). Fatigue predictions for flexible marine propellers using FSI analysis considering Euler force in the rotating frame. *Marine Structures*, 75, 102887.
- Junkins, J. L. (1993). *Introduction to dynamics and control of flexible structures*. American Institute of Aeronautics and Astronautics, Washington.
- Kim, J. D., Hong, S. Y., & Song, J. H. (2012). Development of a time domain prediction method for hull pressure fluctuation induced by marine propeller sheet cavitation with consideration of scattering effects. *Journal of marine science and technology*, 17(3), 276-290.
- Kim, J. H., Lee, H., Kim, S. H., Choi, H. Y., Hah, Z. H., & Seol, H. S. (2022). Performance Prediction of Composite Marine Propeller in Non-Cavitating and Cavitating Flow. *Applied Sciences*, 12(10), 5170.
- Koko, T. S., Shahin, K., Akpan, U. O., & Norwood, M. (2012). Review of Composite Propeller Developments and Strategy for Modeling Composite Propellers using PVASt. *Defence R & D Canada-Atlantic*.
- KREJSA, E. (1990, October). Prediction of the noise from a propeller at angle of attack. In 13th aeroacoustics conference (p. 3954).
- Krishna, V. R., Sanaka, S. P., Pardhasaradhi, N., & Rao, B. R. (2022). Hydro-elastic computational analysis of a marine propeller using two-way fluid structure interaction. *Journal of Ocean Engineering and Science*, 7(3), 280-291.
- LeCun, Y., Bottou, L., Bengio, Y., & Haffner, P. (1998). Gradient-based learning applied

- to document recognition. *Proceedings of the IEEE*, 86(11), 2278-2324.
- Lee, H., Song, M. C., Suh, J. C., & Chang, B. J. (2014). Hydro-elastic analysis of marine propellers based on a BEM-FEM coupled FSI algorithm. *International journal of naval architecture and ocean engineering*, 6(3), 562-577.
- Lee, S., Brentner, K. S., & Morris, P. J. (2012). Time-domain approach for acoustic scattering of rotorcraft noise. *Journal of the American Helicopter Society*, 57(4), 1-12.
- Liao, Y., Garg, N., Martins, J. R., & Young, Y. L. (2019). Viscous fluid–structure interaction response of composite hydrofoils. *Composite Structures*, 212, 571-585.
- Liao, Y., Martins, J. R., & Young, Y. L. (2021). 3-D high-fidelity hydrostructural optimization of cavitation-free composite lifting surfaces. *Composite Structures*, 268, 113937.
- Lighthill, M. J. (1952). On sound generated aerodynamically I. General theory. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences*, 211(1107), 564-587.
- Lin, C. C., Lee, Y. J., & Hung, C. S. (2009). Optimization and experiment of composite marine propellers. *Composite structures*, 89(2), 206-215.
- Mouritz, A. P., Gellert, E., Burchill, P., & Challis, K. (2001). Review of advanced composite structures for naval ships and submarines. *Composite structures*, 53(1), 21-42.
- Meng, F. (2011). Aero-elastic stability analysis for large-scale wind turbines. Ph.D Thesis. Delft: Dissertaton, TU-Delft.

- Menter, F. R. (1994). Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA journal*, 32(8), 1598-1605.
- Motley, M. R., Liu, Z., & Young, Y. L. (2009). Utilizing fluid–structure interactions to improve energy efficiency of composite marine propellers in spatially varying wake. *Composite structures*, 90(3), 304-313.
- Motley, M. R., & Young, Y. L. (2011). Performance-based design and analysis of flexible composite propulsors. *Journal of Fluids and Structures*, 27(8), 1310-1325.
- Mouritz, A. P., Gellert, E., Burchill, P., & Challis, K. (2001). Review of advanced composite structures for naval ships and submarines. *Composite structures*, 53(1), 21-42.
- Mulcahy, N. L. (2010). Structural design of shape-adaptive composite marine propellers. News South Wales: University of New South Wales.
- Mulcahy, M. L., Croaker, P., McGuckin, D. G., Brandner, P. A., & Kississoglou, N. (2014, October). Optimisation applied to composite marine propeller noise. In *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings* (Vol. 249, No. 3, pp. 4012-4019). Institute of Noise Control Engineering.
- Nair, V., & Hinton, G. E. (2010, January). Rectified linear units improve restricted boltzmann machines. In *Icml*.
- Naudascher, E., & Rockwell, D. (2012). *Flow-induced vibrations: an engineering guide*. Courier Corporation.
- Pagano, N. J. (1969). Exact solutions for composite laminates in cylindrical bending. *Journal of composite materials*, 3(3), 398-411.

- Peters, D. A., & Ormiston, R. A. (1973). Technical notes: The effects of second order blade bending on the angle of attack of hingeless rotor blades. *Journal of the American Helicopter Society*, 18(4), 45-48.
- Radtke, L., Lampe, T., Abdel-Maksoud, M., & Düster, A. (2020). A partitioned solution approach for the simulation of the dynamic behaviour of flexible marine propellers. *Ship technology research*, 67(1), 37-50.
- Reddy, J. N. (2003). *Mechanics of laminated composite plates and shells: theory and analysis*. CRC press.
- Salvatore, F., Testa, C., Ianniello, S., & Pereira, F. (2006, September). Theoretical modelling of unsteady cavitation and induced noise. In *Proceedings of CAV 2006 Symposium*, Wageningen, The Netherlands.
- Salvatore, F., Testa, C., & Greco, L. (2009). Coupled hydrodynamics-hydroacoustics BEM modelling of marine propellers operating in a wakefield. *Proceedings of SMP*, 9, 537-547.
- Schnerr, G. H., & Sauer, J. (2001, May). Physical and numerical modeling of unsteady cavitation dynamics. In *Fourth international conference on multiphase flow (Vol. 1)*. New Orleans, LO, USA: ICMF New Orleans.
- Seol, H., Jung, B., Suh, J. C., & Lee, S. (2002). Prediction of non-cavitating underwater propeller noise. *Journal of sound and vibration*, 257(1), 131-156.
- Seol, H., Suh, J. C., & Lee, S. (2005). Development of hybrid method for the prediction of underwater propeller noise. *Journal of Sound and Vibration*, 288(1-2), 345-360.
- Shakya, P., Sunny, M. R., & Maiti, D. K. (2019). A parametric study of flutter behavior

- of a composite wind turbine blade with bend-twist coupling. *Composite Structures*, 207, 764-775.
- Simard, P. Y., Steinkraus, D., & Platt, J. C. (2003, August). Best practices for convolutional neural networks applied to visual document analysis. In *Icdar* (Vol. 3, No. 2003).
- Sun, J., Kari, L., & Arteaga, I. L. (2013). A dynamic rotating blade model at an arbitrary stagger angle based on classical plate theory and the Hamilton's principle. *Journal of Sound and Vibration*, 332(5), 1355-1371.
- Testa, C., Ianniello, S., Bernardini, G., & Gennaretti, M. (2007). Sound scattered by helicopter fuselage in descent flight conditions. In 13th AIAA/CEAS aeroacoustics conference (28th AIAA aeroacoustics conference) (p. 3497).
- Testa, C. (2008). Acoustic formulations for aeronautical and naval rotorcraft noise prediction based on the Ffowcs Williams and Hawkings equation. Dissertation, Delft University of Technology, Italy.
- Testa, C., Ianniello, S., & Salvatore, F. (2018). A Ffowcs Williams and Hawkings formulation for hydroacoustic analysis of propeller sheet cavitation. *Journal of Sound and Vibration*, 413, 421-441.
- Tian, J., Zhang, Z., Ni, Z., & Hua, H. (2017). Flow-induced vibration analysis of elastic propellers in a cyclic inflow: An experimental and numerical study. *Applied Ocean Research*, 65, 47-59.
- Tinney, C. E., & Sirohi, J. (2018). Multirotor drone noise at static thrust. *AIAA Journal*, 56(7), 2816-2826.

- Tsai, S. W., & Wu, E. M. (1971). A general theory of strength for anisotropic materials. *Journal of composite materials*, 5(1), 58-80.
- Urick, R. J. (1975). *Principles of underwater sound*. McGraw-Hill, New York.
- Wang, T. Q., & Zhou, S. (1998). Investigation on sound field model of propeller aircraft—the effect of rigid fuselage boundary. *Journal of sound and vibration*, 209(2), 317-328.
- Wang, T. Q., & Zhou, S. (1998). Investigation on sound field model of propeller aircraft—the effect of vibrating fuselage boundary. *Journal of sound and vibration*, 209(2), 299-316.
- Yeo, S. J., Hong, S. Y., Song, J. H., & Seol, H. S. (2022). Analysis of the effect of vortex reduction structures on submarine tonal noise via frequency-domain method employing thickness noise source. *Ocean Engineering*, 257, 111640.
- Young, Y. L., & Liu, Z. (2007, January). Hydroelastic tailoring of composite naval propulsors. In *International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering* (Vol. 42703, pp. 777-787).
- Young, Y. L. (2008). Fluid–structure interaction analysis of flexible composite marine propellers. *Journal of fluids and structures*, 24(6), 799-818.
- Zhang, J., Wu, Q., Wang, G., & Liu, T. (2020). Numerical analysis on propulsive efficiency and pre-deformed optimization of a composite marine propeller. *Science China Technological Sciences*, 63(12), 2562-2574.
- Zondervan, G. J., Grasso, N., & Lafeber, W. (2017, June). Hydrodynamic design and

model testing techniques for composite ship propellers. In Proceedings of the Fifth International Symposium on Marine Propulsors. Espoo, Finland:[sn].

부록 A. 회전 날개 비선형 운동방정식

A.1 등방성 소재 회전 날개 비선형 운동방정식

앞서 2.1.2.1 절에서 정식화한 굽힘-비틀림 커플링 모델은 회전 날개 비선형 운동방정식으로부터 도출된다. 본 운동방정식의 도출을 위해 변형 전후의 날개 좌표계 시스템이 활용되었다. $[T]$ 는 변형 전 날개 좌표계와 변형 후 날개 좌표계 사이의 변환 행렬(Transformation matrix)을 나타내며 해당 변환 행렬은 날개 변형 전 좌표계 시스템 위에서의 x, y, z 축으로의 변위 u, v, w 와 비틀림 변위 ϕ 으로부터 결정된다(Perters and Ormiston, 1973). 변형 전후 날개 좌표계와 변환행렬은 Eq. (A.1.1)의 관계를 만족한다.

$$\begin{Bmatrix} \vec{i}' \\ \vec{j}' \\ \vec{k}' \end{Bmatrix} = [T] \begin{Bmatrix} \vec{i} \\ \vec{j} \\ \vec{k} \end{Bmatrix} \quad (\text{A.1.1})$$

Fig. 113의 오일러 각(Euler angles)으로부터 변환 행렬은 다음과 같이 표현된다.

$$[T] = \begin{bmatrix} \cos\bar{\beta}\cos\bar{\zeta} & \cos\bar{\beta}\sin\bar{\zeta} & \sin\bar{\beta} \\ -\sin\bar{\theta}\sin\bar{\beta}\cos\bar{\zeta} & \cos\bar{\theta}\cos\bar{\zeta} & \cos\bar{\beta}\sin\bar{\theta} \\ -\cos\bar{\theta}\sin\bar{\zeta} & -\sin\bar{\zeta}\sin\bar{\beta}\sin\bar{\theta} & \\ -\cos\bar{\theta}\sin\bar{\beta}\cos\bar{\zeta} & -\sin\bar{\theta}\cos\bar{\zeta} & \cos\bar{\beta}\cos\bar{\theta} \\ -\sin\bar{\theta}\sin\bar{\zeta} & -\sin\bar{\zeta}\sin\bar{\beta}\cos\bar{\theta} & \end{bmatrix} \quad (\text{A.1.2})$$

본 오일러 각 $\bar{\zeta}$, $\bar{\beta}$, $\bar{\theta}$ 은 변형 전 좌표계 시스템 위의 날개 주축을 기준으로 정의된다. 회전하는 날개에 대한 방정식은 v , w , ϕ 에 대한 식으로 구성된다. Fig. A1과 같이 오일러 각 $\bar{\zeta}$ 와 $\bar{\beta}$ 은 v 와 w 에 대한 항으로 표현되며 이를 이용하여 Eq. (A.1.2)은 다음과 같이 정리된다.

$$[T] = \begin{bmatrix} \sqrt{1-v^{+2}-w^{+2}} & v^{+} & w^{+} \\ -[\sin\bar{\theta}w^{+}\sqrt{1-v^{+2}-w^{+2}} + \cos\bar{\theta}v^{+}]/\sqrt{1-w^{+2}} & -[\cos\bar{\theta}\sqrt{1-v^{+2}-w^{+2}} + \sin\bar{\theta}v^{+}w^{+}]/\sqrt{1-w^{+2}} & \sin\bar{\theta}\sqrt{1-w^{+2}} \\ -[\cos\bar{\theta}w^{+}\sqrt{1-v^{+2}-w^{+2}} + \sin\bar{\theta}v^{+}]/\sqrt{1-w^{+2}} & -[\sin\bar{\theta}\sqrt{1-v^{+2}-w^{+2}} + \cos\bar{\theta}v^{+}w^{+}]/\sqrt{1-w^{+2}} & \cos\bar{\theta}\sqrt{1-w^{+2}} \end{bmatrix} \quad (\text{A.1.3})$$

$\bar{\theta}$ 의 경우 변환 행렬에 대한 관계식과 미분 방정식의 해를 통하여 결정된다. $\bar{\omega}dr$ 은 날개 고정 좌표계 위에서의 미소 회전을 나타낸다. 회전 속도 $\bar{\omega}$ 에 대한 벡터 성분은 비틀림 회전속도(Torsional rotation rate) $\omega_i = (\theta + \phi)^{+}$ 와 굽힘 방향 ω_j 와 ω_k 로 구분된다. 여기서 $+$ 은 r에 대한 미분을

나타낸다. 미소 회전 성분은 변환 행렬 $[T]$ 에 대하여 정리되며 정리된 식으로부터 다음과 같은 미분 방정식이 도출된다 (Hodges and Dowell, 1974).

$$[T]^+ = \begin{bmatrix} 0 & \omega_k & -\omega_j \\ -\omega_k & 0 & \omega_i \\ \omega_j & -\omega_i & 0 \end{bmatrix} [T] \quad (\text{A.1.4})$$

Eq. (A.1.4)는 변환 행렬에 대한 항등행렬 관계로부터 Eq. (A.1.5)와 같이 정리된다.

$$\begin{bmatrix} 0 & \omega_k & -\omega_j \\ -\omega_k & 0 & \omega_i \\ \omega_j & -\omega_i & 0 \end{bmatrix} = [T]^+ [T]^T \quad (\text{A.1.5})$$

Eq. (A.1.3)을 Eq. (A.1.5)에 대입하여 정리하면 $\bar{\theta}$ 에 대한 관계식 Eq. (A.1.6)를 도출할 수 있다.

$$\begin{aligned} \bar{\theta} = \theta + \phi - \int_0^r \frac{v^{++}w^+}{\sqrt{1-v^{+2}-w^{+2}}} dr \\ - \int_0^r \frac{w^{+2}w^{++}v^+}{(1-w^{+2})\sqrt{1-v^{+2}-w^{+2}}} dr \end{aligned} \quad (\text{A.1.6})$$

Eq. (A.1.6)를 이차항까지 정리하면 Eq. (A.1.7)이 도출된다.

$$\bar{\theta} = \theta + \phi - \int_0^r v'' w' dr \quad (\text{A.1.7})$$

Eq. (A.1.7)을 Eq. (A.1.3)에 대입한 후 이차항까지 식을 정리하면 Eq. (A.1.8)과 같다.

$$[T] = \begin{bmatrix} 1 - \frac{v'^2}{2} - \frac{w'^2}{2} & v' & w' \\ -[v' \cos(\theta + \phi) + w' \sin(\theta + \phi)] & \cos(\theta + \hat{\phi} + v'w') \times (1 - \frac{v'^2}{2}) & \sin(\theta + \hat{\phi}) \times (1 - \frac{w'^2}{2}) \\ [v' \sin(\theta + \phi) - w' \cos(\theta + \phi)] & \sin(\theta + \hat{\phi} + v'w') \times (1 - \frac{v'^2}{2}) & \cos(\theta + \hat{\phi}) \times (1 - \frac{w'^2}{2}) \end{bmatrix} \quad (\text{A.1.8})$$

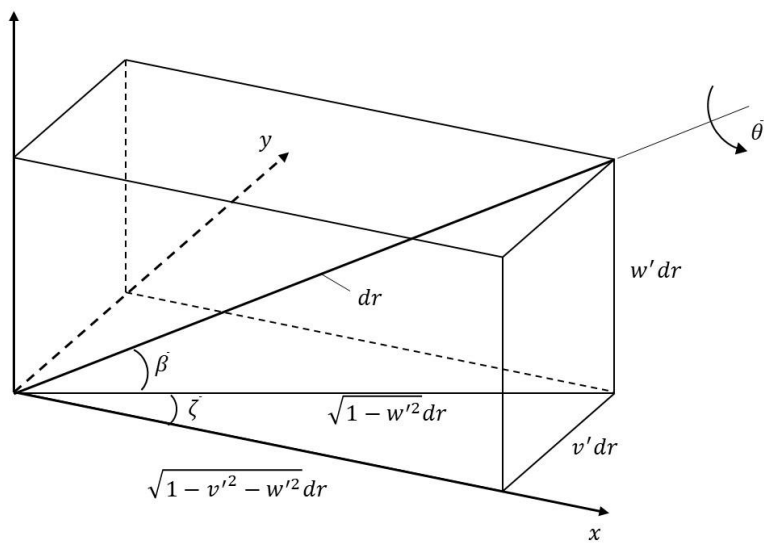


Figure 119 Euler angles and deformation for flexible blade.

정리된 변환 행렬을 활용하여 변형 후 좌표계는 변형 전 좌표계로부터 Eq. (A.1.9)-(A.1.11)과 같이 표현된다.

$$\vec{i}' = \left(1 - \frac{1}{2}v'^2 - \frac{1}{2}w'^2\right)\vec{i} + v'\vec{j} + w'\vec{k} \quad (\text{A.1.9})$$

$$\begin{aligned} \vec{j}' &= -[v' \cos(\theta + \phi) + w' \sin(\theta + \phi)]\vec{i} \\ &+ \left(1 - \frac{1}{2}v'^2\right)\cos(\theta + \hat{\phi} + v'w')\vec{j} \\ &+ \left(1 - \frac{1}{2}w'^2\right)\sin(\theta + \hat{\phi})\vec{k} \end{aligned} \quad (\text{A.1.10})$$

$$\begin{aligned} \vec{k}' &= -[-v' \sin(\theta + \phi) + w' \cos(\theta + \phi)]\vec{i} \\ &- \left(1 - \frac{1}{2}v'^2\right)\sin(\theta + \hat{\phi} + v'w')\vec{j} \\ &+ \left(1 - \frac{1}{2}w'^2\right)\cos(\theta + \hat{\phi})\vec{k} \end{aligned} \quad (\text{A.1.11})$$

여기서 $\hat{\phi}$, v' 와 w' 는 다음과 같다.

$$\hat{\phi} = \phi - \int_0^x \frac{\partial w}{\partial x} \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} dx; \quad v' = \frac{\partial v}{\partial x}; \quad w' = \frac{\partial w}{\partial x} \quad (\text{A.1.12})$$

변형률(Strain)에 대한 정의는 사용된 좌표계와 수학적 기술 방식에 따라 다양하게 나타난다. 변형 전과 후의 날개 위 위치 벡터 \vec{r}_0 과 \vec{r}_1 을 활용하여 변형률에 대한 텐서를 정의할 수 있으며 해당 정의는 Eq. (A.1.13)과 같다.

$$d\vec{r}_1 \cdot d\vec{r}_1 - d\vec{r}_0 \cdot d\vec{r}_0 = 2[dr \quad d\eta \quad d\zeta][\varepsilon] \begin{Bmatrix} dr \\ d\eta \\ d\zeta \end{Bmatrix} \quad (\text{A.1.13})$$

여기서 $dr, d\eta, d\zeta$ 은 각각 변형된 탄성 축과 단면에 대한 증분을 나타낸다. 변형 전 구조물의 탄성 축을 단위 벡터 $\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$ 에 대하여 $(x, 0, 0)$ 으로 정의하면 변형 후 구조물의 탄성 축의 위치는 변형 전 축들에 대한 단위 벡터 $\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$ 에 대하여 $(x + u, v, w)$ 로 정의된다. 탄성 축으로부터의 변형 후 구조물의 임의의 점 위치는 $[-\lambda(\theta + \phi)^+, \eta, \zeta]$ 으로 표현된다. 여기서 λ 는 와프 함수(Warp function)을 나타낸다. 위 정의들을 활용하면 변형 후 구조물 위의 임의의 점에 대한 벡터 위치는 Eq. (A.1.14)과 같이 표현된다.

$$\vec{r}_1 = [\vec{i} \quad \vec{j} \quad \vec{k}] \left[\begin{Bmatrix} x + u \\ v \\ w \end{Bmatrix} + [T]^T \begin{Bmatrix} -\lambda(\theta + \phi)^+ \\ \eta \\ \zeta \end{Bmatrix} \right] \quad (\text{A.1.14})$$

변형 전 조건 $u = v = w = \phi = 0$ 에서의 \vec{r}_1 은 다음을 만족한다.

$$\vec{r}_0 = \vec{r}_1|_{u=v=w=\phi=0} \quad (\text{A.1.15})$$

Eq. (A.1.15)의 정의로부터 \vec{r}_0 은 Eq. (A.1.16)과 같이 표현된다.

$$\vec{r}_0 = [\vec{i} \quad \vec{j} \quad \vec{k}] \left[\begin{array}{c} x \\ 0 \\ 0 \end{array} \right] + [T]^T|_{u=v=w=\phi=0} \left\{ \begin{array}{c} -\lambda_0 \theta' \\ \eta_0 \\ \zeta_0 \end{array} \right\} \quad (\text{A.1.16})$$

여기서 $\eta_0, \zeta_0, \lambda_0$ 는 다음과 같다.

$$\eta_0 = \eta|_{u=v=w=\phi=0} \quad \zeta_0 = \zeta|_{u=v=w=\phi=0} \quad \lambda_0 = \lambda|_{u=v=w=\phi=0} \quad (\text{A.1.17})$$

변형 전 조건 $u = v = w = \phi = 0$ 에서의 변환 행렬 $[T]$ 는 다음과 같이 정리된다.

$$[T]|_{u=v=w=\phi=0} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\theta & \sin\theta \\ 0 & -\sin\theta & \cos\theta \end{bmatrix} \quad (\text{A.1.18})$$

Eq. (A.1.18)을 Eq. (A.1.16)에 대입하여 정리하면 변형 전 임의의 점에 대한 위치 벡터 \vec{r}_0 는 Eq. (A.1.19)과 같이 표현된다.

$$\vec{r}_0 = [\vec{i} \ \vec{j} \ \vec{k}] \begin{Bmatrix} x - \lambda_0 \theta' \\ \eta_0 \cos \theta - \zeta_0 \sin \theta \\ \eta_0 \sin \theta + \zeta_0 \cos \theta \end{Bmatrix} \quad (\text{A.1.19})$$

위치 벡터 \vec{r}_0 와 \vec{r}_1 의 미분 형태는 Eq. (A.1.20)과 (A.1.21)로 주어진다.

$$d\vec{r}_0 = [\vec{i} \ \vec{j} \ \vec{k}] \times \begin{Bmatrix} x^+(1 - \lambda_0 \theta'') dr - \left(\lambda_{\eta_0} \frac{d\eta_0}{d\eta} d\eta + \lambda_{\zeta_0} \frac{d\zeta_0}{d\zeta} d\zeta \right) \theta' \\ -\theta' x^+ (\eta_0 \sin \theta + \zeta_0 \cos \theta) dr + \frac{d\eta_0}{d\eta} \cos \theta d\eta - \frac{d\zeta_0}{d\zeta} \sin \theta d\zeta \\ \theta' x^+ (\eta_0 \cos \theta - \zeta_0 \sin \theta) dr + \frac{d\eta_0}{d\eta} \sin \theta d\eta + \frac{d\zeta_0}{d\zeta} \cos \theta d\zeta \end{Bmatrix} \quad (\text{A.1.20})$$

$$d\vec{r}_1 = [\vec{i} \ \vec{j}' \ \vec{k}'] \left[[T] \begin{Bmatrix} x^+ + u^+ \\ v^+ \\ w^+ \end{Bmatrix} dr + [T][T]^T \begin{Bmatrix} -\lambda(\theta + \phi)^+ \\ \eta \\ \zeta \end{Bmatrix} \right. \\ \left. \times dr + \begin{Bmatrix} -\lambda(\theta + \phi)^{++} dr - (\lambda_\eta d\eta + \lambda_\zeta d\zeta)(\theta + \phi)^+ \\ d\eta \\ d\zeta \end{Bmatrix} \right] \quad (\text{A.1.21})$$

여기서 x^+ , λ_η , λ_ζ , λ_{η_0} , λ_{ζ_0} 은 다음과 같다.

$$x^+ \equiv \frac{dx}{dr}; \quad \lambda_\eta \equiv \frac{d\lambda}{d\eta}; \quad \lambda_\zeta \equiv \frac{d\lambda}{d\zeta}; \quad \lambda_{\eta_0} \equiv \frac{d\lambda}{d\eta_0}; \quad \lambda_{\zeta_0} \equiv \frac{d\lambda}{d\zeta_0}; \quad (\text{A.1.22})$$

변환 행렬의 특성으로부터 Eq. (A.1.23), (A.1.24)와 (A.1.25)의 관계식이 도출된다.

$$[T][T]^T = \begin{bmatrix} \ddots & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \ddots \end{bmatrix} \quad (\text{A.1.23})$$

$$[T][T]^{T+} + [T]^+[T]^T = \begin{bmatrix} \ddots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \ddots \end{bmatrix} \quad (\text{A.1.24})$$

$$[T][T]^{T+} = -[T]^+[T]^T = \begin{bmatrix} 0 & -\omega_k & \omega_j \\ \omega_k & 0 & -\omega_i \\ -\omega_j & \omega_i & 0 \end{bmatrix} \quad (\text{A.1.25})$$

위 관계식을 활용하여 위치 벡터 $d\vec{r}_1$ 은 다음과 같이 정리된다.

$$\begin{aligned} d\vec{r}_1 = & [\vec{i}' \quad \vec{j}' \quad \vec{k}'] [[T] \begin{Bmatrix} x^+ + u^+ \\ v^+ \\ w^+ \end{Bmatrix}] dr \\ & + \begin{bmatrix} 0 & -\omega_k & \omega_j \\ \omega_k & 0 & -\omega_i \\ -\omega_j & \omega_i & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} -\lambda(\theta + \phi)^+ \\ \eta \\ \zeta \end{Bmatrix} dr \\ & + \left[\begin{array}{c} -\lambda(\theta + \phi)^{++} dr - (\lambda_\eta d\eta + \lambda_\zeta d\zeta)(\theta + \phi)^+ \\ d\eta \\ d\zeta \end{array} \right] \end{aligned} \quad (\text{A.1.26})$$

위치 벡터 미분 $d\vec{r}_0$ 과 $d\vec{r}_1$ 의 Eq. (A.1.20)과 (A.1.21)은 x^+ 을 소거함으로써 단순화시킬 수 있다. 탄성 축 위에서는 $\eta = d\eta = \zeta = d\zeta = \lambda = \lambda_\eta = \lambda_\zeta = 0$ 을 만족하며 해당 조건에서의 $d\vec{r}_1$ 은 다음과 같다.

$$\left. \frac{d\vec{r}_1}{dr} \right|_{\eta=\zeta=0} = [\vec{i}' \quad \vec{j}' \quad \vec{k}'] [T] \begin{Bmatrix} x^+ + u^+ \\ v^+ \\ w^+ \end{Bmatrix} \quad (\text{A.1.27})$$

$\eta = \zeta = 0$ 위에서 $\frac{d\vec{r}_1}{dr}$ 는 \vec{i}' , \vec{j}' , \vec{k}' 정의에 따라 \vec{i}' 와 동일하므로 다음의 관계식을 만족한다.

$$[\vec{i}' \quad \vec{j}' \quad \vec{k}'] \begin{Bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} = [\vec{i}' \quad \vec{j}' \quad \vec{k}'] [T] \begin{Bmatrix} x^+ + u^+ \\ v^+ \\ w^+ \end{Bmatrix} \quad (\text{A.1.28})$$

Eq. (A.1.28)로부터 Eq. (A.1.29)와 (A.1.30)의 관계식이 도출된다.

$$\sqrt{1 - v^{+2} - w^{+2}}(x^+ + u^+) + v^{+2} + w^{+2} = 1 \quad (\text{A.1.29})$$

$$x^+ = \sqrt{1 - v^{+2} - w^{+2}} - u^+ \quad (\text{A.1.30})$$

위 관계식들로부터 Eq. (A.1.20)과 Eq. (A.1.26)은 Eq. (A.1.31)과 (A.1.32)와 같이 단순화된 형태로 정리된다.

$$\begin{aligned}
 d\vec{r}_0 = [\vec{i} \quad \vec{j} \quad \vec{k}] \times & \\
 \left\{ \begin{array}{l}
 (\sqrt{1-v^{+2}-w^{+2}}-u^+)(1-\lambda_0\theta'')dr \\
 -\theta'(\sqrt{1-v^{+2}-w^{+2}}-u^+)(\eta_0\sin\theta+\zeta_0\cos\theta)dr \\
 \theta'(\sqrt{1-v^{+2}-w^{+2}}-u^+)(\eta_0\cos\theta-\zeta_0\sin\theta)dr \\
 -\left(\lambda_{\eta_0}\frac{d\eta_0}{d\eta}d\eta+\lambda_{\zeta_0}\frac{d\zeta_0}{d\zeta}d\zeta\right)\theta' \\
 +\frac{d\eta_0}{d\eta}\cos\theta d\eta-\frac{d\zeta_0}{d\zeta}\sin\theta d\zeta \\
 +\frac{d\eta_0}{d\eta}\sin\theta d\eta+\frac{d\zeta_0}{d\zeta}\cos\theta d\zeta
 \end{array} \right\} & \quad (A.1.31)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 d\vec{r}_1 = & \\
 [\vec{i}' \quad \vec{j}' \quad \vec{k}'] \left[\left\{ \begin{array}{l} dr \\ 0 \\ 0 \end{array} \right\} + \begin{bmatrix} 0 & -\omega_k & \omega_j \\ \omega_k & 0 & -\omega_i \\ -\omega_j & \omega_i & 0 \end{bmatrix} \left\{ \begin{array}{l} -\lambda(\theta+\phi)^+ \\ \eta \\ \zeta \end{array} \right\} \right] dr & \quad (A.1.32) \\
 + \left\{ \begin{array}{l} -\lambda(\theta+\phi)^{++}dr - (\lambda_\eta d\eta + \lambda_\zeta d\zeta)(\theta+\phi)^+ \\ d\eta \\ d\zeta \end{array} \right\} &
 \end{aligned}$$

Eq. (A.1.31)과 (A.1.32)를 Eq. (A.1.13)에 대입한 후 정리하면 변형을 텐서에 대한 각 성분을 도출할 수 있다.

$$2\varepsilon_{11} = (-\eta\omega_k + \zeta\omega_j)^2 + [\lambda\omega_k(\theta+\phi)^+ + \zeta\omega_i]^2 \quad (A.1.33)$$

$$\begin{aligned}
& +[\lambda\omega_j(\theta + \phi)^+ + \eta\omega_j]^2 + \lambda^2(\theta + \phi)^{++2} \\
& + 2(-\eta\omega_k + \zeta\omega_j) - 2\lambda(\theta + \phi)^{++}(1 - \eta\omega_k + \zeta\omega_j) \\
& + v^{+2} + w^{+2} - u^{+2} + 2u^+\sqrt{1 - v^{+2} - w^{+2}} \\
& - x^{+2}\theta'^2(\eta_0^2 + \zeta_0^2) + x^{+2}(2\lambda_0\theta'' - \lambda_0^2\theta''^2)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
2\varepsilon_{12} = & \lambda\lambda_\eta(\theta + \phi)^+(\theta + \phi)^{++} - \lambda_\eta(\theta + \phi)^+(1 - \eta\omega_k + \zeta\omega_j) \\
& - [\lambda\omega_k(\theta + \phi)^+ + \zeta\omega_i] \\
& + x^+\theta' \frac{d\eta_0}{d\eta} [\lambda_{\eta_0}(1 - \lambda_0\theta'') + \zeta_0]
\end{aligned} \tag{A.1.34}$$

$$\begin{aligned}
2\varepsilon_{13} = & \lambda\lambda_\zeta(\theta + \phi)^+(\theta + \phi)^{++} - \lambda_\zeta(\theta + \phi)^+(1 - \eta\omega_k + \zeta\omega_j) \\
& - [\lambda\omega_j(\theta + \phi)^+ + \eta\omega_i] \\
& + x^+\theta' \frac{d\zeta_0}{d\zeta} [\lambda_{\zeta_0}(1 - \lambda_0\theta'') + \eta_0]
\end{aligned} \tag{A.1.35}$$

$$2\varepsilon_{22} = 1 - \left(\frac{d\eta_0}{d\eta}\right)^2 + \lambda_\eta^2(\theta + \phi)^{+2} - \lambda_{\eta_0}^2\theta'^2 \left(\frac{d\eta_0}{d\eta}\right)^2 \tag{A.1.36}$$

$$2\varepsilon_{23} = \lambda_\eta\lambda_\zeta(\theta + \phi)^{+2} - \lambda_{\eta_0}\lambda_{\zeta_0} \left(\frac{d\eta_0}{d\eta}\right) \left(\frac{d\zeta_0}{d\zeta}\right) \theta'^2 \tag{A.1.37}$$

$$2\varepsilon_{33} = 1 - \left(\frac{d\zeta_0}{d\zeta}\right)^2 + \lambda_\zeta^2(\theta + \phi)^{+2} - \lambda_{\zeta_0}^2\theta'^2 \left(\frac{d\zeta_0}{d\zeta}\right)^2 \quad (\text{A.1.38})$$

여기서 θ^+ , θ^{++} 는 다음과 같다.

$$\theta^+ = \theta'x^+; \theta^{++} = \theta''x^{+2} + \theta'x^{++} \quad (\text{A.1.39})$$

Eq. (A.1.33)-(A.1.38)은 비선형 변형률-변위 관계식의 형태를 나타낸다. Eq. (A.1.40)의 단축 응력 가정을 통하여 Eq. (A.1.36)과 (A.1.38)은 Eq. (A.1.41)의 관계식을 만족한다.

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_{22} &= -\nu\varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{33} &= -\nu\varepsilon_{11} \end{aligned} \right\} \quad (\text{A.1.40})$$

$$\left. \begin{aligned} -2\nu\varepsilon_{11} &= 1 - \left(\frac{d\eta_0}{d\eta}\right)^2 + \lambda_\eta^2(\theta + \phi)^{+2} - \lambda_{\eta_0}^2\theta'^2 \left(\frac{d\eta_0}{d\eta}\right)^2 \\ -2\nu\varepsilon_{11} &= 1 - \left(\frac{d\zeta_0}{d\zeta}\right)^2 + \lambda_\zeta^2(\theta + \phi)^{+2} - \lambda_{\zeta_0}^2\theta'^2 \left(\frac{d\zeta_0}{d\zeta}\right)^2 \end{aligned} \right\} \quad (\text{A.1.41})$$

Eq. (A.1.41)을 $\frac{d\eta_0}{d\eta}$, $\frac{d\zeta_0}{d\zeta}$ 에 대하여 정리하면 Eq. (A.1.42)와 같다.

$$\left. \begin{aligned} \left(\frac{d\eta_0}{d\eta}\right)^2 &= \frac{1+2\nu\varepsilon_{11}+\lambda_\eta^2(\theta+\phi)^{+2}}{1+\lambda_{\eta_0}^2\theta'^2} \cong 1 \text{ (to second order)} \\ \left(\frac{d\zeta_0}{d\zeta}\right)^2 &= \frac{1+2\nu\varepsilon_{11}+\lambda_\zeta^2(\theta+\phi)^{+2}}{1+\lambda_{\zeta_0}^2\theta'^2} \cong 1 \text{ (to second order)} \end{aligned} \right\} \quad (\text{A.1.42})$$

Eq. (A.1.42)을 통하여 도출된 변형률 ε_{11} , ε_{12} , ε_{13} 식의 고차항들을 소거하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \varepsilon_{11} &= u' + \frac{v'^2}{2} + \frac{w'^2}{2} - \lambda\phi'' + (\eta^2 + \zeta^2) \left(\theta'\phi' + \frac{\phi'^2}{2} \right) \\ &\quad - v''[\eta \cos(\theta + \phi) - \zeta \sin(\theta + \phi)] \\ &\quad - w''[\eta \sin(\theta + \phi) - \zeta \cos(\theta + \phi)] \end{aligned} \quad (\text{A.1.43})$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_{12} &= -\frac{1}{2}(\zeta + \lambda_\eta)\phi', \\ \varepsilon_{13} &= -\frac{1}{2}(\eta + \lambda_\zeta)\phi' \end{aligned} \quad (\text{A.1.44})$$

본 날개에 대한 운동방정식은 먼저 등방성 재료 가정 하에 도출되었다. 직교 이방성 재료로 구성된 날개에 대한 운동방정식은 본 등방성 재료 날개의 운동방정식의 동일한 유도과정 안에 직교 이방성 재료 물성을 반영함으로써 도출된다. 본 운동방정식은 길이 방향의 질량과

강성에 대한 물성치 변화를 반영한다. Eq. (A.1.45)는 본 날개에 대한 운동방정식을 도출하기 위한 해밀턴의 원리(Hamilton's principle)을 나타낸다.

$$\int_{t_1}^{t_2} [\delta U - \delta T - \delta W] dt = 0 \quad (\text{A.1.45})$$

여기서 U 는 변형률 에너지(Strain energy), T 는 운동 에너지(Kinetic energy), W 는 외력에 대한 가상 일(Virtual work)을 나타낸다. 변형률 에너지는 응력과 변형률에 대한 Eq. (A.1.46)로부터 도출된다.

$$U = \frac{1}{2} \int_0^R \int \int_A (\sigma_{xx} \varepsilon_{xx} + \sigma_{x\eta} \varepsilon_{x\eta} + \sigma_{x\zeta} \varepsilon_{x\zeta}) d\eta d\zeta dx \quad (\text{A.1.46})$$

Eq. (A.1.46)에 대한 변분은 다음과 같다.

$$\delta U = \int_0^R \int \int_A (\sigma_{xx} \delta \varepsilon_{xx} + \sigma_{x\eta} \delta \varepsilon_{x\eta} + \sigma_{x\zeta} \delta \varepsilon_{x\zeta}) d\eta d\zeta dx \quad (\text{A.1.47})$$

여기서 응력 σ_{xx} , $\sigma_{x\eta}$, $\sigma_{x\zeta}$ 과 변형률 $\delta \varepsilon_{xx}$, $\delta \varepsilon_{x\eta}$, $\delta \varepsilon_{x\zeta}$ 은 다음과 같다.

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{xx} &= E \varepsilon_{xx} \\ \sigma_{x\eta} &= G \varepsilon_{x\eta} \\ \sigma_{x\zeta} &= G \varepsilon_{x\zeta} \end{aligned} \right\} \quad (\text{A.1.48})$$

$$\begin{aligned} \delta \varepsilon_{xx} &= \delta u' + v' \delta v' + w' \delta w' + (\eta^2 + \zeta^2)(\theta + \phi)' \delta \phi' \\ &\quad - \lambda \delta \phi'' - [\eta \cos(\theta + \phi) - \zeta \sin(\theta + \phi)] \\ &\quad \times (\delta v'' + w'' \delta \phi) - [\eta \sin(\theta + \phi) \\ &\quad - \zeta \cos(\theta + \phi)](\delta w'' - v'' \delta \phi) \end{aligned} \quad (\text{A.1.49})$$

$$\delta \varepsilon_{x\eta} = -\hat{\zeta} \delta \phi' \quad (\text{A.1.50})$$

$$\delta \varepsilon_{x\zeta} = -\hat{\eta} \delta \phi' \quad (\text{A.1.51})$$

여기서 $\hat{\eta}$ 와 $\hat{\zeta}$ 는 각각 $\hat{\eta} = \eta - \lambda_\zeta$ 와 $\hat{\zeta} = \zeta + \lambda_\eta$ 이다. Eq. (A.1.48)-(A.1.51)을 Eq. (A.1.47)에 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \delta U &= \int_0^R \{V_{x'}(\delta u' + v' \delta v' + w' \delta w') + (S_{x'} + T_{x'})\delta \phi' \\ &\quad + P_{x'} \delta \phi'' + [M_{z'} \cos(\theta + \phi) \\ &\quad + M_{y'} \sin(\theta + \phi)](\delta v'' + w'' \delta \phi) \end{aligned} \quad (\text{A.1.52})$$

$$+[M_{z'} \sin(\theta + \phi) - M_{y'} \cos(\theta + \phi)](\delta w'' - v'' \delta \phi) \} dx$$

여기서 $V_{x'}$, $S_{x'}$, $T_{x'}$, $P_{x'}$, $M_{y'}$, $M_{z'}$ 는 아래와 같다.

$$\begin{aligned} V_{x'} &= \iint_A \sigma_{xx} d\eta d\zeta = EA \left\{ u' + \frac{v'^2}{2} + \frac{w'^2}{2} + k_A^2 \theta' \phi' \right. \\ &\quad \left. - e_A [v'' \cos(\theta + \phi) + w'' \sin(\theta + \phi)] \right\} \end{aligned} \quad (\text{A.1.53})$$

$$S_{x'} = \iint_A (\hat{\eta} \sigma_{x\zeta} - \hat{\zeta} \sigma_{x\eta}) d\eta d\zeta = GJ \phi' \quad (\text{A.1.54})$$

$$\begin{aligned} T_{x'} &= \iint_A (\theta + \phi)' \sigma_{xx} (\eta^2 + \zeta^2) d\eta d\zeta \\ &= E A k_A^2 (\theta + \phi)' \left(u' + \frac{v'^2}{2} + \frac{w'^2}{2} \right) + E B_1^* \theta'^2 \phi^2 \\ &\quad - E B_2^* \theta' (v'' \cos \theta + w'' \sin \theta) \end{aligned} \quad (\text{A.1.55})$$

$$P_{x'} = \iint_A \lambda \sigma_{xx} d\eta d\zeta = E C_1 \phi'' + E C_1^* (w'' \cos \theta - v'' \sin \theta) \quad (\text{A.1.56})$$

$$\begin{aligned}
M_{y'} &= \iint_A \zeta \sigma_{xx} d\eta d\zeta \\
&= EI_{y'} [v'' \sin(\theta + \phi) - w'' \cos(\theta + \phi) - EC_1^* \phi''] \quad (A.1.57)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
M_{z'} &= \iint_A \eta \sigma_{xx} d\eta d\zeta = EI_{z'} [v'' \cos(\theta + \phi) + \\
&w'' \sin(\theta + \phi) - EAe_A \left(u' + \frac{v'^2}{2} + \frac{w'^2}{2} \right) - EB_2^* \theta' \phi'] \quad (A.1.58)
\end{aligned}$$

Eq. (A.1.53)-(A.1.58)의 면적분 항은 다음과 같이 정의된다.

$$\left. \begin{aligned}
A &\equiv \iint_A d\eta d\zeta & Ae_A &\equiv \iint_A \eta d\eta d\zeta \\
I_{y'} &\equiv \iint_A \zeta^2 d\eta d\zeta & I_{z'} &\equiv \iint_A \eta^2 d\eta d\zeta \\
Ak_A^2 &\equiv \iint_A (\eta^2 + \zeta^2) d\eta d\zeta & J &\equiv \iint_A (\hat{\eta}^2 + \hat{\zeta}^2) d\eta d\zeta \\
B_1^* &\equiv \iint_A (\eta^2 + \zeta^2)^2 d\eta d\zeta & B_2^* &\equiv \iint_A \eta(\eta^2 + \zeta^2) d\eta d\zeta \\
C_1 &\equiv \iint_A \lambda^2 d\eta d\zeta & C_1^* &\equiv \iint_A \zeta \eta d\eta d\zeta
\end{aligned} \right\} \quad (A.1.59)$$

여기서 A 는 날개의 단면적을 나타낸다. $I_{y'}$ 와 $I_{z'}$ 는 각각 플랩 방향(Flapwise), 코드 방향(Chordwise) 관성 모멘트(Moment of inertia)를

나타낸다. Ak_A^2 은 극 관성 모멘트(Polar moment of inertia)를 나타낸다. J 는 와핑(Warping)을 포함한 비틀림 상수를 나타내며 와핑이 없을 경우 극 관성 모멘트와 동일하다. e_A 와 C_1 은 각각 탄성 축과 장력 축 간 거리, 와핑 강성을 나타낸다. B_1^* 과 B_2^* 는 각각 (Houbolt and Brooks, 1958)에서 정의된 단면 상수들이다.

변형 후 구조물 위의 임의의 점 (x_1, y_1, z_1) 의 위치는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} x_1 = x + u - \lambda\phi' - v'[\eta \cos(\theta + \phi) - \zeta \sin(\theta + \phi)] \\ - w'[\eta \sin(\theta + \phi) + \zeta \cos(\theta + \phi)] \end{aligned} \quad (\text{A.1.60})$$

$$y_1 = v + \eta \cos(\theta + \phi) - \zeta \sin(\theta + \phi) \quad (\text{A.1.61})$$

$$z_1 = w + \eta \sin(\theta + \phi) + \zeta \cos(\theta + \phi) \quad (\text{A.1.62})$$

여기서 $-\lambda\phi'$ 는 와프에 의한 축 변위를 나타낸다. 관성 좌표계 관점 날개 위 해당 점에서의 속도는 Eq. (A.1.63)과 같다.

$$\vec{V} = \frac{\delta \vec{r}}{\delta t} + \Omega \vec{K} \times \vec{r} \quad (\text{A.1.63})$$

여기서 $\vec{r} = x_1\vec{i} + y_1\vec{j} + z_1\vec{k}$ 이며, $\delta/\delta t$ 는 회전 좌표계에서의 시간 미분을 나타낸다. $\delta\vec{r}/\delta t$ 와 $\Omega\vec{K} \times \vec{r}$ 항은 각각 Eq. (A.1.64)와 (A.1.65)와 같다.

$$\frac{\delta\vec{r}}{\delta t} = \dot{x}_1\hat{i} + \dot{y}_1\hat{j} + \dot{z}_1\hat{k} \quad (\text{A.1.64})$$

$$\begin{aligned} \Omega\vec{K} \times \vec{r} = & -\Omega y_1 \cos\beta_{pc} \vec{i} + (\Omega x_1 \cos\beta_{pc} - \Omega z_1 \sin\beta_{pc}) \vec{j} \\ & + \Omega y_1 \sin\beta_{pc} \vec{k} \end{aligned} \quad (\text{A.1.65})$$

Eq. (A.1.64)와 Eq. (A.1.65)를 Eq. (A.1.63)에 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \vec{V} = & (\dot{x}_1 - \Omega y_1 \cos\beta_{pc}) \vec{i} + (\dot{y}_1 + \Omega x_1 \cos\beta_{pc} - \Omega z_1 \sin\beta_{pc}) \vec{j} \\ & + (\dot{z}_1 + \Omega y_1 \sin\beta_{pc}) \vec{k} \end{aligned} \quad (\text{A.1.66})$$

운동 에너지 T 와 변분 δT 는 Eq. (A.1.67)와 Eq. (A.1.68)와 같다.

$$T = \frac{1}{2} \int_0^R \iint_A \rho \vec{V} \cdot \vec{V} d\eta d\zeta dx \quad (\text{A.1.67})$$

$$\delta T = \int_0^R \iint_A \rho \vec{V} \cdot \delta \vec{V} d\eta d\zeta dx \quad (\text{A.1.68})$$

Eq. (A.1.66)을 Eq. (A.1.68)에 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \delta T = \int_0^R \iint_A [& (-\ddot{x}_1 + 2\Omega\dot{y}_1 \cos\beta_{pc} + \Omega^2 x_1 \cos^2 \beta_{pc} \\ & - \Omega^2 z_1 \sin\beta_{pc} \cos\beta_{pc}) \delta x_1 + (\Omega^2 y_1 - \ddot{y}_1 \\ & - 2\Omega\dot{x}_1 \cos\beta_{pc} + 2\Omega\dot{z}_1 \sin\beta_{pc}) \delta y_1 + (-\Omega^2 x_1 \sin\beta_{pc} \cos\beta_{pc} \\ & + \Omega^2 z_1 \sin^2 \beta_{pc} - 2\Omega\dot{y}_1 \sin\beta_{pc} - \ddot{z}_1) \delta z_1] \rho d\eta d\zeta dx \end{aligned} \quad (\text{A.1.69})$$

여기서 $\dot{x}_1, \dot{y}_1, \dot{z}_1, \ddot{x}_1, \ddot{y}_1, \ddot{z}_1, \delta x_1, \delta y_1, \delta z_1$ 는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= \dot{u} - (\dot{v}' + \dot{\phi}w')(y_1 - v) - (\dot{w}' - \phi\dot{v}')(z_1 - w) - \lambda\dot{\phi}' \\ \dot{y}_1 &= \dot{v} - \dot{\phi}(z_1 - w) \\ \dot{z}_1 &= \dot{w} + \dot{\phi}(y_1 - v) \\ \ddot{x}_1 &\cong \ddot{u} - (\ddot{v}' + \ddot{\phi}w' + 2\dot{\phi}\dot{w}')(y_1 - v) - (\ddot{w}' - \ddot{\phi}v' - 2\dot{\phi}\dot{v}') \\ &\quad \times (z_1 - w) - \lambda\ddot{\phi}' \\ \ddot{y}_1 &\cong \ddot{v} - \ddot{\phi}(z_1 - w) \end{aligned} \quad (\text{A.1.70})$$

$$\ddot{z}_1 \cong \ddot{w} + \ddot{\phi}(y_1 - v)$$

$$\begin{aligned} \delta x_1 &= \delta u - (y_1 - v)(\delta v' + w' \delta \phi) - (z_1 - w)(\delta w' - v' \delta \phi) \\ &\quad - \lambda \delta \phi' \end{aligned}$$

$$\delta y_1 = \delta v - (z_1 - w) \delta \phi$$

$$\delta z_1 = \delta w + (y_1 - v) \delta \phi$$

$\beta_{pc} = O(\varepsilon)$ 를 가정함으로써 Eq. (A.1.69)는 Eq. (A.1.71)로 정리된다.

$$\begin{aligned} \delta T &= \int_0^R \iint_A (Z_u \delta u + Z_v \delta v + Z_w \delta w + Z_\phi \delta \phi + Z_{v'} \delta v' + Z_{w'} \delta w' \\ &\quad + Z_{\phi'} \delta \phi') \rho d\eta d\zeta dx \end{aligned} \quad (\text{A.1.71})$$

여기서 $Z_u, Z_v, Z_w, Z_\phi, Z_{v'}, Z_{w'}, Z_{\phi'}$ 는 다음과 같다.

$$Z_u = \Omega^2 x + 2\Omega \dot{v}$$

$$\begin{aligned} Z_v &= \Omega^2 [v + (y_1 - v)] - \ddot{v} + \ddot{\phi}(z_1 - w) + 2\Omega \beta_{pc} \dot{w} \\ &\quad - 2\Omega [\dot{u} - \dot{v}'(y_1 - v) - \dot{w}'(z_1 - w)] \end{aligned} \quad (\text{A.1.72})$$

$$Z_w = -\Omega^2 \beta_{pc} x - 2\Omega \beta_{pc} \dot{v} - \ddot{w} - \ddot{\phi}(y_1 - v)$$

$$Z_\phi = -\Omega^2 x (y_1 - v) w' + \Omega^2 x (z_1 - w) v' - \Omega^2 (v + (y_1 - v))$$

$$\begin{aligned}
& \times (z_1 - w) + v(z_1 - w) - \ddot{w}(y_1 - v) - \Omega^2 \beta_{pc} x (y_1 - v) \\
Z_{v'} &= -(\Omega^2 x + 2\Omega \dot{v})(y_1 - v) \\
Z_{w'} &= -(\Omega^2 x + 2\Omega \dot{v})(z_1 - w) \\
Z_{\phi'} &= -\Omega^2 \lambda x
\end{aligned}$$

낱개 단면에 대하여 적분하면 Eq. (A.1.71)은 Eq. (A.1.73)으로 정리되고 각 항은 Eq. (A.1.74)-(A.1.76) 같다.

$$\begin{aligned}
\delta T = \int_0^R (\bar{Z}_u \delta u + \bar{Z}_v \delta v + \bar{Z}_w \delta w + \bar{Z}_\phi \delta \phi + \bar{Z}_{v'} \delta v' \\
+ \bar{Z}_{w'} \delta w') dx \tag{A.1.73}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\bar{Z}_u &= m(\Omega^2 x + 2\Omega \dot{v}) \\
\bar{Z}_v &= m\Omega^2 [v + e \cos(\theta + \phi)] + 2m\Omega(\beta_{pc} \dot{w} - \dot{u}) \\
& \quad + 2me\Omega(\dot{v}' \cos\theta + \dot{w}' \sin\theta) - m\ddot{v} + me\ddot{\phi} \sin\theta \\
\bar{Z}_w &= -m\beta_{pc}(\Omega^2 x + 2\Omega \dot{v}) - m\ddot{w} - me\ddot{\phi} \cos\theta \\
\bar{Z}_\phi &= -mk_m^2 \ddot{\phi} - m\Omega^2 (k_{m_2}^2 - k_{m_1}^2) \cos(\theta + \phi) \sin(\theta + \phi) \\
& \quad - me\Omega^2 x (w' \cos\theta - v' \sin\theta) - me\Omega^2 v \sin\theta \\
& \quad - me\Omega^2 \beta_{pc} x \cos\theta + me(\ddot{v} \sin\theta - \ddot{w} \cos\theta) \\
\bar{Z}_{v'} &= -me[\Omega^{2x \cos(\theta + \phi)} + 2\Omega \dot{v} \cos\theta]
\end{aligned} \tag{A.1.74}$$

$$\bar{Z}_{w'} = -me[\Omega^2 x \sin(\theta + \phi) + 2\Omega \dot{v} \sin\theta]$$

$$\left. \begin{aligned} m &\equiv \iint_A \rho d\eta d\zeta & me &\equiv \iint_A \rho \eta d\eta d\zeta \\ mk_{m_1}^2 &\equiv \iint_A \rho \zeta^2 d\eta d\zeta & mk_{m_2}^2 &\equiv \iint_A \rho \eta^2 d\eta d\zeta \\ k_{m_1}^2 + k_{m_2}^2 &= k_m^2 & \iint_A \rho \zeta d\eta d\zeta &= 0 \\ \iint_A \rho \eta \zeta d\eta d\zeta &= 0 & \iint_A \rho \lambda d\eta d\zeta &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (\text{A.1.75})$$

$$\iint_A \rho (y_1 - v) d\eta d\zeta = me \cos(\theta + \phi)$$

$$\iint_A \rho (z_1 - w) d\eta d\zeta = me \sin(\theta + \phi)$$

$$\iint_A \rho (y_1 - v)(z_1 - w) d\eta d\zeta \quad (\text{A.1.76})$$

$$= m(k_{m_2}^2 - k_{m_1}^2) \cos(\theta + \phi) \sin(\theta + \phi)$$

$$\iint_A \rho [(y_1 v)^2 + (z_1 - w)^2] d\eta d\zeta = mk_m^2$$

여기서 m , e 와 mk_m^2 은 각각 단위 길이 당 날개 질량, 탄성 축과 무게 중심 간 거리, 극 관성 질량 모멘트(Polar mass moment of inertia)를 나타낸다. 외력에 대한 가상 일(Virtual work) δW 는 다음과 같이 표현된다.

$$\delta W = \int_0^R (L_u \delta u + L_v \delta v + L_w \delta w + M_\phi \delta \phi) dx \quad (\text{A.1.77})$$

변형률 에너지 Eq. (A.1.52), 운동 에너지 Eq. (A.1.73), 가상 일 Eq. (A.1.77)을 Eq. (A.1.45)에 대입하여 정리하면 u , v , w , ϕ 에 대한 운동방정식이 도출된다.

δu equation

$$-T' - m(\Omega^2 x + 2\Omega \dot{v}) = L_u \quad (\text{A.1.78})$$

δv equation

$$\begin{aligned} & -(Tv')' + \{-EAe_A \left(u' + \frac{v'^2}{2} + \frac{w'^2}{2} \right) \cos(\theta + \phi) \\ & -EB_2^* \theta' \phi' \cos\theta - EC_1^* \phi'' \sin\theta + [EI_z' \cos^2(\theta + \phi) \\ & + EI_y' \sin^2(\theta + \phi)] v'' + (EI_z' - EI_y') \cos(\theta + \phi) \sin(\theta + \phi) \\ & w''\}'' + 2m\Omega \dot{u} + m\ddot{v} - me\ddot{\phi} \sin\theta - 2me\Omega(\dot{v}' \cos\theta + \dot{w}' \sin\theta) \\ & -m\Omega^2[v + e \cos(\theta + \phi)] - 2m\Omega\beta_{pc} \dot{w} - \{me[\Omega^2 x \cos(\theta + \phi) \\ & + 2\Omega \dot{v} \cos\theta]\}' = L_v \end{aligned} \quad (\text{A.1.79})$$

δw equation

$$\begin{aligned}
& -(Tw')' + \{-EAe_A \left(u' + \frac{v'^2}{2} + \frac{w'^2}{2} \right) \sin(\theta + \phi) \\
& \quad -EB_2^* \theta' \phi' \sin\theta - EC_1^* \phi'' \cos\theta \\
& \quad + (EI_{z'} - EI_{y'}) \cos(\theta + \phi) \sin(\theta + \phi) v'' \\
& \quad + [EI_{z'} \sin^2(\theta + \phi) + EI_{y'} \cos^2(\theta + \phi)] w'' \}'' \\
& + m\ddot{w} + me\ddot{\phi} \cos\theta + 2m\Omega\beta_{pc}\dot{v} - \{me[\Omega^2 x \sin(\theta + \phi) \\
& \quad + 2\Omega\dot{v} \sin\theta]\}' = L_w - m\Omega^2 \beta_{pc} x
\end{aligned} \tag{A.1.80}$$

$\delta\phi$ equation

$$\begin{aligned}
& -[EAK_A^2(\theta + \phi)' \left(u' + \frac{v'^2}{2} + \frac{w'^2}{2} \right) + EB_1^* \theta'^2 \phi' \\
& -EB_2^* \theta' (v'' \cos\theta + w'' \sin\theta)]' - EAe_A \left(u' + \frac{v'^2}{2} + \frac{w'^2}{2} \right) \\
& \quad (w'' \cos\theta - v'' \sin\theta) - (GJ\phi')' + [EC_1 \phi'' \\
& \quad + EC_1^* (w'' \cos\theta - v'' \sin\theta)]'' \\
& + (EI_{z'} - EI_{y'}) [(w''^2 - v''^2) \cos\theta \sin\theta + v'' w'' \cos 2\theta] + mk_m^2 \ddot{\phi} \\
& + m\Omega^2 \phi (k_{m_2}^2 - k_{m_1}^2) \cos 2\theta + me[\Omega^2 x (w' \cos\theta - v' \sin\theta) \\
& \quad - (\ddot{v} - \Omega^2 v) \sin\theta + \ddot{w} \cos\theta] \\
& = M_\phi - m\Omega^2 (k_{m_2}^2 - k_{m_1}^2) \cos\theta \sin\theta - me\Omega^2 \beta_{pc} x \cos\theta
\end{aligned} \tag{A.1.81}$$

여기서 T 는 Eq. (A.1.82)와 같다.

$$T \equiv V_{x'} = EA\left\{u' + \frac{v'}{2} + \frac{w'^2}{2} + k_A^2 \theta' \phi' - e_A[v'' \cos(\theta + \phi) + w'' \sin(\theta + \phi)]\right\} \quad (\text{A.1.82})$$

Eq. (A.1.78)과 Eq. (A.1.82)의 방정식에 대하여 삼차 선형 근사를 적용하면 다음의 관계식이 도출된다. 해당 항은 비선형항의 근사를 위해 적용된다.

$$EAk_A^2 \phi' \left(u' + \frac{v'^2}{2} + \frac{w'^2}{2} \right) \approx k_A^2 \phi' \int_x^R m \Omega^2 x dx \quad (\text{A.1.83})$$

+third - (and higher)order nonlinear terms

A.2 직교 이방성 소재 회전 날개 비선형 운동방정식

직교 이방성 소재의 k 번째 적층에 대한 응력-변형률 관계는 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{Bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{x\eta} \end{Bmatrix}^k = \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11} & \bar{Q}_{16} \\ \bar{Q}_{16} & \bar{Q}_{66} \end{bmatrix}^k \begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{x\eta} \end{Bmatrix}^k \quad (\text{A.2.1})$$

여기서 \bar{Q}_{11} , \bar{Q}_{16} , \bar{Q}_{66} 은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \bar{Q}_{11} &= Q_{11} \cos^4 \Lambda + Q_{22} \sin^4 \Lambda + 2(Q_{12} + 2Q_{66}) \sin^2 \Lambda \cos^2 \Lambda \\ \bar{Q}_{16} &= (Q_{11} - Q_{12} - 2Q_{66}) \cos^3 \Lambda \sin \Lambda \\ &\quad - (Q_{22} - Q_{12} - 2Q_{66}) \cos \Lambda \sin^3 \Lambda \\ \bar{Q}_{66} &= (Q_{11} + Q_{22} - 2Q_{12} - 2Q_{66}) \sin^2 \Lambda \cos^2 \Lambda \\ &\quad + Q_{66}(\sin^4 \Lambda + \cos^4 \Lambda) \end{aligned} \quad (\text{A.2.2})$$

직교 이방성 재료 물성에 대하여 Hodge and Dowell (1974)의 변형률 에너지 δU , 운동 에너지 δT , 가상 일 δW 의 도출 과정과 동일한 과정을 통해 직교 이방성 재료에 대한 운동방정식 도출이 가능하다. 직교 이방성

재료의 복합소재 날개에 대한 무차원 δU 은 Eq. (A.2.3)과 같다 (Hong and Chopra, 1982).

$$\begin{aligned}
& \frac{\delta U}{m\Omega^2 R^3} \\
&= \int_0^R \left(EA \left(u' + \frac{v'^2}{2} + \frac{w'^2}{2} \right) \delta u' + EA [k_A^2 \theta' \phi' - e_A (v'' \cos \theta_l \right. \\
&+ w'' \sin \theta_l)] \delta u' + k_{p_3} (\phi' + v'' w') \delta u' + F (v' \delta v' + w' \delta w') \\
&+ GJ (\phi' \delta \phi' + \phi' w' \delta v'' + \phi' v'' \delta w' + v'' w' \delta \phi') + [F e_A (v'' \sin \theta_l \\
&- w'' \cos \theta_l) - k_{p_3} e_A \phi' (v'' \sin \theta_l - w'' \cos \theta_l) + (EI_z - EI_y) \\
&\left. \left\{ \frac{1}{2} (w''^2 - v''^2) \sin 2\theta_l + v'' w'' \cos 2\theta_l \right\} - k_{p_1} \cos \theta_l + (k_{p_2} \sin \theta_l \right. \\
&- k_{p_6} \cos \theta_l) \phi' w'' + (k_{p_1} \sin \theta_l - k_{p_2} \cos \theta_l - k_{p_6} \sin \theta_l) \phi' v''] \delta \phi \\
&+ [F k_A^2 (\theta' + \phi') - E A k_A^4 \theta'^2 \phi' - E A k_A^2 e_A \theta' (v'' \cos \theta_l + w'' \sin \theta_l) \\
&- E B_2^* (v'' \cos \theta_l + w'' \sin \theta_l) \theta' + k_{p_4} \theta' \phi'] \delta \phi' \\
&+ [k_{p_2} (v'' \sin \theta_l - w'' \cos \theta_l) + (k_{p_6} - k_{p_1}) (v'' \cos \theta_l + w'' \sin \theta_l) \\
&- k_{p_3} (u' + \frac{v'^2}{2} + \frac{w'^2}{2})] \delta \phi' + [E C_1 \phi'' + E C_1^* (w'' \cos \theta_l \\
&- v'' \sin \theta_l) + k_{p_5} \phi'] \delta \phi'' + [-F e_A \cos \theta_l + k_{p_3} e_A \cos \theta_l \phi' \\
&(EI_z \cos^2 \theta_l + EI_y \sin^2 \theta_l) v'' + \frac{1}{2} (EI_z - EI_y) w'' \sin 2\theta_l \\
&- E A e_A^2 \left(v'' \cos^2 \theta_l + \frac{1}{2} \sin^2 2\theta_l \right) + (E A e_A k_A^2 - E B_2^*) \theta' \phi' \cos \theta_l
\end{aligned} \tag{A.2.3}$$

$$\begin{aligned}
& -EC_1^* \phi'' \sin \theta_l - k_{p_1} \phi' \cos \theta_l - k_{p_2} \phi' \sin \theta_l + k_{p_6} \phi' \cos \theta_l] \delta v'' \\
& + [-Fe_A \sin \theta_l + k_{p_3} e_A \sin \theta_l \phi' + (EI_z \sin^2 \theta_l + EI_y \cos^2 \theta_l) w'' \\
& + \frac{1}{2} (EI_z - EI_y) v'' \sin 2\theta_l - EAe_A^2 \left(\frac{1}{2} v'' \sin 2\theta_l + w'' \sin^2 \theta_l \right) \\
& + (EAe_A k_A^2 - EB_2^*) \theta' \phi' \sin \theta_l + EC_1^* \phi'' \cos \theta_l - k_{p_1} \phi' \sin \theta_l \\
& + k_{p_2} \phi' \cos \theta_l + k_{p_6} \phi' \sin \theta_l] \delta w'' + k_{p_3} (u' w' \delta v'' + u' v'' \delta w') \\
& + [-k_{p_2} (v'' \sin \theta_l - w'' \cos \theta_l) + (k_{p_6} - k_{p_1}) (v'' \cos \theta_l \\
& + w'' \sin \theta_l)] (w' \delta v'' + v'' \delta w') + (k_{p_1} \cos \theta_l - k_{p_2} \sin \theta_l \\
& + k_{p_6} \cos \theta_l) v'' w' \delta v'' + (-k_{p_1} \sin \theta_l + k_{p_2} \cos \theta_l + k_{p_6} \sin \theta_l) \\
& v'' w' \delta w'' dx
\end{aligned}$$

여기서 EA , EI_y , EI_z 와 GJ 는 적층 구조와 배열 특성에 따라 변화한다. k_{p_1} , k_{p_2} , ..., k_{p_6} 은 커플링 강성 항을 나타낸다. 특히, k_{p_2} 는 굽힘-비틀림 커플링 항을 나타낸다. 적층 각이 0일 경우 해당 커플링 강성 항들은 0이 되며 강체 추진기와 동일한 특성을 가지게 된다. 여기서 F 는 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
F &= EA \left\{ u' + \frac{v'}{2} + \frac{w'^2}{2} + k_A^2 \theta' \phi' \right. \\
& \left. - e_A [v'' \cos \theta_l + w'' \sin \theta_l] \right\} + k_{p_3} \phi'
\end{aligned} \tag{A.2.4}$$

운동 에너지 변분 δT 는 강체 추진기와 동일하게 도출되며 Hodge and Dowell (1974)의 등방성 소재에 대한 운동 에너지 변분 δT 식과 동일하다. Eq. (A.2.3), Eq. (A.1.73)과 Eq. (A.1.77)을 Eq. (A.1.45)에 대입하면 직교 이방성 소재 복합소재 추진기의 운동방정식 Eq. (A.2.5)-(A.2.8)이 도출된다.

δu equation

$$\begin{aligned}
 & -\left\{EA\left(u' + \frac{v'^2}{2} + \frac{w'^2}{2}\right) \right. \\
 & \quad \left. + EA[k_A^2\theta'\hat{\phi}' - e_A(v''\cos\theta_l + w''\sin\theta_l)]\right\}' \\
 & \quad - \left\{k_{p_3}(\hat{\phi}' + v''w')\right\}' - (x + 2\dot{v}) = L_u
 \end{aligned} \tag{A.2.5}$$

δv equation

$$\begin{aligned}
 & -(Fv')' + (GJ\hat{\phi}'w')'' + \{-Fe_A\cos\theta_l \\
 & \quad + (EI_z\cos^2\theta_l + EI_y\sin^2\theta_l)v'' \\
 & \quad + \frac{1}{2}(EI_z - EI_y)w''\sin 2\theta_l \\
 & \quad - EAe_A^2(v''\cos^2\theta_l + w''\sin 2\theta_l) \\
 & \quad + (EAe_Ak_A^2 - EB_2)\theta'\hat{\phi}'\cos\theta_l - EC_2\hat{\phi}''\sin\theta_l\}''
 \end{aligned} \tag{A.2.6}$$

$$\begin{aligned}
& + \{ (k_{p_3} e_A \cos \theta_l - k_{p_1} \cos \theta_l + k_{p_2} \sin \theta_l \\
& + k_{p_6} \cos \theta_l) \hat{\phi}' \}'' + (k_{p_3} u' w')'' \\
& - 2 (k_{p_1} - k_{p_6}) v'' w' \cos \theta_l \}'' \\
& + \{ (k_{p_1} - k_{p_6}) w'' w' \sin \theta_l - k_{p_2} w'' w' \cos \theta_l \}'' \\
& + 2\ddot{u} + \ddot{v} - e \ddot{\phi} \sin \theta_l - 2e(\dot{v}' \cos \theta_l + \dot{w}' \sin \theta_l) \\
& - (v + e \cos \theta_l) - 2\beta_p \dot{v} - \{ e(x \cos \theta_l + 2\dot{v} \cos \theta_l) \}' \\
& = L_v
\end{aligned}$$

δw equation

$$\begin{aligned}
& -(Fw')' - (GJ\hat{\phi}'v'')' + \{-Fe_A \sin \theta_l \\
& + (EI_z \sin^2 \theta_l + EI_y \cos^2 \theta_l)w'' \\
& + \frac{1}{2}(EI_z - EI_y)v'' \sin 2\theta_l \\
& - EAe_A^2 \left(\frac{1}{2}v'' \sin 2\theta_l + w'' \sin^2 \theta_l \right) \\
& + (EAe_A k_A^2 - EB_2)\theta' \hat{\phi}' \sin \theta_l - EC_2 \hat{\phi}'' \cos \theta_l \}' \quad (A.2.7) \\
& + \{ (k_{p_3} e_A \sin \theta_l - k_{p_1} \sin \theta_l + k_{p_2} \cos \theta_l \\
& + k_{p_6} \sin \theta_l) \hat{\phi}' \}'' - \{ k_{p_2} (v'' \sin \theta_l - w'' \cos \theta_l) v'' \\
& - (k_{p_1} - k_{p_6}) (v'' \cos \theta_l + w'' \sin \theta_l) v'' \}' \\
& + \{ (-k_{p_1} \sin \theta_l + k_{p_2} \cos \theta_l + k_{p_6} \sin \theta_l) v'' w' \}'' \\
& - (k_{p_3} u' v'')' + \ddot{w} + e \ddot{\phi} \cos \theta_l + 2\beta_p \dot{v} \\
& - \{ e(x \sin \theta_l + 2\dot{v} \sin \theta_l) \}' + \beta_p x = L_w
\end{aligned}$$

$\delta\phi$ equation

$$\begin{aligned}
& (GJ\phi')' - (GJv''w')' \\
& + \left[Fe_A(v''\sin\theta_l - w''\cos\theta_l) \right. \\
& + (EI_z - EI_y) \left\{ \frac{1}{2}(w''^2 - v''^2)\sin 2\theta_l \right. \\
& \left. \left. + v''w''\cos 2\theta_l \right\} - \{Fk_A^2(\theta' + \hat{\phi}') - EAk_A^4\theta'^2\hat{\phi}' \right. \\
& - EAk_A^2e_A\theta'(v''\cos\theta_l + w''\sin\theta_l) + EB_1\theta'^2\hat{\phi}' \\
& - EB_2(v''\cos\theta_l + w''\sin\theta_l)\theta'\}' + \{EC_1\hat{\phi}'' \\
& + EC_2(w''\cos\theta_l - v''\sin\theta_l)\}' \\
& - (k_{p_3}e_A\hat{\phi}'(v''\sin\theta_l - w''\cos\theta_l) \tag{A.2.8} \\
& + (k_{p_1}\cos\theta_l + k_{p_2}\sin\theta_l - k_{p_6}\cos\theta_l)\hat{\phi}'w'' \\
& + (k_{p_1}\sin\theta_l - k_{p_2}\cos\theta_l - k_{p_6}\sin\theta_l)\hat{\phi}'v''\}' \\
& + (k_{p_3}e_Ak_A^2\hat{\phi}')' - \{k_{p_2}(v''\sin\theta_l - w''\cos\theta_l) \\
& + (k_{p_6} - k_{p_1})(v''\cos\theta_l - w''\sin\theta_l) \\
& + k_{p_3}\left(u' + \frac{v'^2}{2} + \frac{w'^2}{2}\right)\}' + (k_{p_5}\hat{\phi}')'' \\
& + e\{x(w'\cos\theta_l - v'\sin\theta_l) - (\ddot{v} - v)\sin\theta_l \\
& + \ddot{w}\cos\theta_l\} + (k_{m_2}^2 - k_{m_1}^2)\cos\theta_l\sin\theta_l \\
& - e\beta_p x\cos\theta_l = M_\phi
\end{aligned}$$

Eq. (A.2.5)-(A.2.8)의 주요 변수들의 정의는 Hong and Chopra (1982)의 변수들에 대한 정의와 동일하다. 해당 운동방정식에서의 비선형 항을 포함한 전체 운동에 대한 기여도가 작은 항들을 제거하면 Eq. (A.2.9)와 Eq. (A.2.10)으로 정리된다 (Shayka et al., 2019).

$$\begin{aligned} & \left[EI_y w'' - e\phi \left(\int_x^L \Omega^2 \rho A x dx \right) + k_{p_2} \phi' \right]'' \\ & - \left(w' \int_x^L \Omega^2 \rho A x dx \right)' - (\Omega^2 m e \phi)' + m(\ddot{w} + e\ddot{\phi}) = F_{fluid.w} \end{aligned} \quad (A.2.9)$$

$$\begin{aligned} & - \left[\left(GJ + k_A^2 \int_x^L \Omega^2 \rho A x dx \right) \phi' + k_{p_2} w'' \right]' \\ & \quad + \Omega^2 \rho A (k_{m_2}^2 - k_{m_1}^2) \phi + \rho A k_m^2 \ddot{\phi} \\ & \quad + \Omega^2 m x e w' + m e \ddot{w} - \left(\int_x^L \Omega^2 \rho A x dx \right) e w'' \\ & = F_{fluid \cdot \phi} \end{aligned} \quad (A.2.10)$$

Abstract

Development of low-noise composite propeller fluid-structure interaction analysis and design system using machine learning

Yo-Seb Choi

Naval Architecture& Ocean Engineering

The Graduate School

Seoul National University

The importance of underwater radiation noise is emphasized due to the increased speed and size of commercial and naval ships. The stealth and survivability of submarines are directly related to underwater radiated noise. Thus, a low-noise design is essential to improve performance. The propeller noise of submarines accounts for a high contribution to the overall underwater radiated noise. Recently, the contribution of propeller noise has been gradually increasing due to the increased speed of submarines. Therefore, it is necessary to reduce the propeller noise to achieve a low-noise submarine design. In recent studies, the composite propeller having flexible characteristics has been proposed to reduce noise. Composite propellers are made of materials with low density and stiffness, such as carbon fiber-reinforced plastics(CFRP), and have adaptive characteristics that can satisfy target performance under various flow conditions. In order to achieve the noise reduction up to the target value using the composite propeller, it is essential to accurately evaluate a deformation and a noise change caused by the deformation and design using it.

In this study, a deep learning-based objective parameter prediction model was developed to evaluate the main noise performance of the composite propeller at the design stage, and an optimal design for the reference composite propeller was obtained by constructing a design system using the developed model. In order to acquire the data for learning, fluid-structure interaction(FSI) and acoustic analysis methods applying a structural analysis model considering bend-twist and inertial force coupling and acoustic analogy such as FW-H and permeable FW-H were established for various inflow conditions. An input dataset consisting of simple steady-state data on a data scan grid and an output dataset for each objective parameter was acquired using the established analysis methods, and the deep learning-based objective parameter prediction model was developed using the acquired training dataset and convolutional neural network(CNN) algorithm. Using the prediction model, a design system for the cavitation and blade passing frequency(BPF) minimization was established, and optimal designs for each performance were obtained. The improvement of each noise performance of optimal designs proved the usefulness of the low-noise composite propeller design system.

Keywords: Composite propeller, Fluid-structure interaction, Inertial force coupling, Acoustic analogy, Convolutional neural network, Design system.

Student number: 2015-21181