



풍력발전기 톱니형 뒷전 블레이드 소음 예측 기법

한동연¹⁾ · 최지훈²⁾ · 이수갑^{3)*}

Prediction Method for Trailing-edge Serrated Wind Turbine Noise

Dongyeon Han¹⁾ · Jihoon Choi²⁾ · Soogab Lee^{3)*}

Received 22 April 2019 Revised 1 May 2020 Accepted 25 May 2020 Published online 19 June 2020

ABSTRACT The reduction of noise from wind turbines has been studied using various methods. Some examples include controlling wind turbine blades, designing low-noise-emitting wind turbine blades, and using trailing-edge serrations. Among these methods, serration is considered an effective noise reduction method. Various studies have aimed to understand the effects of trailing-edge serration parameters. Most studies, however, have focused on fixed-wing concepts, and few have analyzed noise reduction or developed a prediction method for rotor-type blades. Herein, a noise prediction method, composed of two noise prediction methods for a wind turbine with trailing-edge serrations, is proposed. From the flow information obtained by an in-house program (WINFAS), the noise from non-serrated blades is calculated by turbulent ingestion noise and airfoil self-noise prediction methods. The degree of noise reduction caused by the trailing-edge serrations is predicted in the frequency domain by Lyu's method. The amount of noise reduction is subtracted from the predicted result of the non-serrated blade and the total reduction of the noise from the rotor blades is calculated.

Key words Wind turbine(풍력발전기), Aerodynamic noise(공력소음), Broadband noise(광대역 소음), Trailing edge serration(톱니형 뒷전), Noise reduction(소음 저감)

Nomenclature

β : compressibility correction factor

c : chord length, m

c_0 : speed of sound (air), m/s

ψ_{TE} : trailing edge bluntness angle, deg

d : span length

D_h : high frequency directivity function

D_l : low frequency directivity function

δ : 99% boundary layer thickness, m

δ^* : displacement thickness, m

G : shape functions

Γ : circulation strength, m²/s

h : amplitude of serrations, m

h_e : height from the ground, m

H : saw-tooth trailing edge shape function

1) Ph.D. Candidate, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul National University

2) Ph.D. Student, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul National University

3) Professor, Institute of Engineering Research at Seoul National University, Seoul National University

*Corresponding author: Solee@snu.ac.kr

Tel: +82-2-880-7384

Fax: +82-2-876-4360

K	: amplitude functions
K_{lc}	: low frequency correction constant
k	: wavenumber
\hat{k}	: normalized wavenumber
k_1	: turbulence wavenumber in chordwise direction
k_2	: turbulence wavenumber in spanwise direction
l_T	: turbulence length scale
l_{tv}	: extension of tip vortex
L	: blade panel semi span, m
\mathcal{L}	: far-field sound gust-response function
λ	: period of serrations, m
M	: Mach number
\hat{n}	: unit vector normal to surface
ω	: angular frequency, rad/s
\overline{w}	: turbulence intensity
$\overrightarrow{\Omega}$: angular velocity, rad/s
p_i	: incident pressure
p_s	: scattered pressure
P	: magnitude of fluctuating pressure on wall
ϕ	: angle btw. observer and span line, deg
Φ	: velocity potential
Φ_∞	: freestream velocity potential
Π	: wavenumber spectral density
r	: distance bet. source and observer, m
\vec{r}	: location vector of a lattice
Re	: Reynolds number
RHS	: right hand side
ρ_0	: density, kg/m ³
S_{pp}	: power spectral density function
St	: Strouhal number
t^*	: trailing edge bluntness thickness, m
TIN	: turbulence ingestion noise
TBLTE	: turbulent boundary layer trailing edge
TIP	: tip noise
TEBVS	: Trailing edge bluntness vortex shedding
θ	: angle btw. observer and chord line, deg
\vec{u}	: velocity induced by vortex elements, m/s

U	: flow speed out of boundary layer, m/s
V_0	: freestream velocity vector, m/s
V_{pitch}	: velocity induced by pitch motion, m/s
(x_1, y_1, z_1)	: blade-fixed coordinate
z_0	: ground roughness, m

Subscript

i, j	: index of tensor elements
α	: separation side
s	: suction side
p	: pressure side
peak	: value at peak
tv	: tip vortex
TE	: trailing edge
max	: maximum

1. 서론

풍력발전은 신재생에너지 중 하나로, 화석 연료를 대체할 에너지원 중 하나로 각광 받아왔다. 그러나 풍력발전기에서 발생하는 소음의 피해 사례들이 지속적으로 보고되고 환경소음적 유해성이 밝혀지면서 풍력발전 단지 개발은 입지선정 및 설치에 장애를 겪고 있다.

이러한 소음 문제를 해결하기 위해 풍력발전기 소음을 저감하기 위한 연구는 기계류 소음 저감, 공력 소음 저감 등의 다양한 방향으로 연구되어왔다. 이들 중 공력소음을 저감하기 위한 연구는 기존에 설치된 풍력발전기에 대한 제어를 통해 소음을 저감하는 방법과, 개발 단계에서 저소음화를 고려한 설계를 하는 방법이 있다. 기존에 설치된 풍력발전기는 피치 각도를 제어하거나, 회전 속도를 낮추어 소음을 저감할 수 있다고 알려져 있다. 새로운 블레이드를 개발하는 단계에서는 저소음화를 고려한 익형으로 블레이드를 개발하는 방법, 블레이드의 뒷전을 톱니형으로 설계하는 방법, 다공성 물질의 부착 등의 연구가 수행되어 왔다^[1].

그 중 톱니형 뒷전을 이용한 소음 저감은, 낮은 마하수 영역에서의 소음 저감 효과가 뛰어나 다양한 방면으로 연구가 되어왔다. 그러나 현재까지도 로터에 적용했을 때의

소음적 영향성에 대한 메커니즘을 명확하게 규명하는 데 어려움이 있다^[1,2]. 또한, 톱니형 뒷전이 적용된 로터에 대한 이론적, 실험적 연구는 고정익 블레이드보다 접근이 어렵기 때문에 수치적인 연구가 부족하다.

톱니형 뒷전이 적용된 고정익 익형에 대한 실험적, 수치적 연구는 다양한 방식으로 진행되어왔다. Amiet은 톱니형 뒷전이 적용된 평판에 대한 준분석적 모델을 제안하였으며, Schwarzschild 문제의 해를 적용하여 평판위의 산란 압력장(scattered pressure)에 대한 식을 유도하였다^[3]. 이는 평판 위의 압력장에 대한 면적분을 통해 원방의 소음을 예측하는 데 사용되어 톱니형 뒷전 평판의 소음을 예측하는 기법의 기반이 되었다. 그러나 Amiet의 방법은 무한한 시위 길이를 가정함에 따라 익형의 앞전이 뒷전의 유동에 미치는 영향을 고려할 수 없는 단점이 있었으며, 이에 따라 저주파 대역의 소음 예측 정확도가 떨어지는 경향이 있다. 이러한 앞전의 영향은 Roger와 Moreau가 제안한 역산란 압력장(backscattered pressure)에 의해 연구되었다^[4]. 이로 인해 앞전에서부터 발생한 역산란 압력장의 영향은 헬름홀츠 수(Helmholtz number, kc)가 1 이상일 때 무시될 수 있다는 사실이 밝혀졌다.

Amiet의 이론을 바탕으로 하여 Howe는 사인파 혹은 톱니형 뒷전이 적용된 반 무한 평판 익형에 대한 새로운 소음 예측 모델을 제안하였다^[5]. 이를 통해 톱니형 뒷전이 사인파형 뒷전보다 소음 저감 효과가 우월함을 밝혔으며, 특히 $2h/\lambda > 8$ 인 경우 소음 저감 효과가 매우 두드러지는 것을 확인하였다. 여기서 $2h$ 와 λ 는 각각 톱니형 뒷전의 진폭과 파장을 의미한다. 그러나 이 방법은 톱니형 뒷전에 의한 소음 저감도를 과대예측하는 단점이 있다.

한편, 톱니형 뒷전의 소음 저감 효과에 대한 실험적 연구도 수행되어왔다. Dassen 등은 층류 및 난류, 캠버 효과를 고려한 여러 익형들과 평판에 대한 소음 해석을 진행하였다^[6]. 다양한 익형 및 뒷전 형상에 대한 실험 결과로 평판에서는 최대 10 dB, 익형에서는 최대 8 dB의 소음 저감 효과를 확인하였다. Gruber 등은 다섯 가지 톱니형 뒷전 형상을 NACA6512 익형에 적용하여 소음 측정 실험을 하였고, 그 효과와 정도를 확인하였다^[7]. Dassen의 실험결과와는 달리 소음 저감 효과는 저주파 대역에서 약 5 dB 이내인 것으로 밝혀졌으며, Howe의 방법은 소음 저감도의 크기와

톱니형 뒷전 파라미터에 따른 경향성이 실험과 일치하지 않는 것을 확인하였다.

Lyu 등은 Howe의 방법이 소음 저감도를 과대 예측하는 것에 착안하여 새로운 소음 예측 방법을 제안하였다^[8]. 해당 연구에서는 난류로 인해 발생하는 압력장에 시간적, 공간적 주기성을 가정하고 이를 푸리에 급수의 관점으로 접근한 반경험식을 창안하여 기존에 있던 Howe의 방법보다 개선된 수치해석 결과를 보였다. 이는 톱니형 뒷전에 의한 소산적인 효과만을 고려하는 것이 아니라, 이에 의한 유동의 주기성과 그 조화 성분들 간의 상호작용에 대한 생산적인 효과가 고하기 위해서 연립 방정식들을 포함하고 있다. 또한, 이에 대한 해를 구하기 위해 반복적인 계산을 필요한다. 이러한 Lyu의 방법은 유한 요소 시뮬레이션과의 결과 비교를 통해 검증되었다. 그러나 이러한 수치적인 연구들은 대부분 고정익에 대하여 수행되어왔으며, 로터에 적용된 사례는 매우 드물다.

본 논문은 Lyu의 연구를 바탕으로 톱니형 뒷전 형상의 고정익에 대한 소음 예측 기법을 풍력발전기에 적용하여 소음을 반경험적으로 예측하는 방법을 제시하는 것을 목적으로 한다. 소음해석에 앞서 유동해석이 선행되었으며, 톱니형 뒷전이 유동의 공력 성분에 미치는 영향이 적다는 가정하에 톱니형 뒷전이 적용되지 않은 블레이드에 대해서 수행되었다. 유동해석은 In-house 프로그램(WINFAS)를 이용하여 수행되었으며^[9,10], 이러한 유동해석의 결과는 일차적으로 톱니형 뒷전이 적용되지 않은 풍력발전기에 대한 난류유입소음(turbulent ingestion noise)과 익형자체소음(airfoil self-noise)을 기반으로 한 소음해석에 이용되었다. 이후 동일한 유동해석 결과를 이용하여 Lyu가 제시한 방법을 통해 톱니형 뒷전의 적용에 따른 소음저감도를 예측할 수 있었다. 마지막으로, 톱니형 뒷전 적용 전, 후의 소음 예측도 및 소음 저감도의 차이를 통해 최종적으로 톱니형 뒷전이 적용된 풍력발전기의 소음을 주파수 도메인에서 예측할 수 있었다.

2. 이론 및 해석 기법

톱니형 뒷전 블레이드로 구성된 풍력발전기에서 발생하

는 소음을 예측하기 위한 과정에서 총 네 가지 프로그램이 사용되었다. 먼저, 공력계수와 경계층 두께에 대한 정보를 파악하기 위해 SU2 오픈 소스를 기반으로 한 프로그램을 개발하여 받음각과 레이놀즈 수에 따른 2D 익형에 대한 공력계수 및 경계층 두께 표를 산출하였다^[11]. 다음으로 풍력발전기 로터 주위의 유동을 파악하기 위해 와류격자기법 기반의 유동 해석 프로그램(WINFAS)이 사용되었으며, 이를 통해 블레이드 주위의 유동을 파악하였다. 이후 유동정보는 각 블레이드 섹션별 광대역소음 및 톱니형 뒷전의 소음 저감량 예측 프로그램으로 연계되며 이를 통해 톱니형 뒷전이 부착된 풍력발전기의 소음도를 예측할 수 있다. 전반적인 프로세스는 Fig. 1로 표현되어있다.

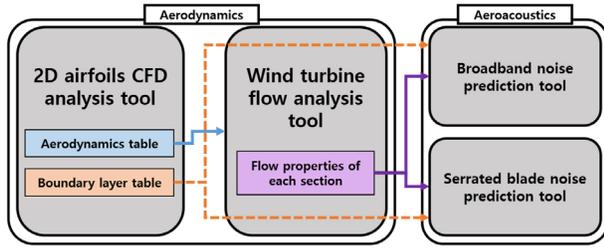


Fig. 1. Overall process of the prediction of the wind turbine with trailing edge serrations

톱니형 뒷전 형상은 블레이드의 공력적인 성능에 미치는 영향이 적은 것으로 알려져 있다^[9]. 따라서 공력 해석은 톱니형 뒷전을 적용하지 않은 형상에 대해서 수행되었으며, 일반적인 풍력발전기 블레이드에 대해 와류 격자 기법을 이용하여 공력 해석이 수행되었다.

2.1 공력 해석 기법

임의의 형상의 로터 블레이드 주위 유동을 블레이드 경계 및 후류를 제외한 영역에 대해 비압축성, 비회전을 가정하면 연속 방정식을 속도 포텐셜(ϕ)에 대한 라플라스 방정식으로 변환할 수 있다.

$$\nabla^2 \phi = 0 \tag{1}$$

이러한 라플라스 방정식의 해는 경계면에 소스와 더블렛을 위치시킴으로써 구성될 수 있고, 그린의 상반정리에 의

해 경계면의 소스와 더블렛을 통해 속도 포텐셜을 결정할 수 있다. 또한 유동에 미소 교란을 가정하고, 얇은 에어포일 이론을 적용하면 블레이드 표면 경계에서의 소스와 더블렛은 캠버면에 더블렛을 분포시킴으로 근사할 수 있다. 캠버면과 후류에 분포하는 더블렛은 같은 크기의 와류 강도(Γ)를 갖는 와류 격자로 표현이 가능하다. 식 (2) 일련의 과정으로 산출된 속도 포텐셜에 대한 수식을 표현한다.

$$\phi = \frac{1}{4\pi} \int_{body+wake} \Gamma \left[\frac{\partial}{\partial n} \left(\frac{1}{|r|} \right) \right] dS + \phi_{\infty} \tag{2}$$

각 격자의 와류 강도를 계산하기 위해 표면의 비침투 조건인 Neumann 경계조건을 사용하면 식 (3)을 얻을 수 있다.

$$\left[\frac{1}{4\pi} \int_{body+wake} \Gamma \nabla \left[\frac{\partial}{\partial n} \left(\frac{1}{|r|} \right) \right] dS + \nabla \phi_{\infty} \right] \cdot \hat{n} \tag{3}$$

블레이드 뒷전에서 쿨타 조건에 의해 후류 경계에서의 와류 강도는 블레이드 뒷전 와류 강도와 같은 값을 갖게 된다. 따라서 블레이드 경계의 와류 강도만이 미지수가 된다. 추가적으로 자유흐름 속도 성분(V_0), 블레이드의 피치 움직임(V_{pitch}), 회전에 따른 속도 성분($\vec{\Omega} \times \vec{r}$)을 고려하면 식 (4)를 구성할 수 있다.

$$\left[\frac{1}{4\pi} \sum_{body+wake} \Gamma \nabla \left[\frac{\partial}{\partial n} \left(\frac{1}{|r|} \right) \right] + (V_0 + V_{pitch} + \vec{\Omega} \times \vec{r}) \right] \cdot \hat{n} = 0 \tag{4}$$

식 (4)는 블레이드 경계에서의 와류 강도를 미지수로 하며, 행렬식 (5-7)을 풀어 미지수의 값을 얻을 수 있다.

$$[a_{ij}] \Gamma_j = RHS_j \tag{5}$$

$$a_{ij} = \frac{1}{4\pi} \nabla \left[\frac{\partial}{\partial n_i} \left(\frac{1}{r_{ij}} \right) \right] \cdot n_i \tag{6}$$

$$RHS_j = - \left[\frac{1}{4\pi} \sum_{wake} \Gamma \nabla \left[\frac{\partial}{\partial n_i} \left(\frac{1}{r_{ij}} \right) \right] + (V_{0,i} + V_{pitch} + \Omega \times r_{ij}) \right] \cdot n_i \tag{7}$$

위의 과정은 시간 전진에 따라 매 시간 간격에서 반복하고, 풍력 블레이드와의 상대적인 거리가 멀어 영향을 주지 않는 영역까지 후류를 계산한다.

블레이드 캠버면과 후류 영역에 구성된 와류 격자에 의해 임의의 공간에서의 유동 속도를 계산할 수 있다. 이는 Biot-Savart 적분식에 의해 계산되며, 이는 식 (8)로 표현된다.

$$\vec{u} = -\frac{1}{4\pi} \int_C \frac{\vec{\Gamma}r \times d\vec{s}}{r^3} \quad (8)$$

식 (8)에 의해 블레이드 표면에서의 유효 속도와 유효 받음각을 계산할 수 있으며, 해당 정보와 공력 테이블을 이용하여 풍력발전기의 공력 성능을 예측할 수 있다. 또한 스펠 방향의 각 섹션별 유효 속도 및 받음각은 블레이드에서 발생하는 소음을 예측하는 반경험식에 사용된다.

2.2 광대역 소음 해석 기법

톱니형 뒷전이 적용되지 않은 풍력발전기에 대한 소음해석은 난류 유입 소음과 익형 자체 소음에 대한 반경험식을 기반으로 수행되었다. 미리 구축된 스펠별 익형에 따른 공력 계수 및 경계층 두께에 대한 테이블과 공력 해석을 통해 예측된 블레이드 표면 위의 유효받음각 및 유효속도를 이용하여 각 섹션에서 발생하는 소음원과 방향성에 대한 값을 수식적으로 얻을 수 있다. 이를 블레이드 전체에 적용하여 수음점에 도달하는 익형 자체 소음과 서레이션에 의해 저감된 소음도를 계산할 수 있다.

1) 난류 유입 소음(TIN)

대기는 태양복사열에 의한 대류, 점성으로 인한 와류의 발생 등으로 인해 필연적으로 다양한 규모의 난류 성분을 포함하고 있다. 이러한 난류는 풍력발전기 블레이드에 유입되면서 블레이드 표면과 상호작용하며 시간, 공간적으로 불규칙한 표면 압력 분포를 발생시킨다. 이러한 압력장에 의해 소음이 발생하는데, 이를 난류 유입 소음(Turbulence Ingestion Noise)이라 한다.

대기 중의 난류는 대기 난류의 크기(l_T)와 난류 강도(\bar{w})

로 정량화될 수 있으며, 이는 다음의 경험식을 통해 근사할 수 있다^[12].

$$l_T = 25h_e^{0.35}z_0^{-0.063} \quad (9)$$

$$\bar{w} = 0.24 + 0.096 \log_{10} z_0 + 0.016 (\log_{10} z_0)^2 \frac{\log(30/z_0)}{\log(h_e/z_0)} \quad (10)$$

이러한 변수들은 다음의 난류 유입 소음 반경험식에 도입된다^[13,14]. 이때 K_{lc} 는 저주파 보정 상수이고 \hat{k} 는 정규화된 파수이다.

$$SPL_{TIN} = SPL_{H,TIN} + 10 \log_{10} \left(\frac{K_{lc}}{1 + K_{lc}} \right) \quad (11)$$

$$SPL_{H,TIN} = 58.4 + 10 \log_{10} \left\{ \rho_0^2 c_0^2 l_T \frac{L}{r^2} M^3 D_1 \bar{w}^2 \hat{k}^3 (1 + \hat{k}^2)^{-7/3} \right\} \quad (12)$$

2) 익형 자체 소음^[15]

① 난류 경계층 뒷전 소음(TBLTE)

익형 앞전의 정체점으로부터 유동 방향으로 발달하는 경계층은 익형 위의 특정 지점에서 난류로 천이된다. 난류에 의해 섭동하는 압력장에 의해 발생하는 소음은 M^6 에 비례하는 효율을 갖기 때문에 낮은 마하수에서의 효율성이 낮으나, 익형의 뒷전과 같은 경계면의 불연속점을 지날 때 강한 소음원으로 작용한다. 이는 광대역 소음 특성을 가지며, 블레이드의 압력면과 흡입면에서 발생하는 소음(SPL_s, SPL_p)과 받음각에 따른 실속 및 박리 소음(SPL_α)으로 구성된다. 식 (13-15)은 난류 경계층 뒷전 소음에 대한 수식을 나타낸다.

$$SPL_{TBLTE} = 10 \log_{10} \left(10^{\frac{SPL_s}{10}} + 10^{\frac{SPL_p}{10}} + 10^{\frac{SPL_\alpha}{10}} \right) \quad (13)$$

$$SPL_s = 10 \log_{10} \left(\frac{\delta_s^* M^5 D_h L}{r^2} \right) + G_A \left(\frac{St_s}{St_1} \right) + (K_1 - 3) \quad (14)$$

$$SPL_p = 10 \log_{10} \left(\frac{\delta_p^* M^5 D_h L}{r^2} \right) + G_A \left(\frac{St_p}{St_1} \right) + (K_1 - 3) + \Delta K_1 \quad (15)$$

② 실속과 박리 소음(SEP)

실속과 박리가 있는 경우에는 복잡한 난류 현상이 발생하고, 이에 따라 뒷전과의 강한 상호작용에 의해 추가적인 소음이 발생한다. 이는 식 (16)으로 표현되며 식 (13)과 같이 난류 경계층 뒷전 소음의 일부로 계산된다.

$$SPL_\alpha = 10 \log_{10} \left(\frac{\delta_s^* M^5 D_h L}{r^2} \right) + G_B \left(\frac{St_s}{St_2} \right) + K_2 \quad (16)$$

③ 층류 경계층 소음(LBLVS)

난류가 발달하지 않는 저레이놀즈 영역에서는 뒷전까지도 층류 유동이 유지되기도 한다. 이때는 경계층에 발생하는 불안정성에 의해 층류 경계층 소음이 발생하고, 식 (17)로 표현된다.

$$SPL_{LBLVS} = 10 \log_{10} \left(\frac{\delta_p^* M^5 D_h L}{r^2} \right) + G_1 \left(\frac{St'}{St_{peak}} \right) + G_2 \left(\frac{Re}{Re_0} \right) + G_3(\alpha) \quad (17)$$

④ 팁 소음(TIP)

블레이드의 익단에서 발생한 와류는 팁 경계면과의 상호작용에 의해 추가적인 소음을 발생시킨다. 식 (18)은 익단에서 발생한 소음을 표현한다.

$$SPL_{TIP} = 10 \log_{10} \left(\frac{M^2 M_{max}^3 l_{tw}^2 D_h}{r^2} \right) - 30.5 (\log St'' + 0.3)^2 + 126 \quad (18)$$

⑤ 뭉툭한 뒷전 소음(TEBVS)

일반적으로 풍력 블레이드의 뒷전은 제작성 및 구조적 안정성 등을 위한 목적으로 이상적인 익형 형상을 갖지 못하고 뭉툭하게 잘린 형태를 가지는 경우가 많다. 이에 따라 강한 와류가 뒷전으로 떨어지게되며, 이로 인해 식 (19)로 표현되는 소음이 발생한다.

$$SPL_{TEBVS} = 10 \log_{10} \left(\frac{t^* M^{5.5} D_h L}{r^2} \right) + G_4 \left(\frac{t^*}{\delta_{avg}^*}, \Psi_{TE} \right) + G_5 \left(\frac{t^*}{\delta_{avg}^*}, \Psi_{TE}, \frac{St''}{St_{peak}''} \right) \quad (19)$$

3) 익형 자체 소음의 방향성

익형 자체 소음을 표현하는 수식들이 포함된 D_h 는 방향성에 따라 소음원의 크기를 보정하는 변수이다. 일반적으로 식 (20)으로 표현된다.

$$D_h(\theta, \phi) \approx \frac{2 \sin^2(\theta/2) \sin^2(\phi)}{(1 + M \cos \theta)(1 + (M - M_c) \cos \theta)^2} \quad (20)$$

하지만 고받음각 조건에서 실속이 발생하거나, 난류 유입 소음의 경우에는 다음의 저주파 방향성 보정변수를 사용한다.

$$D_l(\theta, \phi) \approx \frac{\sin^2(\theta) \sin^2(\phi)}{(1 + M \cos \theta)^4} \quad (21)$$

2.3 톱니형 뒷전 소음저감도 예측 기법

Lyu 등은 톱니형 뒷전이 적용된 고정익 날개에 대한 소음을 예측하는 방법을 발전시켰다^[8]. 이는 유동의 유입에 따른 난류에 의한 블레이드 경계면에 작용하는 입사 압력장(incident pressure)이 주기성을 가짐을 가정하여 유도되었다. Fig. 2는 해당 가정이 적용된 고정익의 형상 및 벽면

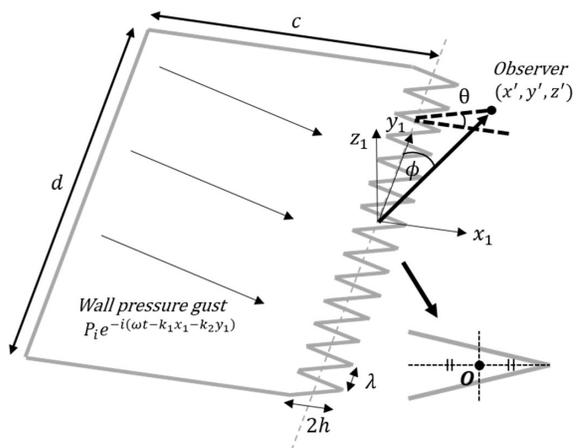


Fig. 2. Ideal flat plate with trailing edge serrations, reproduced from^[8]

압력장을 나타낸다. Fig. 2에 표시된 유입류와 같이 ω 의 주파수를 갖는 난류가 블레이드 표면을 지날 때 코드 방향과 스패 방향으로 각각 k_1, k_2 의 파수의 주기성을 가정한다. 톱니 형상의 스패방향 주기는 λ 이며, 회색 점선으로 표시된 뒷전을 중심축으로 하여 진폭 h 의 크기를 갖는다. 블레이드 고정 좌표계는 (x_1, y_1, z_1) 로 정의되며 각각 코드방향, 스패방향, 표면에 수직한 방향이며 원점은 반복적인 톱니의 중심에 있다. 또한 방향성 성분은 그림에 나타난 것과 같이 해당 스패 위치에서 코드방향과 이루는 각도를 θ 로 나타내며, 원점을 기준으로 스패방향과 이루는 각도를 ϕ 로 표현한다.

유동에 의해 유입된 난류 성분은 뒷전에서의 경계조건(Kutta condition)을 만족시키기 위해 뒷전으로부터 발달하는 새로운 압력장을 유도하게 된다. 이는 산란 압력장이라고 칭해지며 파동방정식에 의해 지배된다.

경계면 밖의 유동이 U 의 속도를 가지고 있을 때, 산란 압력장을 지배하는 파동방정식은 식 (22)와 같이 표현된다.

$$\nabla^2 p_s - \frac{1}{c_0^2} \left(\frac{\partial}{\partial t} + U \frac{\partial}{\partial x_1} \right) p_s = 0 \quad (22)$$

산란 압력장이 시간에 대해 주기성을 가진다고 가정하고 (식 (23)), 시간과 공간에 대한 변수 분리를 하면 파동 방정식은 식 (24)와 같이 변형된다. 이때 $M = U/c_0, \beta = \sqrt{1 - M^2}, k = \omega/c_0$ 의 값을 가진다.

$$p_s = P(x_1, y_1, z_1) e^{-i\omega t} \quad (23)$$

$$\beta^2 \frac{\partial^2 P}{\partial x_1^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial y_1^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial z_1^2} + 2ikM \frac{\partial P}{\partial x_1} + k^2 P = 0 \quad (24)$$

앞서 언급한 경계조건을 스패반향에 대해 독립시키기 위해 좌표변환을 하면 (식 (25)), 식 (24)의 파동 방정식과 경계조건은 식 (26-27)로 변환된다. 여기서 $x_1 = H(y_1)$ 는 톱니형 뒷전의 형상을 표현하는 함수로 Fig. 3과 같이 표현된다.

$$x = x_1 - H(y_1), y = y_1, z = z_1 \quad (25)$$

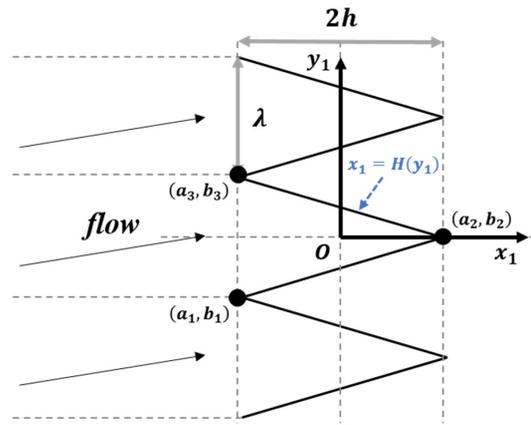


Fig. 3. Geometry of the sawtooth serrations, reproduced from^[8]

$$\begin{aligned} & (\beta^2 + H''(y)) \frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial z^2} - 2H'(y) \frac{\partial^2 P}{\partial x \partial y} \\ & + (2iMk - H'(y)) \frac{\partial P}{\partial x} + k^2 P = 0 \end{aligned} \quad (26)$$

$$\begin{cases} P(x, y, 0) = -P_i e^{i(k_1 x + k_2 y)} e^{ik_1 H(y)}, & x \geq 0 \\ \frac{\partial P(x, y, 0)}{\partial z} = 0, & x < 0 \end{cases} \quad (27)$$

또한 산란 압력장의 공간성분을 스패반향에 대해서 푸리에 급수로 표현하고 (식 (28)), 이를 파동 방정식에 대입한 이후, 파동 방정식의 양변에 $e^{-ik_{2n} y}$ 를 곱한 상태로 y 에 대하여 $-\lambda/2$ 부터 $\lambda/2$ 까지 적분하면 식 (29)로 정리된다.

$$P(x, y, z) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} P_n(x, z) e^{ik_{2n} y} \quad (28)$$

$$\begin{aligned} & \beta^2 \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} + 2iM \frac{\partial}{\partial x} + (k^2 - k_{2n}^2) P_n(x, z) \\ & + \frac{1}{\lambda} \int_{-\lambda/2}^{\lambda/2} H''(y) \frac{\partial^2}{\partial x^2} - (H'(y) + 2ik_{2n} H'(y)) \\ & \times \frac{\partial}{\partial x} P_n(x, z) e^{i[2(n-n')\pi/\lambda]y} dy = 0 \end{aligned} \quad (29)$$

여기서 톱니의 꼭지점에서는 톱니 형상 함수($x_1 = H(y_1)$)의 2계 미분항이 정의될 수 없으므로 Generalized function 중 δ 함수를 사용한다. 식 (30-31)은 형상 함수의 1계, 2계 미분에 대한 수식을 나타낸다.

$$H'(y) = \begin{cases} \sigma_0 = \frac{b_2 - b_1}{a_2 - a_1}, & b_1 + m\lambda < y \leq b_2 + m\lambda \\ \sigma_1 = \frac{b_3 - b_2}{a_3 - a_2}, & b_2 + m\lambda < y \leq b_3 + m\lambda \end{cases} \quad (30)$$

$$H''(y) = \sum_{m=-\infty}^{\infty} (-1)^{m+1} 2\sigma\delta(y - m\lambda/2) \quad (31)$$

여기서 σ 는 $|H'(y)|$ 값을 의미한다. 식 (29)에서 $\int_{-\infty}^{\infty} f(x)\delta(x - \tau)dx = f(\tau)$ 임을 이용하면 파동 방정식은 식 (32)와 같이 전개된다.

$$\begin{aligned} & \left\{ (\beta^2 + \sigma^2) \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} + 2ikM \frac{\partial}{\partial x} + (k^2 - k_{2n'}^2) \right\} P_{n'}(x, z) \\ &= -\frac{4\sigma}{\lambda} \sum_{n-n'=odd} \left(1 - \frac{k_2\lambda + 2n\pi}{(n-n')\pi} \right) \frac{\partial P_n(x, z)}{\partial x} \end{aligned} \quad (32)$$

이를 수식적으로 간략화하기 위해 식 (33-34)와 같은 기호를 사용하면, 파동방정식은 식 (35)로 정리된다.

$$D = \left\{ (\beta^2 + \sigma^2) \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} + 2ikM \frac{\partial}{\partial x} \right\} \quad (33)$$

$$P = (\dots, P_{-n'}(x, z), \dots, P_0(x, z), \dots, P_{n'}(x, z), \dots)^T \quad (34)$$

$$DP - AP = B \frac{\partial P}{\partial x} \quad (35)$$

이는 스펠 방향의 각 n 차 하모닉스에 대한 연립 방정식으로 각 변수들에 대한 수식들은 Lyu의 논문에 구체적으로 설명되어있다^[8].

여기까지의 방법을 이용하여 표면에 발생한 산란 압력장을 구할 수 있게 된다. 표면의 압력장을 구한 이후에는 이를 표면 적분에 적용하여 원거리 음장을 구할 수 있다. Amiet의 모델은 이러한 원거리 음장을 식 (36)으로 정의한다^[3].

$$p_f(\vec{x}, \omega) = \frac{-i\omega z'}{4\pi c_0 S_0^2} \iint_s \Delta P(x_1, y_1) e^{-ikR} dx_1 dy_1 \quad (36)$$

여기서 ΔP 는 앞서 구한 P 로서 실질적으로 익형의 윗면

과 아랫면의 압력차라는 것을 의미하기 위해 사용된 것이다. 앞서 산란 압력장에 대한 파동 방정식을 수치적으로 해석한 이후 이를 위의 식에 적용하면 원거리 음장의 소음을 구할 수 있다. 구해진 산란 압력장을 위의 수식에 대입하면 다음의 수식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} p_f(\vec{x}, \omega, k_2) &= P_i \left(\frac{-i\omega z'}{4\pi c_0 S_0^2} \right) \lambda \\ &\times \frac{\sin((N+1/2)\lambda(k_2 - ky'/S_0))}{\sin((k_2 - ky'/S_0)\lambda/2)} \\ &\times \mathcal{L}(\omega, k_1, k_2) \end{aligned} \quad (37)$$

여기서 $2N+1$ 은 대상 익형에 존재하는 톱니 형상의 개수이다. 여기서 $\mathcal{L}(\omega, k_1, k_2)$ 함수는 Lyu의 논문에 정의되어 있다^[8].

위 수식을 통하여 결국 예측할 수 있는 것은 임의의 입사 압력장에 대한 단 하나의 난류 주파수 성분의 원거리 음장이다. 그러나 실제 난류는 수많은 주파수, 파수 성분으로 이루어져 있으며, 이를 고려한 소음 예측이 실질적인 의미를 갖는다고 할 수 있다. 따라서 익형위의 유동에 의해 발생하는 난류 성분들에 대한 경험식을 통해 모든 성분들에 대한 접근을 할 필요가 있다. 이를 위해 먼저 앞서 구한 $p_f(\vec{x}, \omega, k_2)$ 를 k_2 에 대해 적분하면 식 (38)과 같이 전개된다.

$$\begin{aligned} p_f(\vec{x}, \omega) &= \left(\frac{-i\omega z' c}{4\pi c_0 S_0^2} \right) \\ &\times \int_{-\infty}^{\infty} \lambda \frac{\sin((N+1/2)\lambda(k_2 - kx_2/S_0))}{\sin((k_2 - kx_2/S_0)\lambda/2)} \\ &\times \mathcal{L}(\omega, k_1, k_2) P_i(\omega, k_2) dk_2 \end{aligned} \quad (38)$$

여기서 식 (39)를 이용하면 원거리 소음의 파워 스펙트럼 밀도 함수(power spectral density, PSD)를 구할 수 있다.

$$S_{pp}(\vec{x}, \omega) = \lim_{T \rightarrow \infty} \left(\frac{\pi}{T} \langle p_f(\vec{x}, \omega) p_f^*(\vec{x}, \omega) \rangle \right) \quad (39)$$

계산된 p_f 를 위의 수식에 대입하면 식 (40)과 같은 결과를 얻을 수 있다.

$$S_{pp}(\vec{x}, \omega) = \left(\frac{\omega z' c}{4\pi c_0 S_0^2} \right)^2 \times \int_{-\infty}^{\infty} \lambda^2 \left(\frac{\sin((N+1/2)\lambda(k_2 - ky'/S_0))}{\sin((k_2 - ky'/S_0)\lambda/2)} \right)^2 \times |\mathcal{L}|^2 \Pi(\omega, k_2) dk_2 \quad (40)$$

이때 블레이드의 종횡비가 약 5 이상이 될 정도의 스패ن 길이를 가정하면 식 (41)의 근사를 통해 적분항을 수치적으로 계산할 수 있게 된다.

$$\lim_{N \rightarrow \infty} \lambda^2 \frac{\sin^2((N+1/2)\lambda(k_2 - ky'/S_0))}{\sin^2((k_2 - ky'/S_0)\lambda/2)} \sim 2\pi d \sum_{m=-\infty}^{\infty} \delta(k_2 - ky'/S_0 + 2m\pi/\lambda) \quad (41)$$

따라서 최종적인 파워 스펙트럼 밀도 함수에 대한 수식은 식 (42)로 표현된다.

$$S_{pp}(\vec{x}, \omega) = \left(\frac{\omega z' c}{4\pi c_0 S_0^2} \right)^2 2\pi d \times \sum_{m=-\infty}^{\infty} |\mathcal{L}(\omega, k_1, 2m\pi/\lambda)|^2 \Pi\left(\omega, \frac{kx_2}{S_0} - \frac{2m\pi}{\lambda}\right) \quad (42)$$

식 (42)에서 Π 는 블레이드 표면 위의 난류 성분에 대한 스펙트럼 밀도를 나타내며, 본 연구에서는 Chase의 모델을 사용하였다^[16]. 식 (43)은 해당 모델에 대한 수식을 나타내며, C_m , χ , v_* 는 각각 0.1553, 1.33, 0.03 U 의 값을 갖는다.

$$\Pi(\omega, k_2) = \frac{4C_m \rho_0^2 v_*^4 (\omega/U_c)^2 \delta^4}{U_c (((\omega/U_c)^2 + k_2^2) \delta^2 + \chi^2)^2} \quad (43)$$

1) 로터에 적용하는 방식

앞서 설명한 방식을 통해 고정익에 대한 난류유입소음과 익형자체소음 및 톱니형 뒷전 형상에 따른 소음 저감도를 구할 수 있다. 이를 로터에 적용하는 방식은 두 가지의 스트립 이론을 기반으로 하였다^[17]. 난류유입소음과 익형 자체소음에 대한 예측은 기존의 스트립 이론을 이용하여 각 블레이드 섹션에 대해 독립적으로 접근하는 반면, 톱니형

뒷전에 의한 소음 저감도는 역스트립 이론(inverse strip theory)을 이용했다. 스패 방향에 대해 연속적으로 변화하는 로터의 경우 해석의 정확성을 높이기 위해서는 각 섹션의 스패 길이를 짧게 해야 한다. 그러나 식 (41)의 전개 과정에서 충분히 긴 스패 길이를 가정했기 때문에 해당 수식에 기반한 수식을 사용하기 위해서는 기존의 스트립 이론으로 접근할 수 없고, 따라서 역스트립 이론의 방식으로 접근하였다.

로터의 경우 블레이드 스패방향 섹션별 유동의 유효 속도, 유효 받음각이 다르게 분포하며, 절대 좌표계에서 고정된 수음점과 각 섹션의 상대적인 방향성과 거리가 시간에 따라 바뀌게 된다. 이를 매시간 간격마다 새로이 계산하고, 해당 정보를 이용하여 시간별 소음 성분에 대한 주파수도 메인에서의 결과를 얻을 수 있다. 이를 주파수별 에너지 평균하여 종합적인 소음해석 결과를 산출하게 된다.

앞서 설명한 방법을 통해 두 가지 스펙트럼이 산출된다. 첫 번째는 난류유입소음과 익형자체소음을 기반으로 한 광대역 소음 예측 결과이며, 두 번째는 톱니형 뒷전 서레이션에 의한 소음저감도이다. 두 결과물의 차를 통해 톱니형 뒷전이 적용된 풍력발전기 소음도를 계산하게 된다. Fig. 4는 이에 대한 도식을 표현하고 있다.

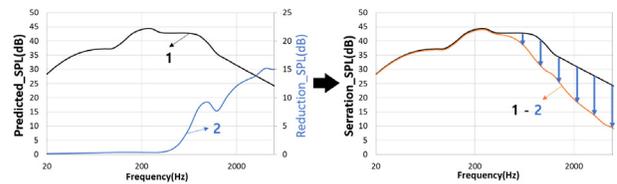


Fig. 4. Example of the spectrum subtraction by two predicted spectra; Line 1 is noise spectrum of a baseline blade and line 2 is noise reduction spectrum by a trailing edge serration

3. 해석 결과 및 고찰

톱니형 뒷전이 적용된 풍력발전기의 소음 예측에 앞서 풍력발전기의 유동 및 소음 해석결과에 대한 검증이 선행되었다. 풍력발전기 유동 및 소음 해석결과에 대한 검증은 AOC 15/50 풍력발전기에 대하여 수행되었으며, 블레이드 및 측정에 대한 정보는 다음의 참고문헌에 수록되어있다^[18,19].

이후 톱니형 뒷전으로 인한 주파수 도메인에서의 소음 저감량에 대한 예측은 Lyu의 논문과 비교 검증되었다.

3.1 유동 해석 결과 검증^[18]

Fig. 5는 AOC 15/50 풍력발전기에 대한 유동 해석 결과를 보여준다. 이는 풍속에 따른 파워를 나타내며 로터에 작용하는 공력 성분만을 이용하여 계산된 성분이다. 즉, 기계류의 전력 생산 효율은 고려되지 않은 값이다. 저풍속 혹은 고풍속의 경우 실험값보다 높게 예측하는 경향이 있으나, 공력 해석 결과는 전반적으로 실험 결과를 잘 묘사하고 있다.

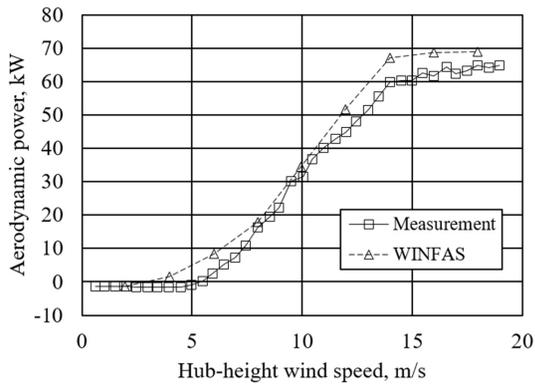


Fig. 5. Wind speed-Power curve, AOC 15/50

3.2 광대역 소음 해석 결과 검증^[19]

AOC 15/50 풍력발전기에 대한 광대역 소음 해석은 6 m/s의 풍속을 대상으로 수행되었다. Fig. 6에 제시되어 있다. 익형 자체 소음은 가독성을 위해 전체적인 소음도에 영향성

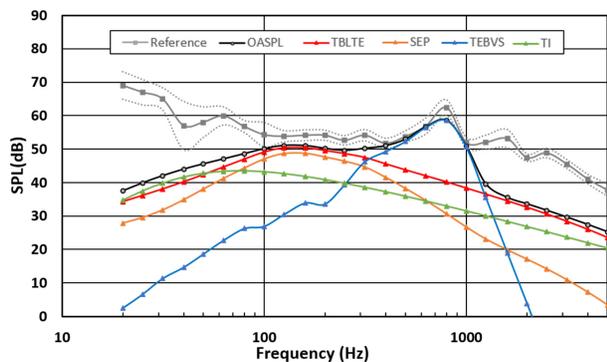


Fig. 6. Predicted 1/3-octave band of rotor blade without serrations, inflow speed of 6 m/s, AOC 15/50^[19]

이 있는 성분들만 표시되었다. 그림을 보면 100~1,000 Hz의 주파수 영역에서 실험 결과의 경향성을 잘 묘사하는 것을 확인할 수 있다. 그러나 이외의 저주파 및 고주파 영역은 실험 결과와 일치하지 않는다. 저주파 영역에서 실험 결과와 차이가 발생하는 이유는 실험 결과는 배경소음을 포함하고 있으나, 본 연구의 예측기법은 이를 고려하고 있지 않기 때문으로 보인다. 또한 1,000 Hz 이상의 고주파 대역에 대한 예측은 약 10 dB 이상의 차이로 예측 정확도가 떨어지는 것을 확인할 수 있다. 이는 수치해석적으로 고려할 수 없었던 AOC 15/50 풍력발전기의 고유한 특성에 일부 기인하는 것으로 추측된다. AOC 15/50 풍력발전기는 격자형 타워에 설치되며, downwind 타입이기 때문에 블레이드의 유입류를 교란한다는 점은 공력해석적으로 고려되기 어렵다. 또한, 기어박스의 주축의 회전속도가 1,800 rpm 수준으로 고속 운전을 하기 때문에 기계 요소로 인한 고주파 대역 소음 증가는 본 연구에서 고려되지 않았다. 이와 같이 해석에서 고려하지 못하는 요인들로 인해 고주파 영역에 대한 소음 예측은 본 연구에서 사용된 기법만으로는 설명할 수 없는 것으로 보인다.

3.3 톱니형 뒷전 소음 검증

톱니형 뒷전의 적용에 따른 소음 저감도는 최근의 연구까지도 실험 결과와는 크기와 주파수 대역에 따른 경향성이 정확하게는 일치하지 않는다^[20,21]. 따라서 소음저감도에 대한 예측 결과는 Lyu의 수치적 연구 결과와의 비교를 통해 이론을 얼마나 구현하는 지에 대하여 검증되었다. 이론을 보다 정확하게 구현하기 위해서 사용되는 방법은 두 가지이다. 첫 번째로 $-\lambda/2$ 에서 $\lambda/2$ 까지의 적분에 대한 정확도를 높이기 위해 적분 구간에 더 많은 노드점을 분포시키는 방법이 있다. 두 번째로는 얼마나 많은 조화 성분을 계산할 것인가로 2.3절의 수식들에 공통적으로 사용되는 n 의 값을 높일수록 더 많은 조화 성분을 고려하게 된다. 두 경우 모두 큰 값을 사용할수록 정확성이 높아지지만, 수치해석의 목적이 되는 주파수 대역 내에서만 정확성을 만족하는 정도에서 계산 비용을 절감하기 위해 적당한 값을 이용할 필요가 있다.

적분값을 수치적으로 구하기 위해 본 연구에서는 Gauss quadrature 기법을 사용하였으며, 여러 값을 시도해본 결

과를 Fig. 7에서 확인할 수 있다. 그림에서와 같이 노드의 수가 많을수록 고주파 영역에서의 정확도가 증가하는 것을 확인할 수 있다. 특이한 점은 노드점의 수가 증가함에 따라 정확도의 한계 주파수가 붉은 점선으로 표시된 바와 같이 지수함수의 형태로 증가한다는 것이며, 로그 축으로 표현할 경우 선형적으로 증가하는 것이다. 이를 통해 두 번의 테스트만으로 원하는 주파수 대역을 모두 포함하는 최적의 노드점 개수를 찾을 수 있다.

다음으로 조화성분의 수에 따라 예측된 스펙트럼 형상이 어떻게 달라지는지를 확인해보았다. 조화성분을 많이 고려할수록 계산 비용이 기하급수적으로 증가하기 때문에 조화성분의 수는 합리적인 수준에서 선택되어야 한다. Fig. 8에서 확인할 수 있듯이 고차 조화성분의 값(n)을 1만큼 증가시키는 것은 한 칸의 극점을 더 고려할 수 있는 것을 알 수 있다. 이를 통해 필요한 주파수 대역까지 어느 정도의

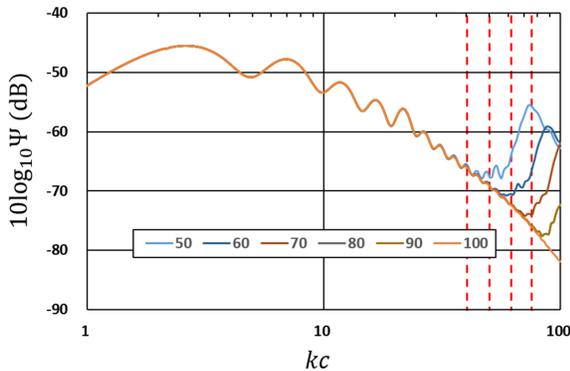


Fig. 7. Cases for accuracy test about the number of integration nodes, ψ is a non-dimensionalized far-field power spectral density, kc is the number of indent turbulence periods in one chord length (helmholts number)

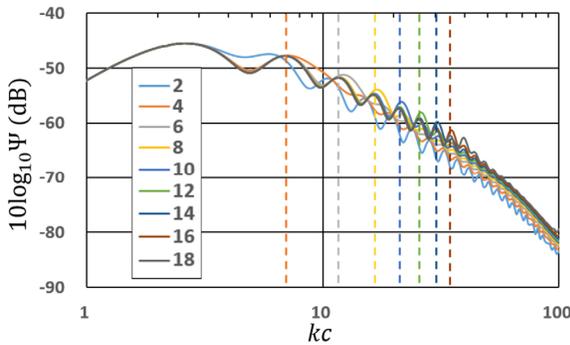


Fig. 8. Cases for accuracy test about the number of higher order terms

값이 요구되는지 확인할 수 있다. 그러나 이는 helmholtz number(kc)에 의해 확인할 수 있으며, 이를 통해 코드길이 긴 경우 임의의 kc 값까지 정확도를 확보하기 위해 실질적으로 고려되는 주파수 대역이 줄어들기 때문에 더 많은 계산 비용이 필요한 것을 알 수 있다.

Fig. 9는 Lyu의 논문에서 수록된 톱니형 뒷전 형상들 중 한 가지 경우에 대한 해석 결과로, 그래프 상의 두 곡선이 유사한 경향성을 가지는 것을 확인할 수 있다. 그러나 극점의 위치나 크기가 경미한 차이를 보이는 것을 확인할 수 있다. 이는 적분 혹은 고차 성분에 대해 고려할 때, 참고 문헌에서 사용한 수치와 차이가 있기 때문으로 보인다. 두 곡선이 완벽하게 일치하는 것은 아니나, 오차는 합당한 수준으로 보인다.

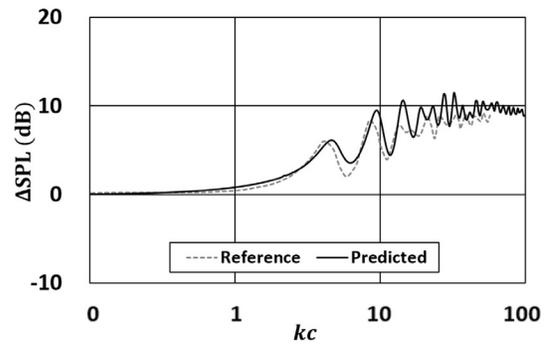


Fig. 9. Sound reduction spectrum for an observer at $x_3/c=1$ ($\theta=90^\circ$), $\lambda/h=0.2$ and $h/c=0.05$

3.4 톱니형 뒷전 풍력 발전기 소음

2.3.1)에서 제안된 방법에 따라 톱니형 뒷전이 적용된 풍력발전기에 대한 소음 해석을 두 가지 뒷전 형상에 대해서 수행하였다. Fig. 10에서 Serration 1은 Serration 2보다 날카로운 형상을 가졌으며, 여러 연구를 통해 알려진 바와 같이 h/λ 의 값이 클수록 소음 저감 효과가 큰 것을 확인할 수 있다. 실험 결과와 비교 검증이 된 것은 아니나, Serration 2의 경우 약 1,000 Hz 전후에서 소음 저감 효과가 상당히 큰 것을 확인할 수 있다. 고주파 대역에서의 소음 저감도는 20 dB까지 저감이 되는 것으로 예측이 되지만 실제로 톱니형 뒷전을 적용한 실험 연구 결과들은 소음 저감 효과는 익형에 대해 $St_\delta = f\delta/U_\infty = 1$ 이하의 주파수 영역에서 발생하며^[21], 그 이상의 주파수에서는 오히려 소

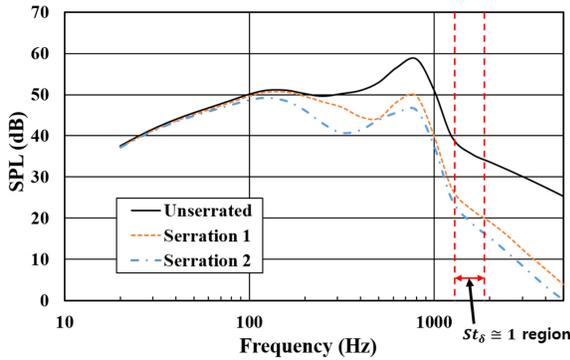


Fig. 10. Noise of wind turbine with trailing edge serrations. Serration 1 : $h = 0.02m, \lambda = 0.002m$, Serration 2 : $h = 0.03m, \lambda = 0.002$

음이 증가함을 밝히고 있다. 따라서 고주파에서 예측된 소음 저감도는 실제 물리적 현상과 일치하지 않는다고 할 수 있다.

5. 결론

Lyu 등이 제시한 톱니형 뒷전으로 인해 발생하는 소음 저감도 예측 방법은 톱니형 뒷전의 소산적인 효과만 고려하는 것이 아니라, 소음을 발생시키는 생산적인 효과 또한 고려할 수 있는 방법이다. 따라서 기존의 Howe가 제시한 방법과 비교하여 보다 실험결과에 가까운 결과를 산출할 수 있는 장점이 있다. 본 연구에서는 이러한 Lyu의 방법을 strip theory를 기반으로 로터에 적용하여 톱니형 뒷전이 적용된 풍력발전기에서 발생하는 소음 저감 효과를 예측하는 방법을 제시하였다.

풍력발전기 주위의 유동에 대한 수치해석은 검증된 임의의 해석 도구를 이용하여 수행하면 되며, 본 연구에서는 와류격자기법(VLM)을 기반으로 하는 In-house 프로그램인 WINFAS로 유동을 해석하였다. 이로부터 블레이드의 각 섹션별 유동 정보를 얻을 수 있으며, 이러한 유동 정보를 소음해석에 사용하였다. 해석된 유동 정보를 이용하여 소음해석은 난류유입소음과 익형자체소음을 기반으로 하는 광대역 소음에 대한 반경험식을 통해 톱니형 뒷전이 적용되지 않은 일반적인 풍력발전기에 대한 주파수 대역의 소음도를 얻을 수 있었다. 이후 Lyu가 제시한 톱니형 뒷전이 적용된 블레이드에 대한 소음해석 방법을 로터에 적용하여 주

파수에 따른 소음 저감도를 얻을 수 있었다. 최종적인 소음 스펙트럼은 앞서 구한 두 스펙트럼 데이터의 차로 구할 수 있게 된다.

본 연구에서 제시한 소음 예측 기법을 적용하기 위해서는 유동이 비압축성의 영역에 있어야 한다는 단점이 있다. 따라서 해당 가정이 충분히 성립하는 드론 혹은 풍력발전기의 경우 이를 쉽게 적용할 수 있다. 그러나 본 연구에 적용된 Lyu의 방법은 유한요소해석기법과의 상호 비교 검증만 되었을 뿐, 실험과의 비교 검증이 되지 않은 상태이기 때문에 본 연구 기법을 최적화에 사용하기엔 어려움이 있다. 따라서 실험과의 검증 사례 부족과 고주파 영역에서의 오차가 먼저 극복되어야 한다.

감사의 글

본 연구는 산업통상자원부(MOTIE)와 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구과제와(No. 20194030202300) 한국수력원자력(주)에서 재원을 부담하여 서울대학교 산학협력단에서 수행한 연구 결과입니다(No. 2019-기술-12).

References

- [1] Oerlemans, S., Fisher, M., Maeder, T., and Kögler, K., 2009, "Reduction of wind turbine noise using optimized airfoils and trailing-edge serrations", *AIAA J.*, **47**(6), 1470-1481.
- [2] Oerlemans, S., 2016, "Reduction of wind turbine noise using blade trailing edge devices", *Proceedings of the 22nd AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference.*
- [3] Amiet, R.K., 1976, "Noise due to turbulent flow past a trailing edge", *J. Sound Vib.*, **47**(3), 387-393.
- [4] Roger, M. and Moreau, S., 2005, "Back-scattering correction and further extensions of Amiet's trailing-edge noise model. Part 1: theory", *J. Sound Vib.*, **286**(3), 477-506.
- [5] Howe, M.S., 1991, "Noise produced by a sawtooth trailing edge", *J. Acoust. Soc. Am.*, **90**(1), 482-487.
- [6] Dassen, T., Parchen, R., Bruggeman, J., and Hagg, F.,

- 1996, "Results of a wind tunnel study on the reduction of airfoil self-noise by the application of serrated blade trailing edges", Proceedings of the 1996 European Union Wind Energy Conference and Exhibition.
- [7] Gruber, M., Joseph, P., and Chong, T.P., 2010, "Experimental investigation of airfoil self noise and turbulent wake reduction by the use of trailing edge serrations", Proceedings of the 16th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference.
- [8] Lyu, B., Azarpeyvand, M., and Sinayoko, S., 2016, "Prediction of noise from serrated trailing edges", *J. Fluid Mech.*, 793, 556-588.
- [9] Lutz, T., Herrig, A., Würz, W., Kamruzzaman, M., and Krämer, E., 2007, "Design and wind-tunnel verification of low-noise airfoils for wind turbines", *AIAA J.*, 45(4), 779-785.
- [10] Lee, S.M., Kim, H.G., Son, E.K., and Lee, S.G., 2009, "Aerodynamic noise analysis of high speed wind turbine system for design parameters of the rotor blade", Proceedings of the Korean Society for New and Renewable Energy Spring Conference, 521-524.
- [11] Palacios, F., Colonno, M.R., Aranake, A.C., Campos, A., Copeland, S.R., Economou, T.D., Lonkar, A.K., Lukaczyk, T.W., Taylor, T.R., and Alonso, J.J., 2013, "Stanford University Unstructured (SU2): An open-source integrated computational environment for multi-physics simulation and design", Proceedings of the 51st AIAA Aerospace Sciences Meeting including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition, AIAA 2013-0287.
- [12] Counihan, J., 1975, "Adiabatic atmospheric boundary layers: a review and analysis of data from the period 1880-1972", *Atmos. Environ.*, 9(10), 871-905.
- [13] Lawson, M.V., 1994, "Theory and experiment for wind turbine noise", Proceedings of the 32nd Aerospace Sciences Meeting and Exhibit.
- [14] Wagner, S., Bareiss, R., and Guidati, G., 2012, "Wind turbine noise", Springer Science & Business Media.
- [15] Brooks, T.F., Pope, D.S., and Marcolini, M.A., 1989, "Airfoil self-noise and prediction", <https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19890016302.pdf>.
- [16] Chase, D., 1987, "The character of the turbulent wall pressure spectrum at subconvective wavenumbers and a suggested comprehensive model", *J. Sound Vib.*, 112(1), 125-147.
- [17] Christophe, J., Anthoine, J., Rambaud, P., and Moreau, S., 2008, "Numerical issues in the application of an Amiet model for spanwise-varying incoming turbulence", Proceedings of the 14th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (29th AIAA Aeroacoustics Conference).
- [18] Jacobson, R., Meadors, E., Jacobson, E., and Link, H., 2003, "Power performance test report for the AOC 15/50 wind turbine, test b", United States Department of Energy by National Wind Technology Centre. National Renewable Energy Laboratory, Golden, CO.
- [19] Huskey, A., Link, H.F., and Butterfield, C.P., 1999, "Wind turbine generator system acoustic noise test report for the AOC 15/50 wind turbine", National Renewable Energy Laboratory, Golden, CO.
- [20] Mayer, Y.D., Lyu, B., Kamliya Jawahar, H., and Azarpeyvand, M., 2018, "Toward a semi-empirical noise prediction for airfoils with serrated trailing edges", Proceedings of the 2018 AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference.
- [21] Gruber, M., 2012, "Airfoil noise reduction by edge treatments", Doctoral Thesis, University of Southampton.