



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](#)

공학석사 학위논문

선박엔진 EGB 배관의 오리피스 휘슬소음
제어를 위한 linearized Navier-Stokes
기반 소음예측 기술

Noise prediction technology based on the linearized
Navier-Stokes equation for the control of orifice
whistling noise in exhaust gas bypass pipe of ship engine

울산대학교 대학원
중공업융합기술공학과
이 정 준

선박엔진 EGB 배관의 오리피스 휘슬소음
제어를 위한 linearized Navier-Stokes
기반 소음예측 기술

지도교수 김동해

이 논문을 공학석사학위 논문으로 제출함

2019년 12월

울산대학교 대학원
중공업융합기술공학과
이정준

이정준의 공학석사학위 논문을 인준함

심사위원 유 정 수 (인)

심사위원 김 기 선 (인)

심사위원 김 동 해 (인)

울산대학교 대학원

2020년 2월

선박엔진 EGB 배관의 오리피스 휘슬소음 제어를 위한 linearized Navier–Stokes 기반 소음예측 기술

이 정 준

울산대학교 대학원 중공업융합기술공학과

국문 요약

산업현장에서 오리피스는 감압조절을 하기 위해 배관계에 설치되어 있지만 갑작스러운 단면적 확장에 의한 압력강하로 인해 와류현상과 함께 휘슬링 소음이 발생할 수 있다. 휘슬링은, 오리피스 등에서 불안정한 와류가 발생하면 그로 인해 와류가 더 커지게 되고 배관계의 특정주파수 범위에서 입력된 음향파위보다 더 많은 음향파위를 방출하는 현상으로 볼 수 있다. 휘슬링이 발생하는 특정주파수 범위에서 배관계와 공명하는 경우, 증폭 현상이 발생하게 되어 배관계의 피로파괴로 이어질 수 있으며, 높은 수준의 소음이 배관계 주위 및 배관계를 통해 외부로 전파되기도 한다.

본 연구에서는, 선박용 엔진의 터보차저를 보호하기 위하여 특정 RPM 이상에서 배기가스를 bypass (Exhaust Gas Bypass: EGB) 시키는, 배관내의 오리피스에서 발생하는 휘슬링 소음특성의 규명 방법에 대하여 해석을 통하여 검증하고 오리피스 형상 변경을 통한 소음제어 방법에 대하여 분석하였으며 실선 적용 가능성을 검토하였다.

소음특성 규명방법으로 유동해석 결과를 이용하여 음향해석을 수행하는 hybrid방법을 사용하였다. 유동해석은 Reynolds averaged Navier–Stokes (RANS) $k-\epsilon$ 모델을 사용하여 정상 상태 평균 유동장에 대한 특성을 계산하였으며, 음향해석은 linearized Navier–Stokes (LNS)을 평면파로 가정하여 평균 유동장으로부터 발생하는 섭동값에 대한 산란의 특성을 주파수영역에서 해석하였다. Two-source 가진방법을 이용하여 구한 산란 행렬 (scattering matrix)로부터 오리피스의 음향특성 및 휘슬링이 발생할 수 있는 주파수 대역을 예측하였다. 오리피스의 앞 단에 bevel 각도의 변화에 따른 휘슬링이 발생하는 특성주파수의 변화 및 휘슬링 소음제어에 대한 가능성을 확인하였다. 그리고 실제 선박용 엔진에 대하여 위에서 제시한 해석방법을 통하여 휘슬링 발생 유무를 검토한 결과 실선 적용 가능성을 확인할 수 있었다.

목차

1. 서론.....	1
1.1 연구 배경.....	1
1.2 선행 연구.....	2
1.3 연구 개요.....	3
1.4 휘슬링 현상	5
2. 지배방정식.....	8
2.1 Navier–Stokes equation	8
2.1.1 연속방정식.....	8
2.1.2 운동량 방정식	9
2.1.3 에너지 방정식	9
2.2 Reynolds averaged Navier–Stokes equation.....	11
2.3 Linearized Navier–Stokes equation.....	14
3. 해석 방법	15
3.1 유동해석	15
3.1.1 형상 스케일링	16
3.1.2 유동해석 경계 조건.....	17
3.1.3 유동해석 결과	19
3.2 음향해석	22
3.2.1 주파수 스케일링	22
3.2.2 음향해석 경계조건.....	23
3.2.3 음향해석 결과	26
3.3 오리피스 특성 분석 및 휘슬링	28
3.3.1 산란 행렬.....	28
3.3.2 양방향 가진법	30
3.3.3 비선형 최소 제곱법과 평면파 분해법.....	31
3.3.4 휘슬링 가능성	34
4. 해석 방법 검증 및 검토	36
4.1 이론해와의 비교	36
4.1.1 산란 행렬	37
4.1.2 휘슬링 가능성	39
4.2 경계조건에 따른 검토.....	40
4.2.1 압축성, 비압축성에 따른 검토.....	40

4.2.2 Downstream 길이에 따른 검토	44
5 저감 방법 및 실선 적용	46
5.1 저감방법	46
5.1.1 Bevel 각도에 따른 영향	46
5.1.2 Bevel 깊이에 따른 영향	53
5.2 실선 적용.....	58
5.2.1 물성치 및 경계조건.....	58
6. 결론 및 향후 과제.....	64
참고 문헌.....	65
Appendix. A 이중 오리피스의 휘슬 소음제어 가능성 검토	67

List of Tables

Table 1. Experiment values	15
Table 2. CFD analysis detail for the orifice	17
Table 3. CFD mesh information	18
Table 4. Boundary condition for acoustic analysis	24
Table 5 Acoustic mesh information	25
Table 6. Comparison of numerical simul. and [11]	39
Table 7. Incompressible analysis detail for the orifice.....	40
Table 8. Comparison results with bevel angle	52

List of Figures

Figure 1. Orifice and valve in the exhaust gas bypass pipeline [1]	1
Figure 2. Orifice [2]	2
Figure 3. Flow chart of whistling noise prediction.....	4
Figure 4. Vortex effect by Reynolds number [16]	6
Figure 5 Reynolds number and Strouhal number relationship [17]	7
Figure 6. DNS vs. LES vs. RANS [17]	11
Figure 7. 3D Cylinder orifice geometry	16
Figure 8. 2D Rectangular orifice geometry	16
Figure 9. CFD Mesh.....	18
Figure 10. Velocity profiles for the total duct.....	19
Figure 11. Streamline and pressure around the orifice	20
Figure 12. Velocity and pressure at the centerline of the duct	20
Figure 13. Density and sound speed at the centerline of the duct	21
Figure 14 Acoustic mesh.....	25
Figure 15. Perturbed density at 500Hz	26
Figure 16. Perturbed density at 1,500Hz	26
Figure 17. Perturbed density at 2,500Hz	26
Figure 18. Two port system of acoustic element	28
Figure 19 Two source location method [7]	30
Figure 20. Upstream source.....	31
Figure 21. Downstream source	31

Figure 22. Nonlinear least square curve fitting for upstream source.....	32
Figure 23. Planewave decomposition of upstream (upstream source)	33
Figure 24. Planewave decomposition of downstream (upstream source).....	33
Figure 25. Transmisson and Reflection coeff. (Ma: 0, d/D: 0.53, t/D: 0.03) [12] ..	36
Figure 26. Scattering matrix of upstream (solid: simulation, circle: experiment)...	37
Figure 27. Scattering matrix of downstream (solid: simulation, circle: experiment)	38
Figure 28 Comparison of whistling of potentiality with [11]	39
Figure 29. Velocity around the orifice	41
Figure 30. Velocity at the centerline of the duct	41
Figure 31. Pressure at the centerline of the duct.....	42
Figure 32. Density at the centerline of the duct	42
Figure 33. Sound speed at the centerline of the duct.....	42
Figure 34. Comparison of scattering matrix – compressible, incompressible.....	43
Figure 35 Comparison of whistling potentiality – compressible, incompressible ...	44
Figure 36 Total duct view	45
Figure 37 Effect by the downstream duct length.....	45
Figure 38 Velocity contour with bevel angle	47
Figure 39. Maximum velocity with bevel angle.....	48
Figure 40. Perturbed density with bevel angle	49
Figure 41. Scattering matrix with bevel angle	50
Figure 42. Whistling potentiality with bevel angle.....	51
Figure 43 Velocity contour with bevel depth.....	53
Figure 44 Maximum velocity with bevel depth	54
Figure 45 Perturbed pressure with bevel angle.....	55
Figure 46 Scattering matrix with bevel depth.....	56
Figure 47 Whistling potentiality with bevel depth	57
Figure 48. Exhaust gas property of normal diesel engine.....	58
Figure 49. Scattering matrix – whistling generating case	60
Figure 50. Scattering matrix – no whistling generating case	61
Figure 51. Comparison of whistling potentiality – case.....	62
Figure 52. Whistling potentiality with whistling generating case	63

Figure A. 1 Velocity contour of double orifice with the gap between orifices.....	68
Figure A. 2 Velocity of double orifice at centerline with gap between orifices.....	69
Figure A. 3 Velocity of double orifice at centerline with gap between orifices.....	70
Figure A. 4 Perturbed pressure contour of double orifice with gap between orifices	71
Figure A. 5 Perturbed pressure contour at second orifice.....	71
Figure A. 6 Scattering matrix of double orifice with gap between orifices.....	72
Figure A. 7 Whistling potentiality of double orifice with gap between orifices	73

1. 서론

1.1 연구 배경

오늘날 다양한 산업 분야에서 진동과 소음을 저감하는 사안이 중요하게 여겨지고 있다. 과도한 진동과 소음은 기계의 피로파괴나 고장의 원인이 발생할 수 있으며, 인체에는 소음성 난청, 피로 등 작업환경을 방해하고 작업자에게 악영향을 주고 있다. 새로운 기술의 발전과 더불어 소음이 끊임없이 발생되고 있으므로, 사람이 수용할 수 있는 수준 이하로 저감하는 것이 중요하다고 볼 수 있다.

선박용 엔진의 경우 엔진의 효율을 높이기 위해 배기가스를 이용하여 터보차저를 가동시킨다. 터보차저가 특정 RPM 이상에서 지속적으로 구동되면 과열 및 오작동이 발생으로 인한 손상이 발생할 수 있기 때문에 배기가스를 저압 배관에 연결시켜 약 4~5%정도 bypass 시킨다. 그러나 Figure 1 에서 보는 바와 같이, 배기가스를 bypass(Exhaust Gas Bypass, EGB) 시키는 배관계에서 고압의 배기가스가 저압의 배기가스 receiver 에 직접 연결되면 높은 압력에 의하여 손상이 발생할 가능성이 높으므로 유량을 조절하기 위한 밸브와 감압시스템인 오리피스스가 설치되어 있다.

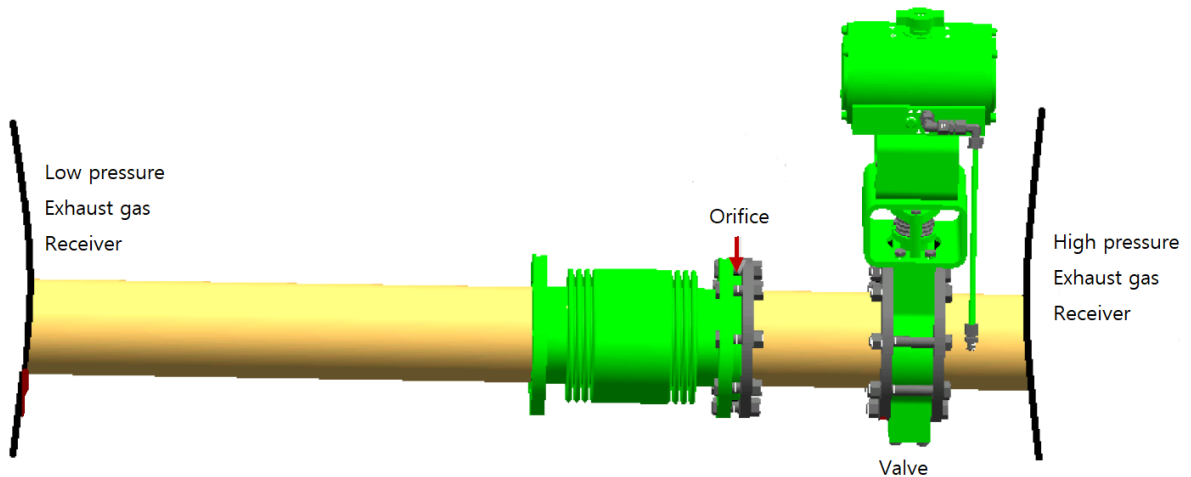


Figure 1. Orifice and valve in the exhaust gas bypass pipeline [1]

그러나 Figure 1 과 같은 bypass 배관계에서 소음이 발생하게 되면, 오리피스나 밸브 자체에서 발생하는 소음이 주요 원인 경우와, 배관계와의 공명이 원인인 경우 등 복합적인 원인에 의해 발생하는 경우가 많아 소음 발생 메커니즘을 정확히 규명하기가 쉽지

않다. 또한 소음의 주파수 특성에 따라 순음성분에 가까운 휘슬링 소음과 넓은 밴드의 주파수성분이 나타나는 난류 유동소음으로 구분될 수 있으며 각각 다른 해석 방법을 사용하여야 한다. Figure 2 에서 보는 바와 같이 배관계의 오리피스에 유체가 지나가면 단면의 급격한 변화로 인하여 위치에 따라 유속 및 압력 변화가 크게 나타나게 된다. 이러한 갑작스러운 압력 강하로 인하여 수직방향으로 양력이 나타나게 되고 이로 인해 와류 현상과 함께 휘슬링(whistling) 소음이 발생할 수 있다. 엔진이 조립 및 제작이 완료된 후에 이러한 휘슬 소음이 발생하게 되면 수정작업으로 인하여 비용이 추가되거나 공기가 지연될 수도 있으므로, 설계 단계에서부터 EGB 배관에 대한 휘슬링 발생 가능성을 사전에 검토할 필요가 있다.

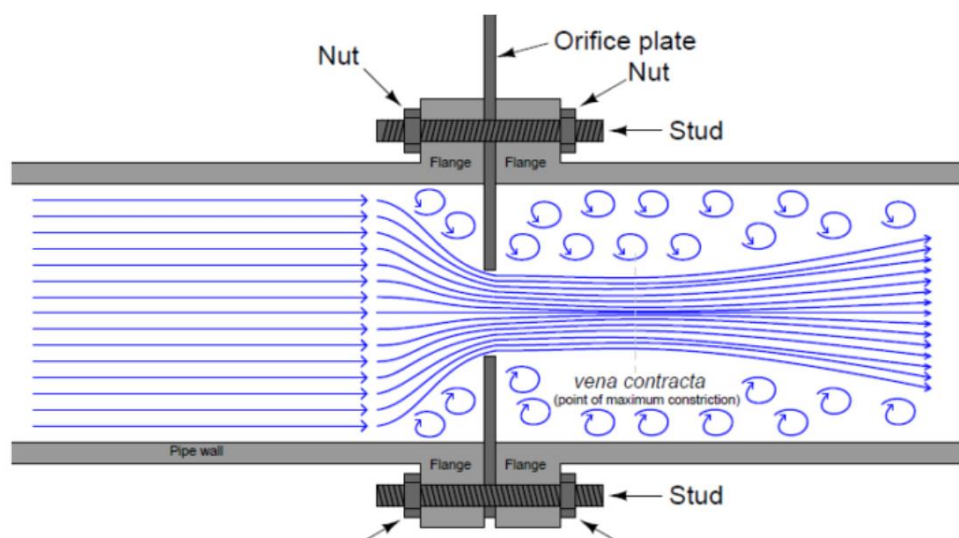


Figure 2. Orifice [2]

1.2 선행 연구

덕트내의 오리피스에서 특정 유동조건에서 순음성분의 휘슬링 소음이 발생한 사례가 문헌[3]에 보고되고 있고, 오리피스의 와류 현상과 함께 휘슬링에 대한 연구는 유속, 설치조건, 다공, 직경 등 다양한 조건과 형상에 대한 연구는 오래전부터 많은 이론적 및 실험적 연구[4~13]가 수행되어 왔다.

Hofmans[4]은 덕트에 공기의 이동이 있을 경우, 투과계수 및 반사계수가 헬름홀츠수에 미치는 영향에 대해 연구를 진행함으로써, 유동의 속도에 상관관계가 있음을 확인하였다. M. Abom[5]은 낮은 마하 수(Mach number)로 덕트에 공기가 흐를 경우에

관한 연구를 진행하였다. 소음 진행 방향의 평면파만을 고려한 산란 행렬을 이용하여 음향적 특성을 나타내는 방법을 제시하였으며, 낮은 마하 수의 유체에 대한 덕트의 특성에 대해서 연구하였다. 추가적으로 간단한 연산을 통하여 산란 행렬로부터 전달 행렬 (transfer matrix)을 구할 수 있음을 보여주고 있다. S. Boij [6]는 유체가 흐르는 확장관에 대해 연구를 진행하여 투과계수와 반사계수를 나타내어, 확장관에 대한 음향적 특성을 실제 실험과 수치해석을 통해 진행하였다. M.L. Munjal[7]은 양방향 가진법을 사용하여 배관계에 대해 실험적으로 구하는 방법을 제시하였다. 구체적으로 upstream 에서 스피커로 음향을 발생시켜 덕트 외벽에 설치된 4 개의 마이크로폰으로 측정하고, downstream 에서 측정한 결과를 이용하여 덕트의 각 위치에 대한 음향 특성을 실험적으로 구할 수 있음을 보여주었다. X. Hua[8]는 양방향 가진법을 이용하여 소음기와 머플러의 투과손실 계수를 구하고, 소음 저감에 대해 실험 및 수치해석적으로 연구하였다. P. Moussou[9]는 실험을 통하여 오리피스의 휘슬링 소음에 대한 연구를 진행하였으며, 소음제어방법으로 45° bevel 을 적용하여 효과가 있음을 확인하였다. 마하 수 변경실험을 통하여 특정 주파수에서는 입사하는 에너지보다 투과되는 에너지가 더 많다는 것을 확인하였으며, 고유치 문제로 해결하여 이를 휘슬링 주파수 구간이라고 규명하였다. R. Starobinski[10]는 음향에너지에 대한 산란 행렬을 제공하여 음향파워로 정의하고, 고유치 문제로 음향에너지의 최대 및 최소 출력이 소산 및 생성에 관련된다는 연구를 진행하였다. P. Testud[11]는 휘슬링이 발생하는 주파수 구간을 R. Starobinski[10]의 방법을 이용하여 음향에너지의 변형에 대한 에너지 증폭에 관한 연구를 진행하였다. A. Kiegaraard[12]는 FEM 기반으로 유동해석과 음향해석을 각각 진행하는 hybrid method 를 사용하여 유동이 흐르고 있을 경우에 대한 음향해석을 진행하였으며, 산란 행렬을 통해 투과계수와 반사계수를 실험값과 비교하였다.

1.3 연구 개요

본 연구에서는, 선박용 엔진의 터보차저를 보호하기 위하여 특정 RPM 이상에서 배기가스를 bypass 시키는, EGB 배관내의 오리피스에서 발생하는 휘슬링 소음특성의 규명 방법에 대하여 해석을 통하여 검증하고 오리피스 형상 변경을 통한 소음제어 방법에 대하여 분석하였으며 실선 적용 가능성을 검토하였다.

소음특성 규명방법으로 유동해석 결과를 바탕으로 음향해석을 수행하는 hybrid 방법을 사용하였다. 유동해석은 Reynolds averaged Navier-Stokes(RANS) $k-\epsilon$ 모델을 사용하여 정상 상태에서 평균 유동장에 대한 특성을 계산하였으며, 음향해석은 linearized Navier-

Stokes(LNS)을 평면파로 가정하여 평균 유동장으로부터 발생하는 섭동값에 대한 산란의 특성을 주파수영역에서 해석하였다. 양방향 가진 방법(Two source method)을 이용하여 구한 산란 행렬(Scattering matrix)로부터 오리피스에 음향특성 및 휘슬링이 발생할 수 있는 주파수 대역을 예측하였다. 해석을 위하여 수치해석 상용 소프트웨어 COMSOL Multiphysics [13]에 내장되어 있는 음향 모듈(linearized Navier–Stokes frequency domain) [14] 및 전산 유체 역학 (Computational Fluid Dynamics: CFD) 모듈(high Mach number flow) [15]을 사용하였다.

실제 선박 EGB 배관 오리피스에 대하여 휘슬링 발생 가능성과 주파수를 예측하고 제어 방법에 대하여 다음과 같은 방법으로 연구를 진행하였다. 먼저 위에서 언급한 소음특성 규명방법에 대한 검증방법으로 참고 문헌 [9]의 실험값을 비교하였으며, 휘슬링에서 발생한 선박과 발생하지 않은 선박을 대상으로 해석을 진행함으로써, 본 연구에 신뢰성을 높였다. 또한 소음제어의 방법으로 오리피스의 앞단에 bevel 각도의 변화에 따른 휘슬링이 발생하는 특성주파수의 변화 및 발생 가능성을 검토하였다. 이 과정을 순서대로 나타내면 다음 Figure 3 과 같이 나타낼 수 있다.

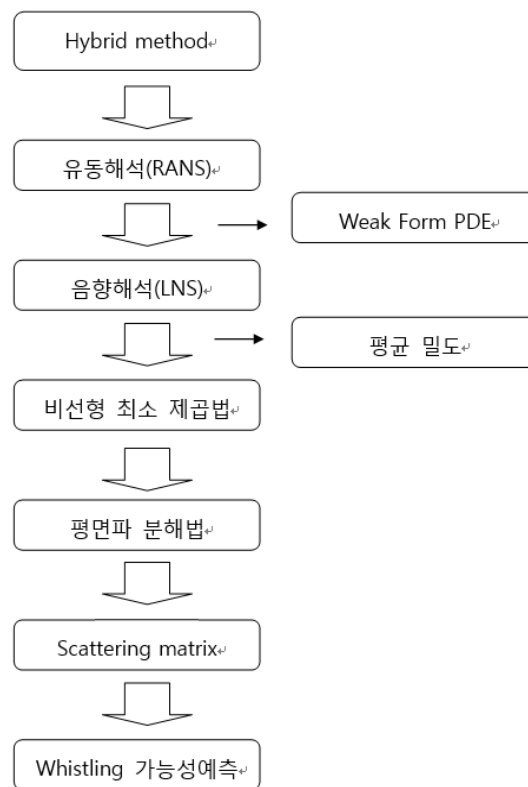


Figure 3. Flow chart of whistling noise prediction

1.4 휘슬링 현상

유동이 흐르고 있는 배관계에서는 밸브, 오리피스와 같은 유량 조절 및 감압시스템이 일반 가정 화장실이나 산업현장 등 다양한 분야에서 사용되고 있다. 일반 가정에서 사용되는 배관에는 비교적 압력과 유속, 유량이 낮기 때문에 소음이 발생하지 않는다. 하지만 산업현장에서는 고압과 높은 유속이 배관을 지나가게 되고, 단면적 변화가 있는 배관에 고압과 높은 유속이 지나가게 될 경우 와류가 발생하게 되어 휘슬링이 발생하게 된다. 이는 음향 모드와 발생하는 와류의 상호작용에 의해 입사하는 에너지보다 더 큰 에너지를 출력하게 되며, 장착된 오리피스가 자체적으로 증폭 현상을 유발하게 된다. 단일 오리피스는 직경, 두께, 형상 등 특정 조건에서 휘슬링이 발생한다고 알려져 있으며, 일반적으로 발생 빈도수가 적기 때문에 고려하지 않고 배관계를 설계하고 있다. 하지만 휘슬링이 발생하게 된다면, 배관계 외부에서 매우 높은 수준의 소음과 과도한 진동으로 인해 피로파괴까지 이어질 수도 있다.

휘슬링은 레이놀즈 수(Reynolds number)와 Strouhal number 상관관계를 가지고 있다. 레이놀즈 수의 정의는 아래와 같다.

$$Re = \frac{\rho u d}{\mu} = \frac{u d}{\nu} \quad (1.1)$$

μ : 점성계수, ν : 동점성계수, d : 파이프, 덕트 직경

레이놀즈 수는 덕트의 직경과 유체의 밀도, 속도 및 점성에 관련된 무차원 수이며, 이를 활용하여 크게 층류와 난류로 나눌 수 있다. 레이놀즈 수로 와류의 발생여부를 확인하고, 덕트의 직경과 유동의 속도를 조절하여 와류를 조절할 수 있다.

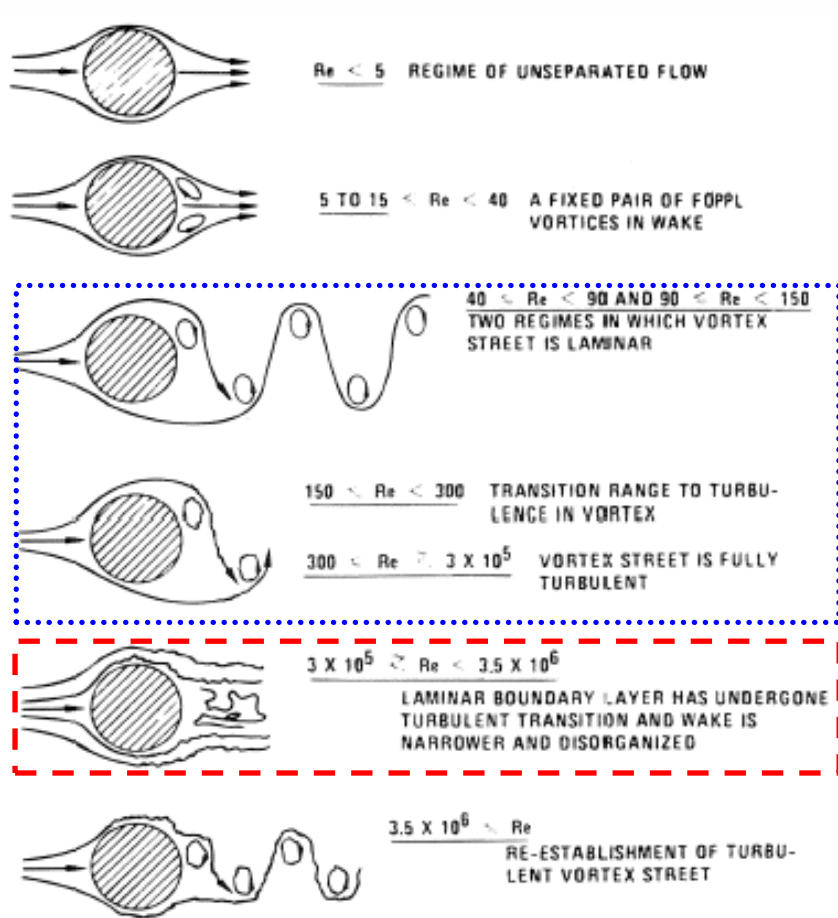


Figure 4. Vortex effect by Reynolds number [16]

Figure 4 는 레이놀즈 수에 의한 와류에 대한 영향을 나타내고 있다. dot 으로 표현한 박스는 와류가 발생하는 구간이며, 이 구간에 대해 휘슬링이 발생하게 된다. dash 로 표현한 박스는 레이놀즈 수가 $3 \times 10^5 \sim 3.5 \times 10^6$ 이 되면 와류가 깨지게 되면서 일시적으로 층류와 유사한 현상이 발생하게 된다. 식(1.1)에서 유추하면, 만약 직경이 같고 유속만 증가하게 된다면, 와류의 영향에 의해 발생하는 휘슬링에 의한 소음이 아닌, 유동의 제트소음에 관련성이 높게 되어 본 연구와 다소 거리가 멀어질 수 있기 때문에 레이놀즈 수를 확인해야 한다.

Strouhal number 는 0.2~0.4 구간에서 휘슬링이 발생한다고 알려져 있다[14].
 Strouhal number 의 정의는 아래와 같다.

$$St = \frac{ft}{U_d} \quad (1.2)$$

$$U_d = U_0 / \left(\frac{h}{H}\right)^2 \quad (1.3)$$

f 는 주파수 t : 오리피스 두께 U_0 : 유속, $\frac{h}{H}$: 2D 높이 비

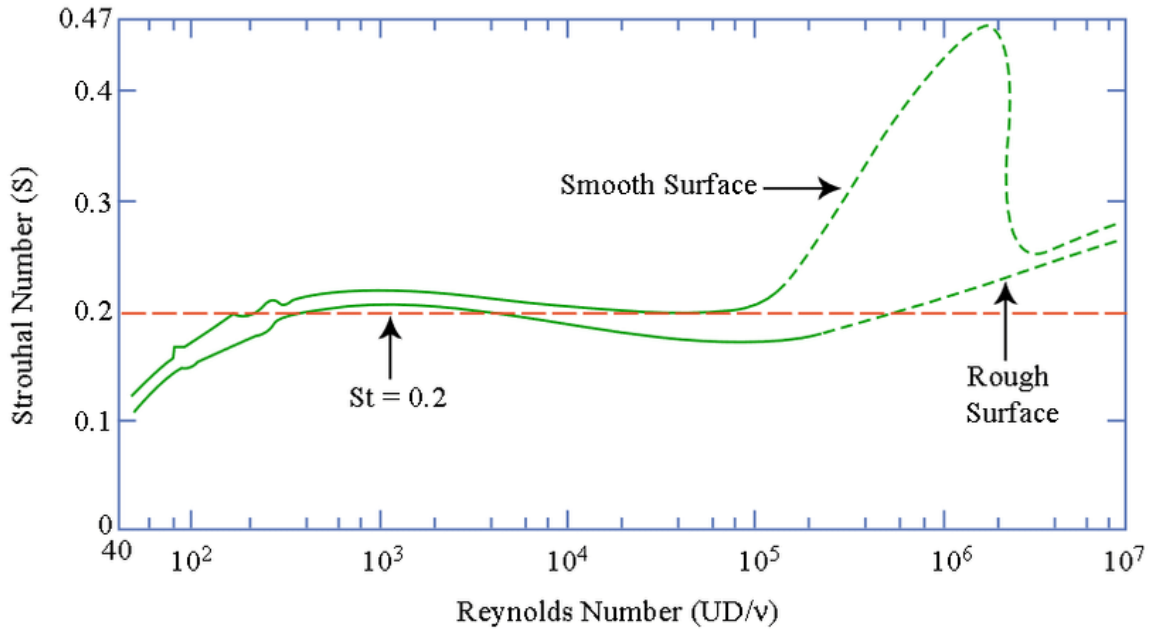


Figure 5 Reynolds number and Strouhal number relationship [17]

Figure 5는 레이놀즈 수와 Strouhal number의 관계를 나타낸다. Smooth surface는 표면이 매끄러운 경우를 나타내며, rough surface는 Nikuradse(1933) [17]가 균일한 모래 입자를 표면에 있을 경우 실험을 나타낸 것이다. Smooth surface의 형상을 보면 Reynolds수가 증가함에 있어, Strouhal number 0.2에 나타나지만, 10^5 이 넘어가면서 Strouhal number가 증가하는 것을 확인할 수 있다. 즉, Reynolds에 따라 휘슬링이 발생하는 Strouhal number가 바뀔 수 있음을 나타낸다.

2. 지배방정식

2.1 Navier–Stokes equation

본 연구에서는 미소한 유체의 입자의 압력 및 속도, 밀도를 해석함으로써 전체의 유동장에 대한 특성을 나타내는 Navier–Stokes equation 을 바탕으로 유동해석과 음향해석을 진행하였다. 기본적인 가정은 전단응력과 전단 변형율이 선형 비례적이며, 균일한 점도를 가지는 뉴턴 유체로 가정하였다. 난류 유동에 대한 Navier–Stokes equation 을 풀기 위해서는 기본적으로 연속방정식, 운동량 보존법칙, 에너지 보존법칙을 만족하는 엄밀해가 없기 때문에, 유체 시뮬레이션 해석 툴을 사용하여 수치적으로 계산한 근사값을 나타내어 해석을 진행하였다.

2.1.1 연속방정식

연속방정식은 질량 보존의 법칙으로부터 유도되며, 새로 만들어지거나 없어지지 않는 물리적인 의미를 유체입자에 적용하여 질량보존법칙으로부터 연속방정식으로 유도될 수 있다. 미소한 유체 입자를 해석하여 들어오거나 빠져나간 질량유량과 입자 자체적으로 변한 시간 변화율이 같음을 의미하게 된다. 미분 방정식 형태로 나타내면 다음과 같다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (2.1)$$

여기서 ρ 는 유체의 밀도, u_i 는 x, y, z 에 방향의 속도를 의미한다.

식(2.1) 좌변항의 첫 번째 항은 내부에서 변화하는 질량 변화율, 두 번째 항은 유체입자 내부로 들어오거나 외부로 빠져나가는 질량 유량을 의미하는 항이다.

2.1.2 운동량 방정식

운동량 보존 법칙은 물체에 외력이 작용하면 운동량은 시간에 대해 변화하는 물리적인 의미를 가지고 있다. 유체입자는 질량을 가지며, 어떠한 속도로 운동하고 있기 때문에 유체입자에 대한 운동을 해석할 수 있다. 미분 방정식의 형태는 다음과 같다.

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}(u_k)}{\partial x_j} \quad (2.2)$$

$$\tau_{ij}(u_k) = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \quad (2.3)$$

여기서 p 는 압력, μ 는 뉴턴 유체 점성, δ_{ij} 는 Kronecker delta 를 의미한다. (2.2)식의 좌변항에 나타난 항은 가속도항을 나타내며, 첫 번째 항은 유동장의 전체에 대한 가속도항을 나타내는 국소가속도(local acceleration)이다. 두 번째 항의 의미는 유체입자는 이동하며, 각 위치마다 물질의 특성의 변화한다. (2.2)식에서는 각 위치마다 속도에 대한 변화를 나타내고 있으므로, 유체 입자의 이동에 대한 가속도 항을 나타내는 대류가속도 (convection)라 한다. 우변항의 첫번째 항은 압력구배항, 두번째 항은 점성 또는 확산항이라 하며 유체 입자의 상호관계에 의해 나타나는 항이다.

2.1.3 에너지 방정식

유체 입자사이에서 에너지가 한 일과 열에 대한 이동을 나타내는 방정식이다. 에너지 방정식은 에너지 평형으로부터 유도되며, Q 는 검사체적에 들어온 열량을 의미한다. 에너지 평형에서 시간의 변화와 관련된 미분을 이용한 식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\rho \frac{De}{Dt} = -p \frac{\partial u_k}{\partial x_k} + \Phi + \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\kappa \frac{\partial T}{\partial x_k} \right) \quad (2.4)$$

$$\Phi = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (2.5)$$

$$\dot{Q} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_k} \right) \quad (2.6)$$

이를 통해 연속방정식과 운동량 보존에서 유도했던 방법과 마찬가지로 어떤 유체입자에서 열과 일의 출입을 고려하여 에너지 방정식으로 나타낸 것이다. (2.6)식은 푸리에 열전도 법칙을 의미하며, 온도에 대한 열의 이동이 위치에 따라 어떻게

변화하는지 나타내는 항을 의미한다. (2.1), (2.2), (2.4) 식을 통해 미소한 유체 입자를 해석함으로써, 전체 유체의 이동에 대한 특성을 해석할 수 있다.

음향해석에서는 기본적인 가정으로 가진을 통해 열에 대한 이동이 없다고 가정하여, 등엔트로피과정 (isentropic process)을 통해 에너지 방정식(2.4~2.6)을 무시할 수 있게 된다. 결국 (2.1)식과 (2.2)와 함께 등엔트로피 가정에 대한 관계식(2.7)을 통해서 음향해석을 진행할 수 있다.

$$\frac{\partial \hat{p}}{\partial x_i} = c^2 \frac{\partial \hat{\rho}}{\partial x_i} \quad (2.7)$$

이를 통해 압력과 밀도가 비례 관계이며 열에 출입이 없는 단열과정이기 때문에 에너지에 관한 방정식 없이 해석을 진행할 수 있다.

2.2 Reynolds averaged Navier–Stokes equation

Navier–Stokes 방정식을 이용하여 난류 유동을 수치적으로 해석하는 방법으로는 크게 DNS (Direct Navier–Stokes), LES (Large eddy simulation), RANS (Reynolds averaged Navier–Stokes) 3 가지 방법이 많이 사용되고 있다. 전체에 대한 모든 시간과 공간에 대해 해석을 진행하는 DNS 는 시간 변화에 대한 분해를 통해, 특정 지점에서 속도의 변화를 명확하게 볼 수 있지만, 비선형 항 때문에 매우 높은 컴퓨터의 사양이 필요하며 오랜 시간이 걸린다. 이 문제를 해결하기 위해 만든 방법이 LES 이며, DNS 기반으로 해석하지만 일부를 모델링을 통해 해석함으로써, 시간을 단축시킬 수 있다. DNS 와 LES 는 비정상 (unsteady)상태를 해석하는 방법으로 시간과 공간상태를 고려하며 3D 형상의 문제를 해결할 경우 주로 사용된다. 마지막으로 시간에 대한 평균을 취하여 해석하는 RANS (Reynolds averaged Navier–Stokes)가 있다. 정상(steady) 상태를 해석하는 방법으로 다른 해석방법보다 정확한 결과를 나타내진 않지만 난류 모델에 따라 특정 부분에서 보다 정확하게 해석할 수 있으며, 빠르고 높은 컴퓨터 사양을 요구하지 않는 방법으로는 다양한 매개 변수에 대한 연구를 진행할 수 있다는 장점이 있다. Figure6 을 통해 수식을 모두 사용하는 것과 모델링으로 일부 해석하는 양을 비교할 수 있다.

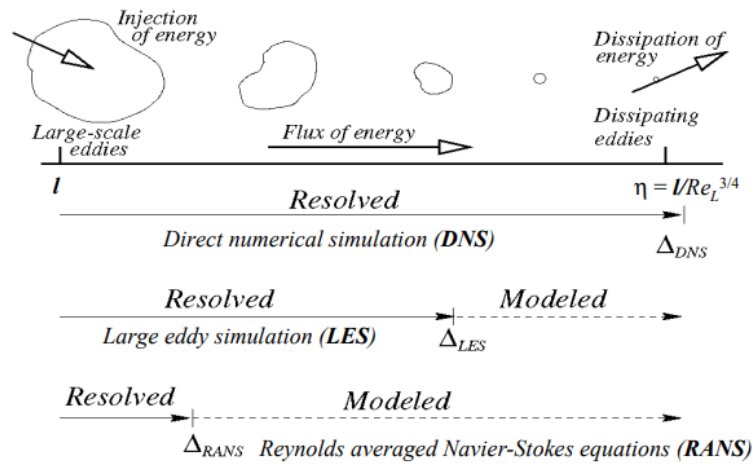


Figure 6. DNS vs. LES vs. RANS [17]

본 연구에서는 오리피스에 각도와 형상에 따른 다양한 해석을 진행해야 하기 때문에, 해석시간이 짧고 평균 유동과 변동(fluctuation) 유동으로 구성을 나타내는 RANS 방법을 사용하였다. 평균 유동은 시간에 대한 평균이기 때문에, 시간에 대해 독립항이다. 변동항은 평균 유동에서 발생하는 편차에 대한 값으로, 앙상블 (ensemble) 평균에 의해 편차를 나타내는 변동항의 시간에 대한 평균은 0 으로 해석을 할 수 있다. 식으로 표현하면 아래와 같다.

$$\bar{u}_i = \frac{1}{T_0} \int_t^{t+T_0} u dt \quad (2.8)$$

$$u_i = \bar{u}_i + u_i', \quad p = \bar{p} + p', \quad v = \bar{v} + v', \quad w = \bar{w} + w'$$

$\bar{u}_i(x)$: 평균 유동 $u_i'(x, t)$: 변동 유동

위 식을 (2.1), (2.2), (2.4)식에 대입하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial \bar{p}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.9)$$

$$\bar{\rho} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) = \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_i \partial x_j} - \frac{\partial \overline{u_i' u_j'}}{\partial x_j} \quad (2.10)$$

$$\rho \frac{D\bar{e}}{Dt} = -\bar{p} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} + \Phi + \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\kappa \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_k} \right) \quad (2.11)$$

식 (2.10)의 우변항 마지막에 나타난 변동항의 곱은 변동운동에 의해 추가적인 전단응력을 발생시키며, 가정에 의해 생긴 각 방향으로의 미지수가 총 6 개이다. 이 항을 Reynolds stress 항이라 하며, 대류가속도와 더불어 비선형 항이기 때문에 해석하기 위해 난류 모델링을 사용하여야 한다.

본 연구에서는 난류모델 해석하기 위해 $k - \varepsilon$ 을 사용하였다. k 는 운동에너지를, ε 은 소산에너지를 의미한다. 벽면에서 압력구배가 낮은 경우에 사용되며, 원형파이프에서 실험과 유사한 결과를 나타내는 난류모델이다. 이를 해석하기 위해 Boussinesq 가정 [18]을 진행하였다. $\bar{u}'_i \bar{u}'_j$ 의 항을 해석하기 위한 방법으로 (2.2)식의 점성항과 같은 형식으로 표현하는 방법이다.

$$\bar{u}'_i \bar{u}'_j = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (2.12)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.13)$$

$$k = \frac{1}{2} [\bar{u}^2 + \bar{v}^2 + \bar{w}^2], \quad \varepsilon = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) \quad (2.14)$$

여기서 발생하는 μ_t 는 난류 점성항을 나타내며, $k - \varepsilon$ 을 (2.13)식에 나타내어 난류의 점성을 결정함으로써, 유체 입자간 난류 점성에 대한 확산의 영향을 고려할 수 있다.

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \bar{u}_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\rho \frac{(\mu_T + \mu)}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] - \rho \varepsilon + \tau_{ij} \rho \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \quad (2.15)$$

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho \bar{u}_i \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\rho \frac{\mu_T + \mu}{\sigma_k} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \tau_{ij} \rho \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2.16)$$

k 와 ε 을 운동방정식으로 나타내면 (2.15), (2.16)로 나타낼 수 있으며 식(2.15)에서 나타나는 항의 좌변항은 운동에너지에 대한 물질 미분항이며, 우변항의 첫째항은 대류에 의한 운동에너지의 이동, 둘째 항은 난류 소산항, 마지막 항은 확산에 의한 생성 속도를 의미하는 항이다. 여기서 발생하는 $\sigma_k, C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}$ 값들은 Reynolds가 실험을 통해 얻은 계수 값이며, 이를 이용하여 난류 유동을 해석했다.

2.3 Linearized Navier–Stokes equation

본 연구에서는 음향해석을 섭동(perturbation)을 이용하여 진행하였다. 섭동의 기본 가정은 변수의 값이 매우 작다고 가정할 수 있는 경우, 테일러 급수 형태로 나타내어, 근사적인 해를 계산하는 방법이다. 유체가 흐르고 있을 경우, 가진을 하면 진폭이 발생하게 된다. 이를 미소한 유체입자에 적용하는 경우 파동에너지 또한 미소하게 적용이 되므로 섭동항으로 나타내어 비선형 항이 남지 않게 된다. 즉 RANS 를 통해 구한 유동해석 결과에 가진을 통해 발생하는 섭동항을 고려하여 선형화를 시키는 것이다. 기본적인 가정은 다음과 같이 나타낸다.

$$\rho = \bar{\rho}(x) + \tilde{\rho}(x, t), \quad u = \bar{u}(x) + \tilde{u}(x, t), \quad v = \bar{v}(x) + \tilde{v}(x, t), \quad p = \bar{p}(x) + \tilde{p}(x, t) \quad (2.17)$$

$$\left(\frac{\tilde{\rho}}{\bar{\rho}}, \frac{\tilde{u}}{\bar{u}}, \frac{\tilde{p}}{\bar{p}} \right) \ll \varepsilon, \quad \varepsilon \ll 1 \quad (2.18)$$

$$\tilde{\rho} = \hat{\rho}(x_i)e^{i\omega t}, \quad \tilde{u}_i = \hat{u}_i(x_i)e^{i\omega t}, \quad \tilde{p} = \hat{p}(x_i)e^{i\omega t} \quad (2.19)$$

식 (2.17)과 (2.18)의 의미는 비선형으로 발생하는 섭동항을 테일러 급수 형태로 나타내고, 평균 유동장에 비해 매우 미소하기 때문에 고차항과 섭동항의 곱을 생략하여 다음과 같은 근사적인 해로 나타낼 수 있다. 또한, (2.19)식을 통해 섭동항을 평면파로 가정한다면, 시간 평면을 주파수 평면으로 변화하는 FFT (Fast Fourier Transform)를 거치지 않고 바로 주파수 영역을 해석함으로써 시간단축을 시킬 수 있다. 식(2.17)과 (2.19)을 식(2.9), (2.10) 대입하면 다음과 같다.

$$i\omega\hat{p} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\bar{u}_i\hat{p} + \bar{\rho}\hat{u}_i) = 0 \quad (2.20)$$

$$\frac{\partial \tau_{ij}(\hat{u}_k)}{\partial x_j} - \frac{\partial \hat{p}}{\partial x_i} = i\omega(\bar{\rho}\hat{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho}\bar{u}_j\hat{u}_i) + (\bar{\rho}\hat{u}_j + \bar{u}_j\hat{\rho})\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \quad (2.21)$$

현재 진행한 가정들은 유동장의 영향을 포함하여 음파의 전파를 나타내기 위함이다. 이를 통해 유동이 흐르고 있을 때, 음파가 전파되었을 경우에 대한 음향해석을 진행할 수 있다.

3. 해석 방법

3.1 유동해석

유동해석은 RANS $k-\epsilon$ 모델을 사용하여 정상 상태 평균 유동장에 대한 특성을 계산하였으며, 해석을 위하여 수치해석 상용 소프트웨어 COMSOL Multiphysics [13]에 내장되어 있는 CFD 모듈인 High Mach number flow [15]를 사용하였다.

오리피스에 대한 휘슬링 주파수 예측 및 휘슬링 발생 가능성을 판단하는 방법에 대한 검증을 위하여, 실제 실험 계측 데이터[11]가 있는 오리피스에 대한 해석을 진행하여 비교하였다. 문헌에서 실험에 사용한 덕트와 오리피스 형상 및 유속에 대한 조건은 아래 Table 1 과 같다.

Table 1. Experiment values

Parameter	Value
Pipe diameter	30 mm
Orifice diameter	19 mm
(orifice area)/(duct area)	0.401
Thickness/diameter= $(\frac{t}{D})$	0.167
Inlet flow velocity (Ma)	0.042
Fluid	air
Total duct length	600 mm

3.1.1 형상 스케일링

본 연구에서는 3D 원형 축 대칭(cylinder) 문제를 2D(직사각형)로 가정하여 해석을 진행하였다. 3D 원형 cylinder 의 오리피스 단면적 비와 2D 직사각형의 오리피스의 높이(height) 비를 맞춰주어 오리피스에서 발생하는 최대 유속을 같게 설정하였다. 입구 유속은 3D 와 2D 에 관계없이 입구 경계조건에 대한 유속을 따른다. 오리피스의 두께(t)는 3D 의 직경 비(t/D) 와 2D 의 높이 비(t/H) 비를 맞추어 설정하였기 때문에 2D 와 3D 는 일정하다.

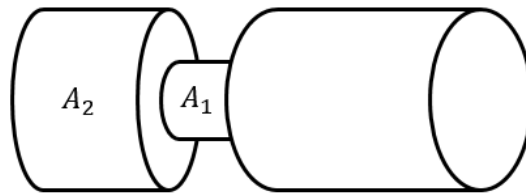


Figure 7. 3D Cylinder orifice geometry

A_2 : 파이프의 단면적(m^2) A_1 : 오리피스 단면적(m^2) t : 오리피스 두께 (m)

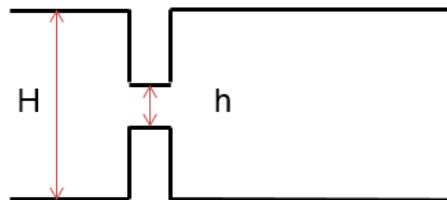


Figure 8. 2D Rectangular orifice geometry

H : 파이프의 높이(m), h : 오리피스의 높이(m)

$$\left(\frac{A_1}{A_2}\right)_{3D} = 0.4, \left(\frac{h}{H}\right)_{2D} = 0.4 \quad (3.1)$$

Figure 7 은 3D 오리피스 형상을 나타낸 것이며, 이를 (3.1)식을 이용하여, 2D 로 나타낸 형상은 Figure 8 과 같다. 2D 형상의 오리피스의 높이(h)는 0.012m 이며, 이를 통해 3D 원형 축 대칭 문제에 대해 2D 로 해석을 진행할 수 있다.

3.1.2 유동해석 경계 조건

수치 해석 과정에서 실제 실험과 유사한 결과를 나타내기 위해서는 경계조건과 유동해석 격자 생성을 잘 설정해야 한다. 본 연구에서는 주파수에 대한 특성을 알아보는 것이 목적이기 때문에, 시간에 대한 평균을 취하여 정상상태에서 해석하는 RANS $k-\epsilon$ 난류 모델을 사용하였다. 벽의 경계면 주위에서의 유동해석의 정밀도를 높이기 위해서, 수치해석 프로그램에서 제공하는 표준 벽 함수(wall function)를 사용하였다. 또한 내부 유동에 대한 특성을 파악하기 위해서 입구단, 출구단, 벽면에서의 경계조건이 설정되어야 한다. Table 2 에서 보는 바와 같이 오리피스 매질과 Reynolds number, 입, 출구의 유속 및 경계조건, 덕트 내벽과 오리피스 표면에 대한 각각의 경계조건 및 초기 조건에 대하여 정리하여 나타냈다.

Table 2. CFD analysis detail for the orifice

Flow assumption	Compressible
Fluid	Air
Reynolds number	Abt. 56,000
Inlet condition	Static pressure: 1 atm Temperature: 293.15 K Ma: 0.042(14.5 m/s)
Outlet condition	Static pressure: 1 atm
Turbulent model	RANS($k-\epsilon$ model)
Wall boundary condition	No slip
Wall function	Standard wall function
Up & downstream length	Upstream: 20D, Downstream: 25D

해석 결과에 대한 정확도를 높이기 위해, COMSOL Boundary layer 기능을 활용하여 벽면과 난류에 의한 와류가 생성되는 부근에 격자의 구성을 집중시켜 해석을 진행하였다. 전부 정렬 격자를 사용하였으며, 총 형성된 요소 개수는 약 21 만개이다. 격자를 형성하고 실행한 소프트웨어는 COMSOL Multiphysics 5.4 Version [13]이다.

유동해석시 사용한 이산화(Discretization)는 Lagrange 기반 P2+P1으로 해석을 진행하여 해석의 정밀도를 높였다. 첫째 항(P2)은 압력을 제외한 모든 변수에 대하여 2차 이산화(Quadratic) 해석을 하고, 둘째 항(P1)은 압력에 대해서 1차 이산화 해석

(Linear)이 수행되는 것을 의미한다. 파이프 내부유동은 비교적 압력구배가 낮기 때문에 P2+P1으로 해석의 정밀도를 높임과 동시에 시간을 단축시킬 수 있었다.

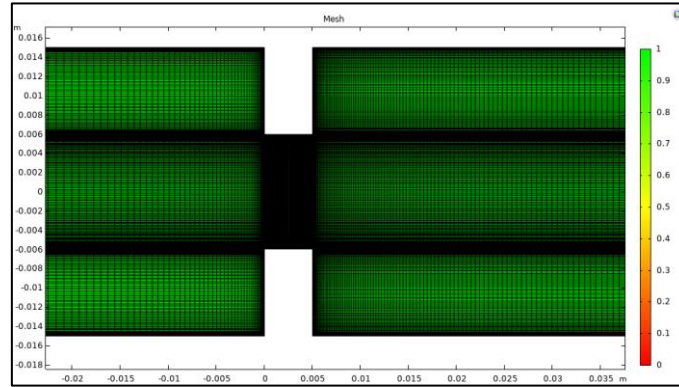


Figure 9. CFD Mesh

Figure 9는 유동해석시 사용한 격자를 나타낸다. 오리피스 주위와 와류가 생성되는 downstream에 격자를 집중시켰으며, no slip경계조건을 부여하였기 때문에 벽면에 추가적인 격자를 생성하였다. 좌표축의 원점(x=0)은 편의상 오리피스의 입구단으로 설정하였다. Table 3은 격자 정보를 나타낸다.

Table 3. CFD mesh information

Mesh vertices	212,364
Quad elements	211,168
Edge elements	5,642
Vertex elements	36
Average element quality	1.0
Element area ratio	1.84E-6

Mesh vertices는 전체 절점 수, edge elements는 가장자리에 생성된 요소, vertex elements는 꼭지점 요소, average elements quality는 0부터 1까지 있으며, 생성된 직사각형의 비율을 나타낸다. 본 연구에서는 오리피스 형상에 맞춰 전부 정렬격자로 사용하였기 때문에 1.0이며, 마지막으로 element area ratio는 가장 큰 격자와 작은 격자의 비를 의미한다.

3.1.3 유동해석 결과

오리피스를 포함한 덕트 시스템에 대한 유동해석을 수행하여 얻어진 결과로부터, 오리피스가 덕트 시스템에 미치는 영향(밀도, 압력, 음속, 유속)에 대하여 검토하였다.

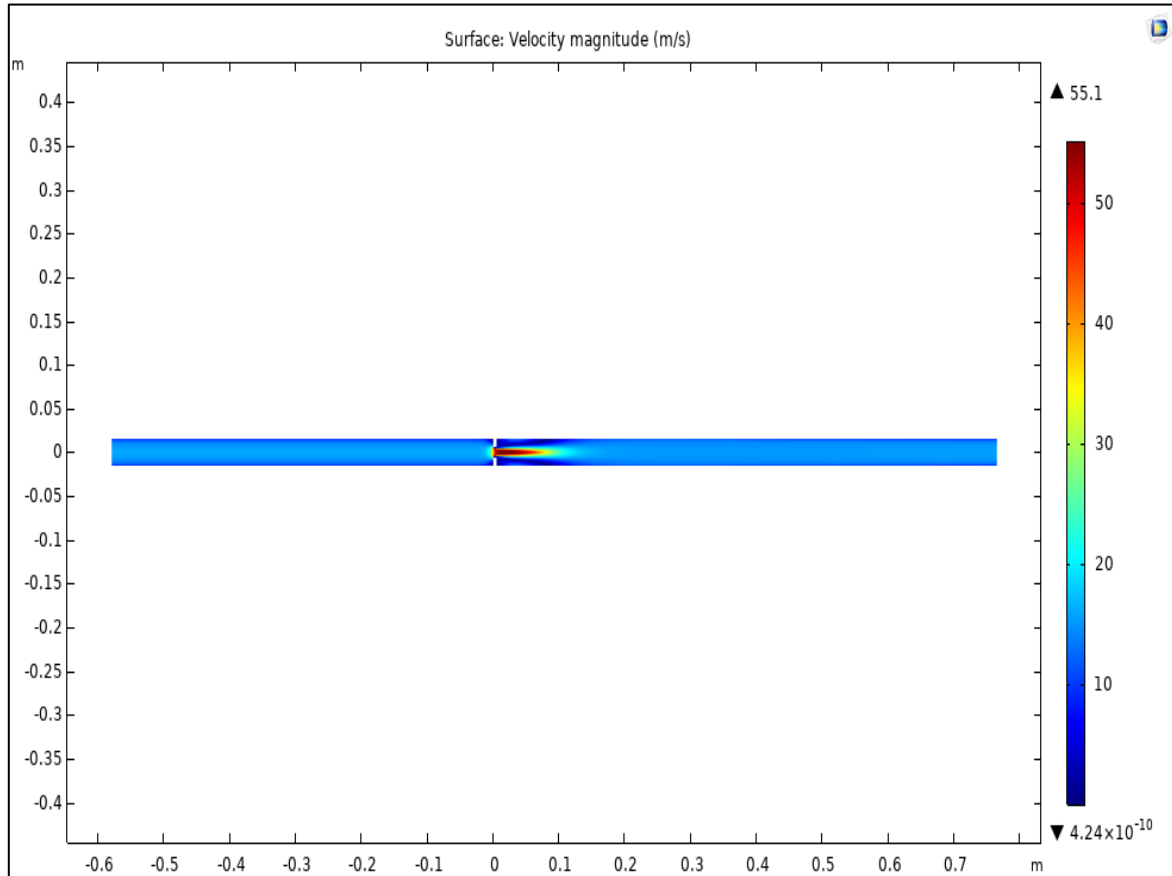
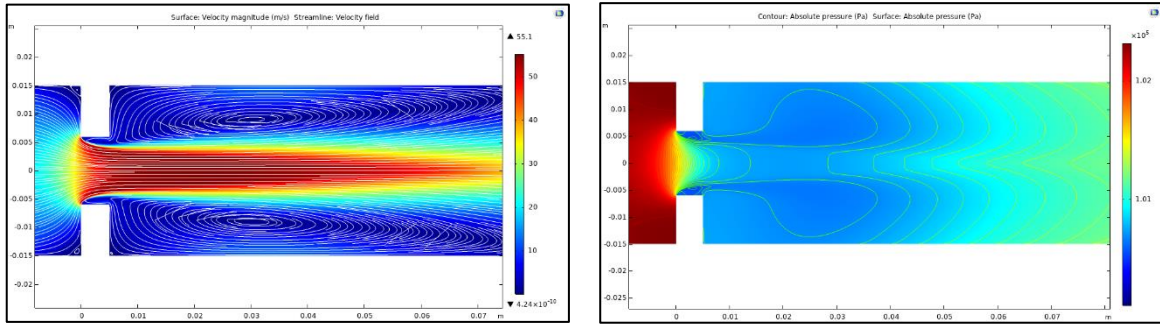


Figure 10. Velocity profiles for the total duct

Figure 10 은 upstream 과 downstream 의 덕트 전체 형상에 대한 유동해석 결과로서 위치에 따른 유속의 변화를 보여주고 있다. 최대 유속은 55.1m/s ($Ma=0.16$)로서 오리피스 가까이에서 나타나고 있으며, 약 $x:0.2\sim 0.25m$ 이후부터는 ($x=0$, 오리피스 입구단) 난류에 대한 영향이 작게 나타나고 downstream 으로 갈수록 유속이 균일해지는 것을 확인할 수 있다. 덕트 전체에 대한 결과를 보면 전체의 양상은 볼 수 있지만 오리피스 주위에서의 상황 변화를 알아보기 어렵기 때문에 다음부터는 오리피스 주위만 확대하여 살펴보기로 한다.

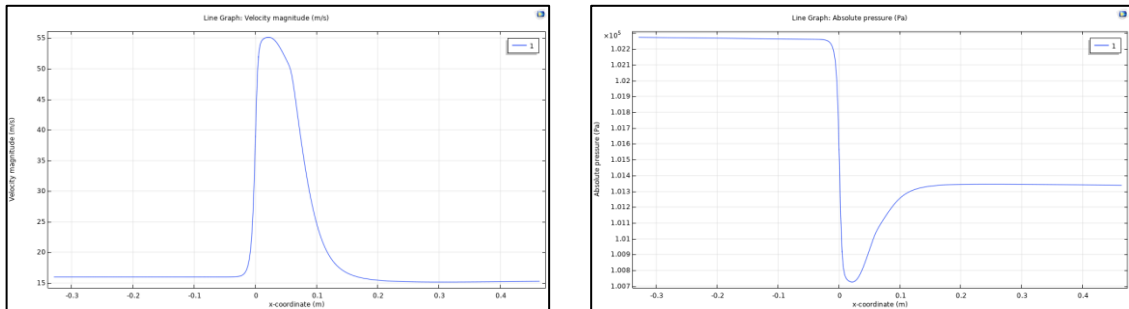


(a) Streamline

(b) Pressure

Figure 11. Streamline and pressure around the orifice

Figure 11(a)에서는 유속의 변화를 나타낸 contour 그래프이며, 와류가 생성되는 것을 확인할 수 있다. Figure 11(b)는 압력 분포를 나타낸 그래프이며, 오리피스를 지나고 난 후 압력이 낮아지는 것을 확인할 수 있다. 좀더 자세히 살펴보기 위하여 덕트의 중심선에 대한 속도, 압력, 밀도, 음속에 대한 값만 출력하여 다음에 나타냈다.

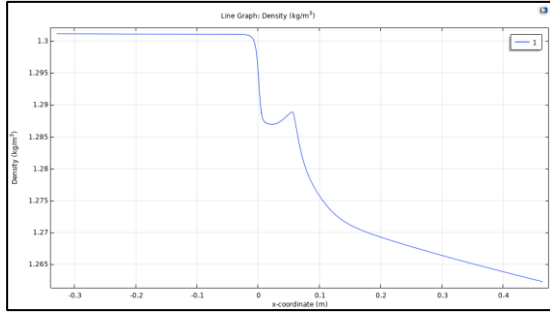


(a) Velocity

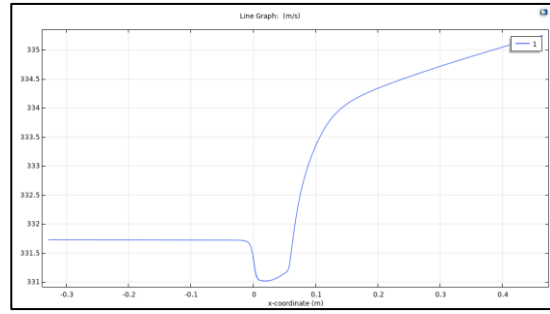
(b) Pressure

Figure 12. Velocity and pressure at the centerline of the duct

Figure 12(a)로부터 최대 유속이 오리피스 출구단 가까이에서 나타나고 있음을 알 수 있으며 $x=0.2\text{m}$ 이후부터는 속도 변화가 줄어들면서 입구 유속보다 낮아지는 것을 확인할 수가 있다. 또한 Figure 12(b)로부터 오리피스를 지나면서 급격히 압력이 낮아지다가 $x=0.2\text{m}$ 이후부터는 압력이 거의 일정해지는 것을 알 수가 있으며, 입구 압력과 비교하여 출구 압력이 $1,000\text{Pa}$ 정도 낮아지는 것으로부터 오리피스의 감압 성능을 확인할 수 있다.



(a) Density



(b) Sound speed

Figure 13. Density and sound speed at the centerline of the duct

Figure 13(a)와 (b)에서는 덕트의 중심선에 대한 밀도와 음속의 변화를 각각 보여주고 있다. 음속의 변화는 $c_0 = \sqrt{\gamma p / \rho}$ 에 의해 나타나므로, 오리피스 부근을 지나고 나면 압력은 거의 일정한데 비해 밀도는 낮아지게 되어 음속은 증가하는 관계를 확인할 수 있다.

3.2 음향해석

유동해석으로부터 덕트내 각 위치에 대한 속도, 밀도, 압력에 대한 평균 값을 구할 수 있었다. 음향해석은 계산된 유동해석 결과 값을 이용하여, upstream 에서 1 Pa 진폭의 정현파로 평면파 가진을 한 경우에 대한 덕트내 각 위치에서의 섭동량(밀도, 압력, 속도)을 구하는 방법으로 진행하게 된다. 즉, 유동이 흐르고 있을 경우에 음파의 전파(정현파 가진)에 의해 나타나는 섭동양을 이용하여 음향해석을 진행하였다. 평면파로 가정을 하여 해석을 진행하였기 때문에, 1 차 모드에 대한 차단주파수를 넘지 않아야 한다. 차단주파수에 대한 식은 아래와 같다.

$$f_c = \frac{c_0 k_{1,0}}{2\pi} \sqrt{1 - Ma^2} \approx 6,900\text{Hz} \quad (3.2)$$

여기서 $k_{1,0} \approx 1.84/r$ 이다. $k_{1,0}$ 는 원형파이프에서의 1 차 차단주파수에 대한 계수이며, r 은 원형 파이프의 반직경을 의미한다. c_0 는 음속을 의미하며, 유동해석에서 구한, $c_0 = \sqrt{\gamma p / \rho}$ 로부터 얻을 수 있다. 여기서 나타난 압력과 밀도는 RANS($k - \epsilon$)으로부터 구한 평균 유동에 대한 값이다.

휘슬링이 나타나는 Strouhal number 범위(0.2~0.4) [9]에 대하여, 해석에 사용된 오리피스에 식(1.2)를 적용하여 나타낸 주파수 대역은 1,500Hz~3,000Hz 가 된다. 그래서 100Hz 에서 3,000Hz 까지 100Hz 간격으로 해석을 진행하였다.

3.2.1 주파수 스케일링

유동해석에서 형상 스케일링을 고려하였지만, 음파가 전파되었을 경우에는 3D 와 2D 에 대한 반사계수와 투과계수의 주파수값은 다르게 나타난다. 2D 형상과 3D 형상의 실제 실험과 비교하여 스케일링에 대한 연구는 S.Boij [6]에서 진행되었다. 기본적인 가정은 평면파 영역에서 주파수 해석을 수행하는 것이다. 3D 의 단면적 확장에 평면파가 입사될 때, 압력, 밀도에 대한 에너지는 정상상태로 가정하면 전파방향이 일정하게 되기 때문에 3D 의 파동에 대한 전파를 2D 로 바꾸어 해석을 진행할 수 있다. 이 경우에 헬름홀츠 수, 즉 주파수의 무차원 값을 일치시키는 방법을 사용하였다. 주파수가 각각의

차단 헬름홀츠 수로 정규화 하였으며, 2D 와 3D 의 면적비를 이용하여 반사계수 및 투과계수에 대한 주파수 스케일링을 고려할 수 있다.

$$He^* = \frac{He}{He_{cut-on}} \quad (3.3)$$

$$He_{2D} = \frac{2\pi f_{2D}}{c} H, \quad He_{2Dcut-on} = 2\pi \quad (3.4)$$

$$He_{cyl} = \frac{2\pi f_{cyl}}{c} A, \quad He_{3Dcut-on} = \kappa_0 \quad (3.5)$$

식 (3.4) 와 (3.5)는 2D와 3D의 각각의 헬름홀츠 수와 헬름홀츠 차단 주파수를 의미한다. κ_0 는 원형 파이프의 헬름홀츠 수에 대한 1차 차단 주파수이며, 약 3.832 이다.

$$f_{cyl} = \frac{\kappa_0}{\pi\sqrt{\eta}} f_{2D} \quad (3.6)$$

실제 오리피스의 휘슬링 주파수(f_{cyl})는 식 (3.6)을 사용하여 2D 해석에 대한 주파수(f_{2D})로부터 계산할 수 있다. 본 연구에서는 음향 해석단계에서는 고려하지 않았으며, 투과계수와 반사계수, 휘슬링 가능성에 대해 해석을 수행할 시에 주파수 스케일링을 고려하였다.

3.2.2 음향해석 경계조건

배관계에 유동이 흐르고 있을 경우를 해석하기 위해 COMSOL Multiphysics 에 내장되어 있는 Weak form PDE 모듈을 이용하여 각 위치에 대한 유동해석 결과를 음향해석에 적용할 수 있었다. 음향해석에 대한 격자와 경계조건을 생성해야 한다. PML(Perfectly Matched Layer) [19] 은 반사의 영향을 무시하기 위함으로 즉, 완전 흡수 가정 (흡음재: anechoic termination) 역할을 한다. 양쪽 입구, 출구 단에 이러한 경계조건을 부여함으로써, 오리피스에 대한 특성만 해석할 수 있다. 음향해석의 경계조건은 아래의 Table 4 와 같다.

Table 4. Boundary condition for acoustic analysis

Total element	28,870
Fluid	Air
Sound of speed	343 [m/s]
Source	$p_b = 1[Pa] \cdot e^{-ikx}$ $u_b = -\frac{1}{i\omega\rho_0} \frac{\partial p_b}{\partial x}$
Rigid wall	Slip except orifice (no slip)
PML	Both ends of the duct
All boundary	Adiabatic

해석 결과에 대한 정확도를 높이기 위해, 벽면과 난류에 의해 와류가 생성되는 부근에 격자의 구성을 집중시켜 해석을 진행하였다. 전부 정렬 격자를 사용하였으며, 파장의 길이당 7개의 절점이 들어가도록 생성하였다. 또한, 와류 부근에는 음향파장에 마하수를 곱한($\lambda_{vortex} = \lambda_{acoustic} Ma$) 격자를 생성하여 정밀도를 높였다. 총 형성된 요소수는 약 2.8만개이다. 음향해석시 사용한 이산화(Discretization)는 Lagrange Cubic 으로 해석을 진행하여 해석의 정밀도를 높였다.

음파의 전파속도는 유동해석에서 진행한 1 기압, 온도 20℃일 때 기준으로 설정하여 343 [m/s]이다. 유동해석에서는 벽면에서 모두 no slip 경계조건을 부여하였지만, 음향해석에서는 음향의 전파이기 때문에 점착 조건에 대한 영향을 고려하지 않고 오리피스를 제외한 벽면에 slip 조건을 부여하여 해석시간을 단축시킬 수 있었다.

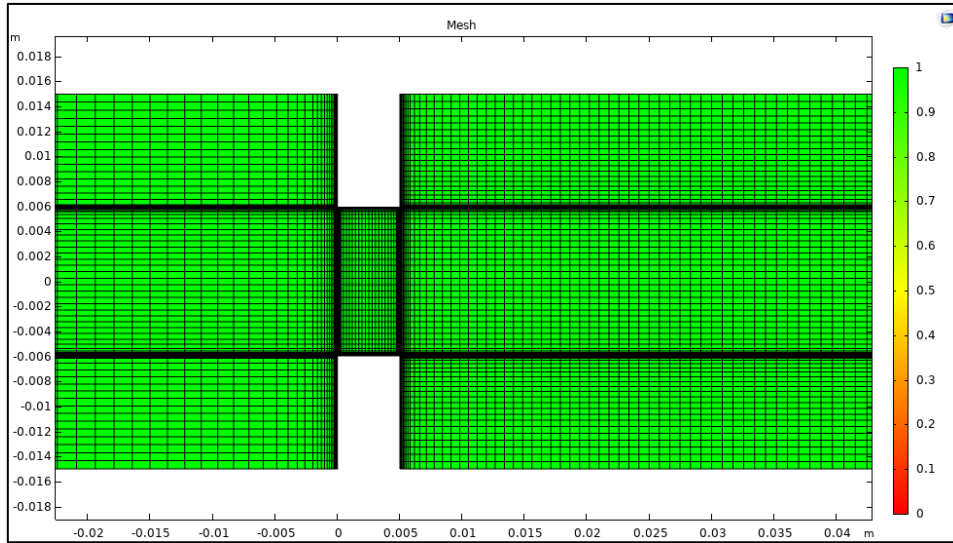


Figure 14 Acoustic mesh

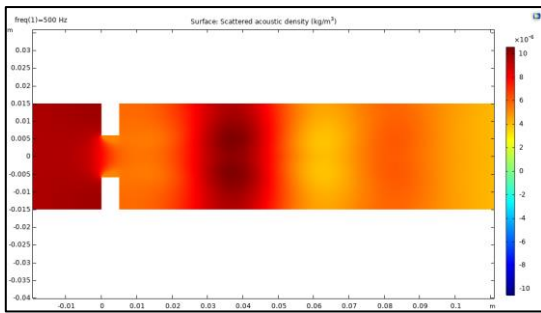
Figure 14 는 음향해석에서 사용된 격자를 나타낸 그래프이다. 와류가 생성되는 부근에 조밀하게 생성하였으며, 오리피스에 좀 더 집중적으로 격자를 생성하였다. Table 5 는 음향해석에 대한 격자정보를 나타낸다.

Table 5 Acoustic mesh information

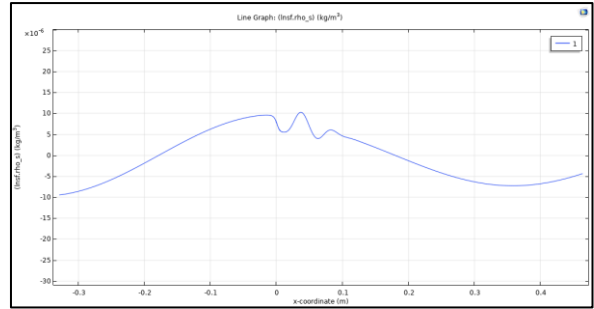
Mesh vertices	28,870
Quad elements	28,367
Edge elements	2,173
Vertex elements	36
Average element quality	1.0
Element area ratio	2.564E-4

3.2.3 음향해석 결과

Figure 15~17 는 upstream 에서 가진하였을 경우, 500Hz 부터 1,000Hz 간격으로 나타내어 주파수 변화에 따라 유동해석에 나타난 와류의 영향이 음향해석에서 어떻게 나타나는지 확인하기 위함이다. 왼쪽 그래프는 2D contour, 오른쪽 그래프는 centerline 에서 나타낸 그래프이다.

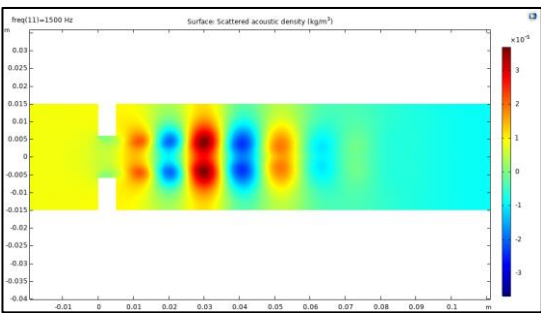


(a) 2 D contour around orifice

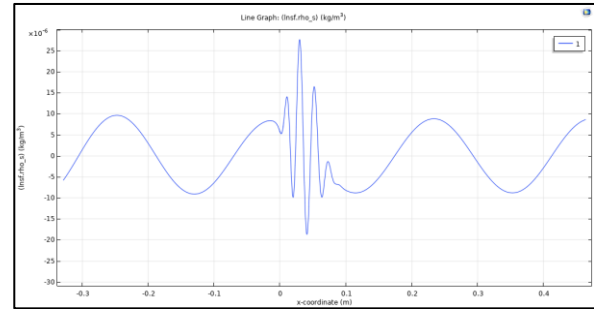


(b) Center line of the duct

Figure 15. Perturbed density at 500Hz

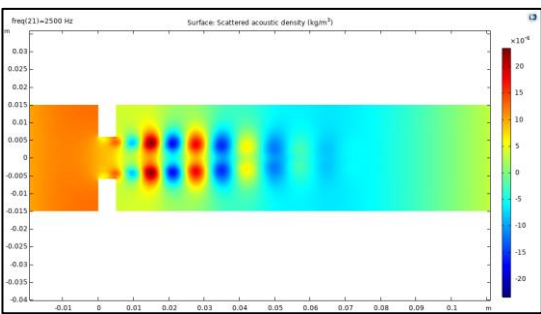


(a) 2 D contour around orifice

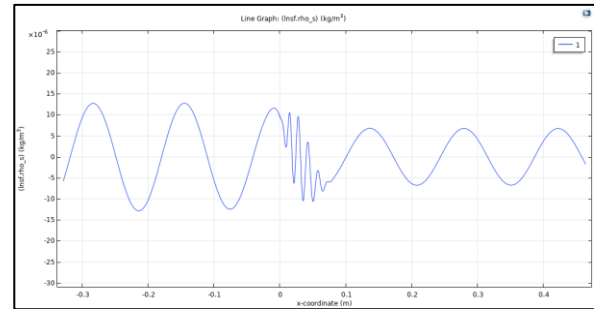


(b) Center line of the duct

Figure 16. Perturbed density at 1,500Hz



(a) 2 D contour around orifice



(b) Center line of the duct

Figure 17. Perturbed density at 2,500Hz

2-D contour 를 통해 음향의 전파에 대해 와류가 어떤 영향을 주는지 확인할 수 있다. 500Hz 에서는 파장의 길이가 크기 때문에 와류의 영향이 비교적 적게 나타나지만, 주파수가 증가할수록 파장의 길이가 감소함에 따라 와류의 영향이 더 많이 표현되는 것을 확인할 수 있었다. Centerline 그래프로 확인하면 와류의 영향을 더 자세히 확인할 수 있다. 먼저 upstream 부근에서 오리피스에 의한 반사로 인한 정재파가 형성되는 것이 확인할 수 있으며, downstream 에 와류가 생성되는 부분에서는 파장의 길이가 줄어들어 특정구간에서 더 많은 파장이 생기는 것을 확인할 수 있다. 여기서 나타난 형상이 와류 영향에 의한 불안정한 구간이라 할 수 있다. 크기를 보면, 500Hz 에서는 upstream 에서 발생하는 파장보다 약간 크지만, 1,500Hz 그래프에서는 upstream 의 파장보다 확연하게 커지는 것을 확인할 수 있다. 또한, 2,500Hz 에서는 다시 upstream 에서 발생하는 파장보다 작게 나타나는 것을 확인할 수 있다. 하지만 이 구간이 소음이 발생하는지에 대해서는 파장의 전파만으로는 명확하게 단정짓기에는 어려움이 있다. 그 이유는 한 중심선에 대한 결과이기 때문에, 정확하다고 판단하기는 어렵다.

3.3 오리피스 특성 분석 및 휘슬링

오리피스의 특성을 분석하는 방법으로, 오리피스를 별도의 소음원으로 처리하는 방법과 오리피스 주위를 하나의 음향 요소로 보고 처리하는 방법으로 나눌 수 있다. 여기에서는 오리피스에서 발생한 와류가 덕트에 영향을 미치는 천이(transition) 구간 까지를 오리피스의 음향요소로 치환하고, 정상상태의 upstream 과 downstream 사이의 음향학적 특성(산란 행렬)만을 고려하였다.

이 산란 행렬을 수치적으로 계산하기 위하여, 실험적으로 구할 수 있는 방법 [11]을 모사하여 덕트 양끝단에서 가진한 후 비선형 최소 제곱법과 평면파 분해법을 통하여 입사파와 반사파의 위상과 크기를 구하였다. 또한 이 산란 행렬을 이용하여 휘슬링의 발생 가능성을 예측할 수 있는 판단 기준에 대하여 소개하였다.

3.3.1 산란 행렬



$\hat{p}_{i\pm}$: Density perturbation, \pm propagation direction, 1,2 Up and downstream

Figure 18. Two port system of acoustic element

Two port system의 음향적 특성을 구하기 위해서는 여러가지의 방법이 사용되고 있다. 주로 사용되는 방법은 전달 행렬(transfer matrix) 과 산란 행렬이 있으며, 입구 쪽에 음압 가진을 하였을 경우 나타나는 출력 값, 즉 음향 요소에 대한 미지수를 구하는 방법이다. 전달행렬은 음압 및 체적속도 2개의 변수 값을 이용하여 계측하고, 산란행렬은 음압, 밀도, 체적속도 중 하나의 변수값을 이용하여 Two port system에서 음향적 특성을 나타내는 행렬이다. 전달 행렬과 산란 행렬은 나타내는 방식과 계산방법은 다르지만 같은 결과 값을 나타내는 것을 증명하였다[7].

본 연구에서는 음향해석을 수치해석적으로 진행하였기 때문에 2개의 변수를 이용하는 것 보다 1개의 변수를 이용하는 것이 훨씬 더 효율적이기 때문에 산란 행렬을 사용하는 것이 더 용이하고 간단하게 구할 수 있다. (Figure 18 참조) 기본적인 가정은 각 음향

요소는 선형 및 시불변으로 가정하고, 평면파로 가진을 진행하였으며, 산란 행렬 정의는 아래와 같다.

$$\begin{pmatrix} \hat{\rho}_{2+} \\ \hat{\rho}_{1+} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} T^+ & R^- \\ R^+ & T^- \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \hat{\rho}_{1-} \\ \hat{\rho}_{2-} \end{pmatrix} \quad (3.7)$$

투과계수와 반사계수는 기본적으로 입사파에 대한 투과파와 반사파의 비로 나타낼 수 있다.

$$T(\text{투과계수}) = \frac{\text{투과파}}{\text{입사파}}, \quad R(\text{반사계수}) = \frac{\text{반사파}}{\text{입사파}} \quad (3.8)$$

식 (3.3.6)을 전개하여 투과계수와 반사계수를 구하면 아래와 같다.

$$\hat{\rho}_{2+} = T^+ \hat{\rho}_{1-} + R^- \hat{\rho}_{2-} \quad (3.9)$$

$$\hat{\rho}_{1+} = R^+ \hat{\rho}_{1-} + T^- \hat{\rho}_{2-} \quad (3.10)$$

Upstream에서 가진하였을 경우는 양쪽 끝 단에 PML(완전흡수가정) 경계조건을 부여하였기 때문에 $\hat{\rho}_{2-}$ 에 대한 값은 PML에 의해 0이 된다.

$$T^+ = \frac{\hat{\rho}_{2+}}{\hat{\rho}_{1-}}, \quad R^+ = \frac{\hat{\rho}_{1+}}{\hat{\rho}_{1-}} \quad (3.11)$$

이 식을 이용함으로써, 식(3.8)과 (3.11)의 관계를 이용하여 two port model 에서 투과계수와 반사계수를 구하여 음향적 특성을 구할 수 있게 된다. T^+ 는 upstream 에서 downstream 가는 투과계수, R^+ 는 upstream 에서 반사계수를 의미한다. downstream 에서 가진 하였을 경우는 식(3.11)와 같이 $\hat{\rho}_{1-}$ 에서 0 이 되기 때문에 식 (3.12)와 같이 된다. T^- 은 downstream 에서 upstream 가는 투과계수, R^- 는 downstream 의 반사계수를 의미한다.

$$T^- = \frac{\hat{\rho}_{1+}}{\hat{\rho}_{2-}}, \quad R^- = \frac{\hat{\rho}_{2+}}{\hat{\rho}_{2-}} \quad (3.12)$$

3.3.2 양방향 가진법

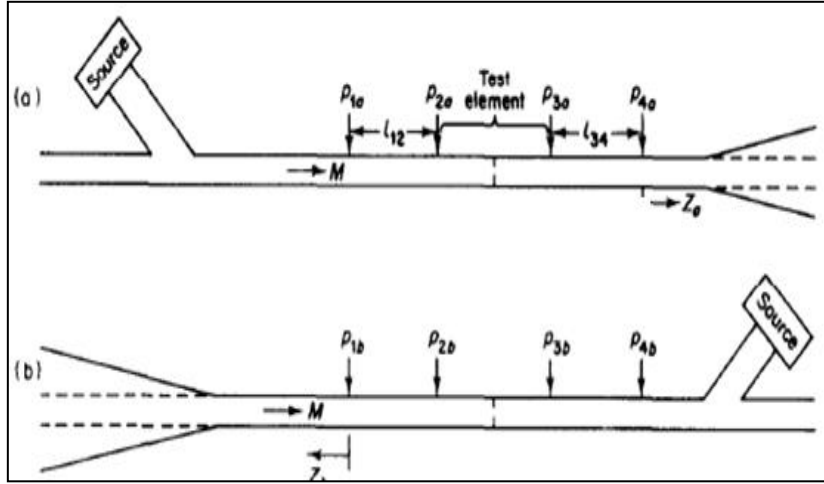
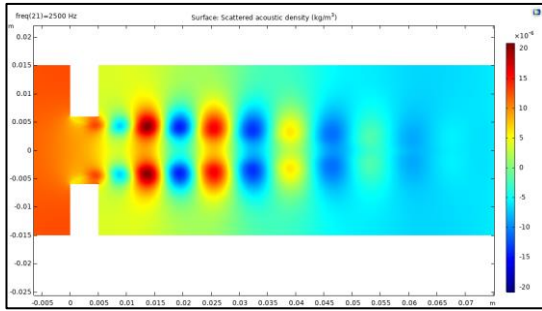


Figure 19 Two source location method [7]

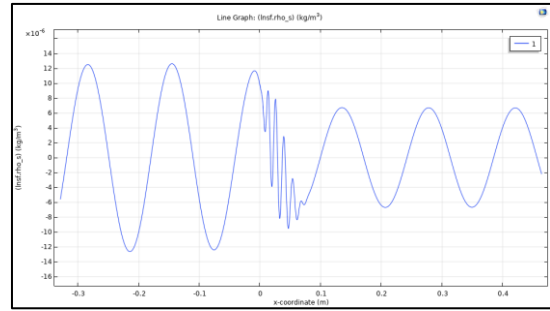
Figure 19 는 실제 실험에서 사용되는 방법을 나타낸 그림이다. Figure 19(a)는 upstream 에서 가진하고 4 개의 microphone 을 이용하여 각 위치에 대한 데이터 값을 취득하고, Figure 19(b)는 같은 방법으로 downstream 에서 가진하여 데이터에 대한 값을 얻는다. 총 8 개의 위치에 대한 데이터를 이용하여 산란 행렬의 요소를 구함으로써, 음향적 특성을 구한다. 하지만 본 연구에서는 시뮬레이션을 통해 해석을 진행하였으므로, 양방향 가진에 대한 산란행렬을 나타내면 식 (3.13)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{bmatrix} T^+ & R^- \\ R^+ & T^- \end{bmatrix} = \begin{pmatrix} \hat{\rho}^{Up}_{1-} & \hat{\rho}^{Down}_{1-} \\ \hat{\rho}^{Up}_{2-} & \hat{\rho}^{Down}_{2-} \end{pmatrix}^{-1} \begin{pmatrix} \hat{\rho}^{Up}_{2+} & \hat{\rho}^{Down}_{2+} \\ \hat{\rho}^{Up}_{1+} & \hat{\rho}^{Down}_{1+} \end{pmatrix} \quad (3.13)$$

식(3.13)의 Up, Down은 가진 방향을 의미한다. 이로써, 산란행렬의 역행렬을 구하여 upstream과 downstream에 관한 투과계수 및 반사계수를 구할 수 있다. 양 방향 가진으로 simulation을 한 결과는 아래와 같다.

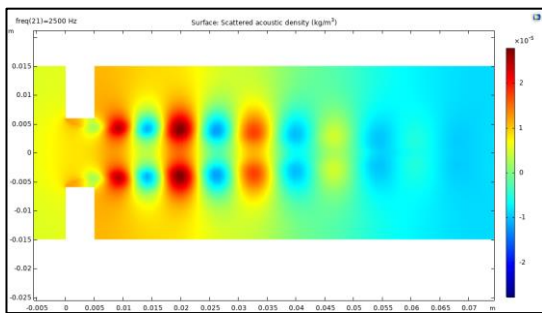


(a) 2 D contour around orifice

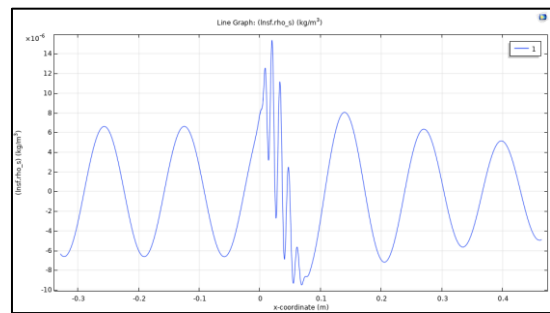


(b) Center line of the duct

Figure 20. Upstream source



(a) 2 D contour around orifice



(b) Center line of the duct

Figure 21. Downstream source

Figure 20은 upstream에서 가진한 경우, Figure 21은 downstream에서 가진한 경우를 나타내는 그래프이다. 각각 그래프는 가진 위치에서 오리피스에 대한 반사파 영향에 의해 중첩되는 정재파가 나타나는 것을 확인할 수 있다.

3.3.3 비선형 최소 제곱법과 평면파 분해법

배관계의 한쪽에서 입사파로 가진하면 덕트를 따라 전파되다가 오리피스와 같은 임피던스 불일치 지점에서, 그 지점을 통과하는 투과파와 입사파와 반대방향으로 반사파가 발생하게 된다. 이러한 배관계내의 음향 특성을 알기 위해서는 upstream, downstream 에서의 입사파, 투과파, 반사파 각각에 대한 크기 및 위상을 알아야 한다. 비선형 최소 제곱법을 사용하여 전파되는 평면파의 크기, 위상 및 파수를 결정하였으며, 시뮬레이션을 통해 얻어지는 파는 입사파와 반사파의 합이 되고, 식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\hat{\rho} = \hat{\rho}_+ + \hat{\rho}_- , \hat{u} = \hat{u}_+ + \hat{u}_- \quad (3.14)$$

전파하는 평면파로 나타내면 다음과 같다.

$$\hat{\rho}(x) = \hat{\rho}_+ e^{i\phi_+ + ik_+x} - \hat{\rho}_- e^{i\phi_- - ik_-x} \quad (3.15)$$

ϕ 는 위상을 의미하며, k_+ 는 positive 방향의 파수, k_- 는 reflective 방향의 파수를 의미한다. x 는 방향을 의미한다. RANS 에 대한 perturbation 의 값이므로 밀도에너지에 대한 위상값은 일정하며, 미지수는 4 개이다. 시뮬레이션을 통해 구한 각 위치에 대한 밀도 값을 알고 있기 때문에, upstream, downstream 에서 간격 0.02 로 100 개의 위치의 평균값을 구할 수 있다. 정확도를 높이기 위해 초기값을 설정해야 하며, 식으로 나타내면 아래와 같다.

$$|\hat{\rho}_+|e^{i\phi} = \frac{e^{-ik_+x}}{k_+ + k_-} (k_- \hat{\rho}(x) + i \frac{d\hat{\rho}(x)}{dx}) \quad (3.16)$$

$$|\hat{\rho}_-|e^{i\phi} = \frac{e^{-ik_+x}}{k_+ + k_-} (k_+ \hat{\rho}(x) - i \frac{d\hat{\rho}(x)}{dx}) \quad (3.17)$$

$$k_{\pm} = \frac{\omega}{c_{\pm} u_0} \quad (3.18)$$

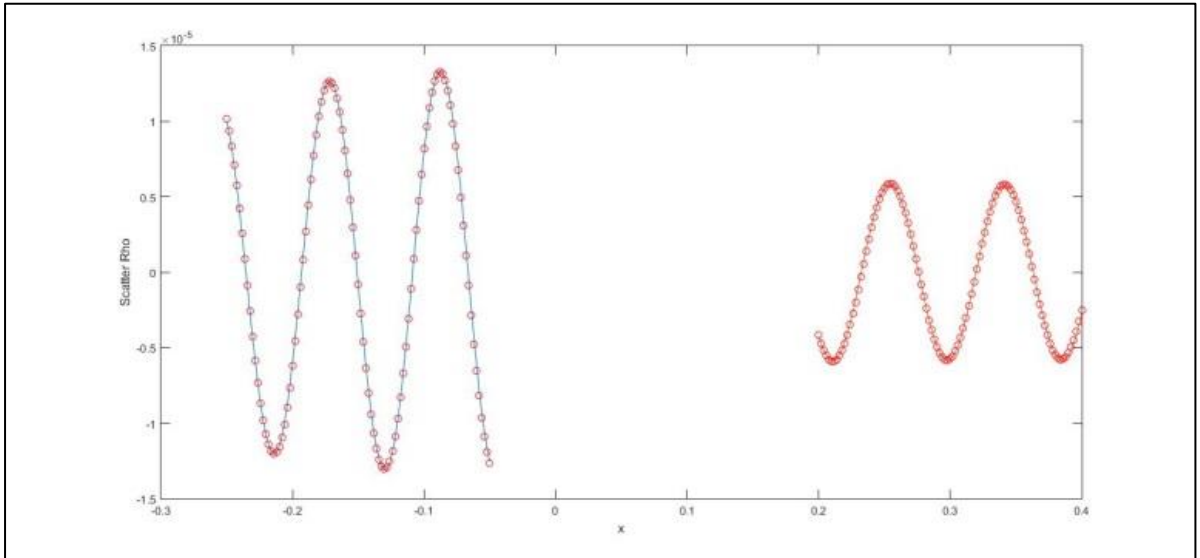


Figure 22. Nonlinear least square curve fitting for upstream source

Figure 22는 upstream 에서 가진하였을 경우의 비선형 최소 제곱법에 대한 결과이다. upstream 에서의 평균 밀도를 구한 위치는 $-0.2 < x < -0.4$ 이며, downstream 에서 구한 위치는 $0.2 < x < 0.4$ 이다. 평균밀도를 구하기 위해 한 가지 유의해야 할 사항은 와류의 영향을 피해야 한다는 것이다. 와류영역 음향해석을 할 경우, 변동이 심하고 파장에 대해 영향을 주기 때문에 부정확한 주파수 결과값이 발생하기 때문이다. 비선형 최소 제곱법에서 구한 결과를 이용하여, 입사파($\widehat{\rho}_+ e^{i\phi_+} e^{ik_+x}$)와 반사파($\widehat{\rho}_- e^{i\phi_-} e^{-ik_-x}$)에 대한 값을 분해하면 다음과 같다.

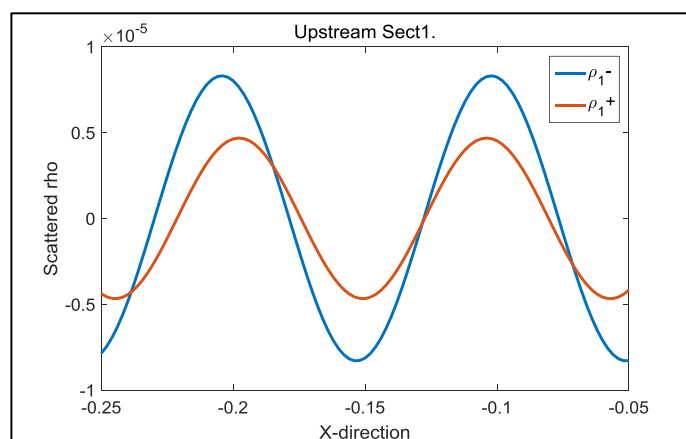


Figure 23. Planewave decomposition of upstream (upstream source)

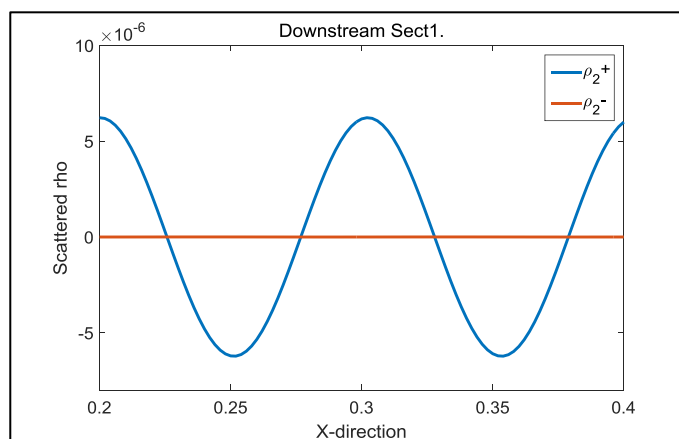


Figure 24. Planewave decomposition of downstream (upstream source)

Figure 23과 24는 upstream 가진시 평면파로 분해한 결과이다. Upstream 에서는 입사파와 반사파를 확인할 수 있으며, downstream 에서는 투과파와 PML 경계조건에 의해 끝단에서 반사가 일어나지 않는 것을 확인할 수 있다.

3.3.4 휘슬링 가능성

입사파는 파동에너지로 볼 수 있으며, 산란행렬의 고유치 값을 이용하면 에너지에 대한 최대, 최소의 출력값을 볼 수 있기 때문에 이를 이용하여 음향요소가 자체적으로 증폭을 하는지 하지 않는지 확인할 수 있다. 이 방법은 열역학 제1법칙과 2법칙으로 입사되는 에너지와 나오는 에너지는 평형을 이루어야 하며, 특정 경우에서 에너지의 전환이 발생하는 것을 이용하는 것이다. 즉 에너지의 변형을 이용하는 것이다. 만약, 변형이 발생하지 않는다면 입사되는 에너지 밀도의 양은 나오는 에너지 밀도의 양보다 같아야 한다. 에너지의 밀도에 대한 산란 행렬과 그 전치 행렬(Hermitian transpose)의 곱은 파워로 볼 수 있으며, 고유치의 최대값과 최소값은 입사파위에 대한 출력이 된다. 입사되는 양을 1로 평준화한 다음, 투과계수와 반사계수에 대한 에너지 평형식은 다음과 같다.

$$\begin{pmatrix} 1 \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} T^+ & R^- \\ R^+ & T^- \end{bmatrix} \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \end{pmatrix} \quad \text{where, } (T+R=1, T^+ = T^-, R^+ = R^-) \quad (3.19)$$

$$\begin{bmatrix} T^+ & R^- \\ R^+ & T^- \end{bmatrix} \rightarrow \text{eig} \left(\begin{bmatrix} T & 1-T \\ 1-T & T \end{bmatrix} \right) \rightarrow \begin{bmatrix} 1 \\ 4T^2 - 4T + 1 \end{bmatrix} \quad (3.20)$$

식 (3.19)은 upstream, downstream 에서 가진을 하였을 경우 해당하는 투과계수와 반사계수가 같다는 의미를 하고 있으며, 식 (3.20)는 복소수에 대한 함수가 아닌 경우로 유도를 진행하여 입사파의 양에 대한 에너지의 소산을 나타내고자 한다. 입사 파워에 대해, 파워의 소산되는 양을 나타내는 식은 다음과 같다.

$$\zeta_{max} = 1 - \lambda_{min}, \zeta_{min} = 1 - \lambda_{max} \quad (3.21)$$

여기서 1 은 입사되는 양을 의미하며, λ_{min} , λ_{max} 는 출력되는 최대, 최소를 각각 나타낸다. 식 (3.20)에 의해 입사되는 양으로부터 소산되는 양을 나타낼 수 있다. 식 (3.21)에 적용하여 나타내면 아래와 같다.

$$\zeta_{max} = 1, \zeta_{min} = 0 \quad (3.22)$$

다른 부등호 형식으로 표현하면 다음과 같다.

$$0 \leq \frac{\rho_{in} - \rho_{out}}{\rho_{in}} \leq 1 \quad (3.23)$$

ρ_{in} : 입사 음향 파워, ρ_{out} : Scattered 된 음향 파워

이를 통해, 입사파를 1 로 정규화시켰을 경우, 에너지 변형이 일어나지 않았을 경우에는 최대 출력은 입사되는 양이 넘지 않는 것을 식을 통해 확인할 수 있었다. 하지만, 에너지 평형은 에너지가 새로 생기거나 없어지지 않는 의미를 갖지만 에너지의 형태는 변화할 수 있다. 변화하는 의미를 나타내는 것을 exergy 라고 하며, 이 항을 이용하여 음향요소에 대해 증폭을 하는지 알아볼 수 있다. 만약 식 (3.23)에 대해 입사한 양보다 출력한 양이 많아지게 되면 음수 부근에 생기게 된다. 즉, $\zeta_{min} \geq 0$ 의 의미는 출력된 음향파워가 입사파워보다 작다는 의미가 된다. $\rho_{out} \leq \rho_{in}$ 의 의미를 가지게 되며 휘슬링이 발생하지 않게 된다. $\zeta_{min} < 0$ 이 되면 출력된 음향파워가 입사파워보다 크다는 의미가 된다. 그러면 전이 현상에 의한 에너지 증폭을 나타나게 되며, 휘슬링이 발생한다는 의미를 가지게 된다. 이를 활용하여, two port system 에 적용되어 있는 단순 확장관이나, 오리피스, 밸브 등에 관한 음향에 대한 특성을 나타낼 수 있다. 위의 설명을 식으로 표현하기 위해 식(3.21)을 식(3.24)으로 나타낸다.

$$\zeta_{max,min} = E - eig(S_e^* S_e) \quad (3.24)$$

E : Unit matrix, S_e : 산란행렬

즉, 투과계수와 반사계수의 합이 1 이 아닌 exergy 에 의해 변형되면 음향 출력이 최대 최소가 0 과 1 이 되지 않으므로, 식 (3.23)을 식 (3.25)로 나타낸다.

$$\zeta_{min} \leq \frac{\rho_{in} - \rho_{out}}{\rho_{in}} \leq \zeta_{max} \quad (3.25)$$

4. 해석 방법 검증 및 검토

실제 선박의 오리피스에서 발생하는 휘슬링 주파수 예측과 휘슬링 가능성 검토 방법에 대하여 실험으로 진행하기에는 많은 비용과 실험 장비가 필요하기 때문에 어려움이 있다. 여기에서는 실제 실험계측 데이터가 있는 문헌[11]에 있는 오리피스에 형상과 경계조건을 적용하여 해석 방법을 검증한 후, 실제 선박에 적용하고자 한다.

4.1 이론해와의 비교

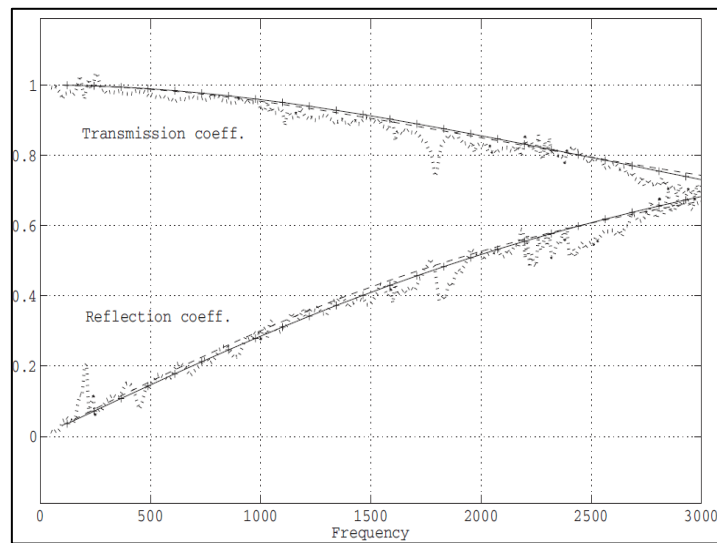


Figure 25. Transmission and Reflection coeff. ($Ma: 0$, $d/D: 0.53$, $t/D: 0.03$) [12]
- . Experiment data, - Simulation data, ---- Theory

Figure 25 는 참고문헌을 통해 유동이 흐르지 않을 경우에 나타난 이론과 실험 및 시뮬레이션에 대한 투과계수와 반사계수를 나타내는 그래프이며 비교적 잘 일치하는 것을 확인할 수 있다. 위 그림으로부터 투과계수와 반사계수가 피크점이 발생되지 않는 것과 투과계수에 대한 결과가 1 이 넘지 않는 것을 확인할 수 있다.

4.1.1 산란 행렬

다음으로는 휘슬링이 발생하는 오리피스[11]에 대한 투과계수와 반사계수에 대해 검토를 진행하였다. 3.2 장에서 해석한 음향해석의 결과에 대해, 평면파 분해법인 식 (3.15)에서 산란 행렬식 (3.13)를 적용하여 투과계수와 반사계수를 나타낸 그래프는 다음과 같다.

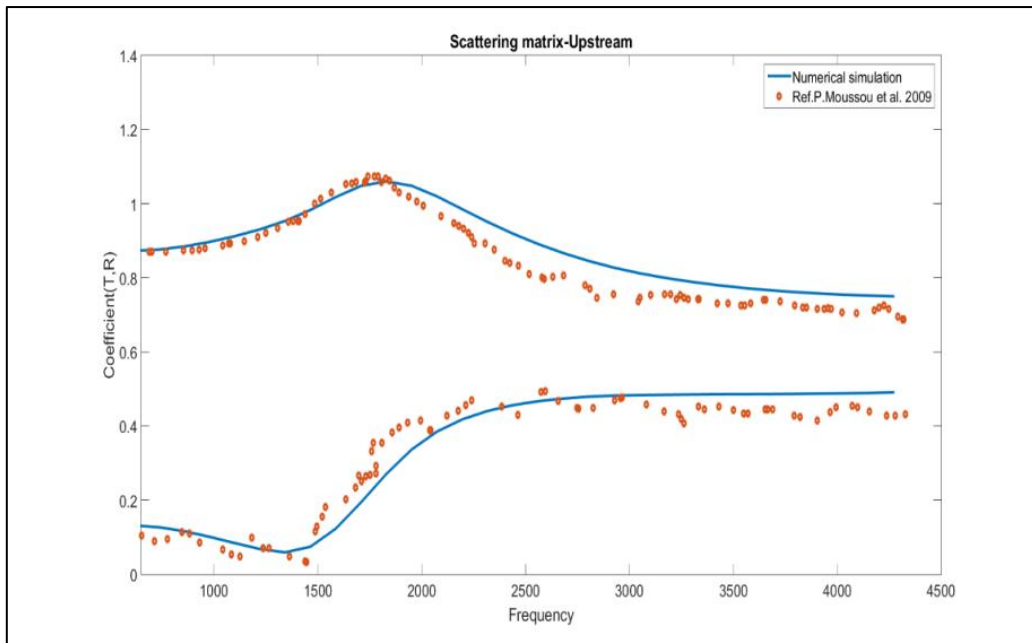


Figure 26. Scattering matrix of upstream (solid: simulation, circle: experiment)

Figure 26은 upstream에 대한 결과를 나타낸 그래프이다. 위에 나타난 그래프는 upstream에서 downstream으로 가는 투과계수를 나타내며, 밑에 나타난 그래프는 오리피스에서 의해 upstream으로 반사되는 반사계수를 나타낸 값이다. 점으로 표현된 것은 참고 문헌에서 구한 실제 계측 데이터를 나타내며 실선은 시뮬레이션 결과이다. 두 결과를 비교해보면, 피크점과 주파수 대역은 상당히 유사한 경향성을 나타내고 있음을 확인할 수 있다.

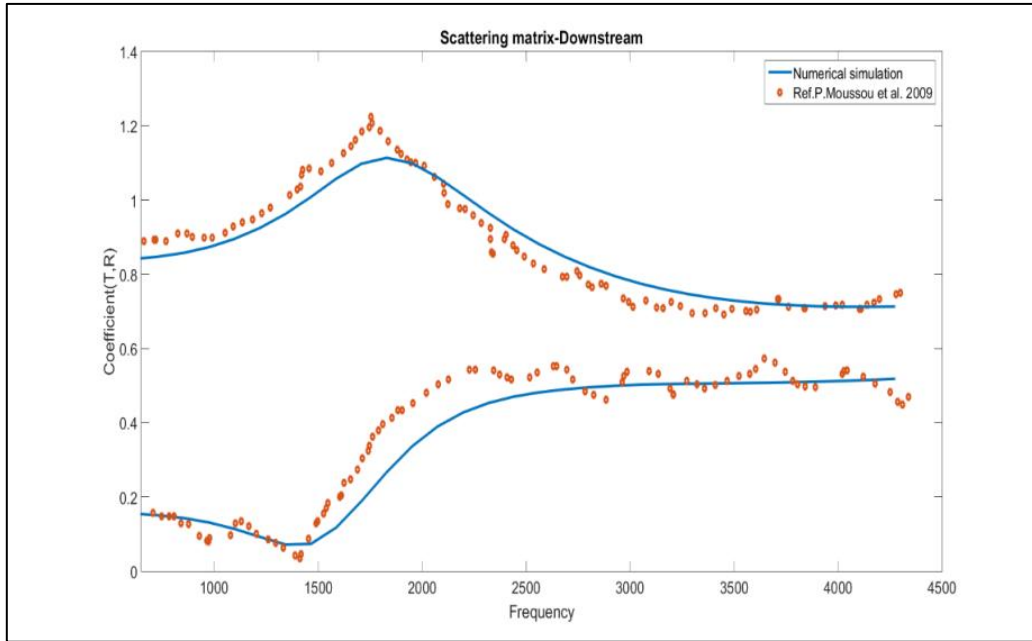


Figure 27. Scattering matrix of downstream (solid: simulation, circle: experiment)

Figure 27은 downstream 에 대한 투과계수와 반사계수의 특성을 나타낸 그래프이다. 실제 실험과 비교하였을 경우, 투과계수와 반사계수는 유사한 경향성을 나타내지만, 투과계수에 대한 값이 차이가 발생하는 것을 확인할 수 있다. 차이가 발생하는 이유는 실제 실험에서는 완전흡수 가정이 외부 조건에 의해 완벽하지 않았을 수 있으며 음향해석시 벽면(오리피스, 덕트 내벽)에 대하여 단열 조건 가정을 한 후, 시뮬레이션을 진행하였기 때문에 차이가 발생하는 것으로 예상된다.

4.1.2 휘슬링 가능성

다음으로는 산란행렬의 고유치 값을 통해 식 (3.23)을 적용하여 음향의 최대, 최소의 소산되는 항을 구하였다.

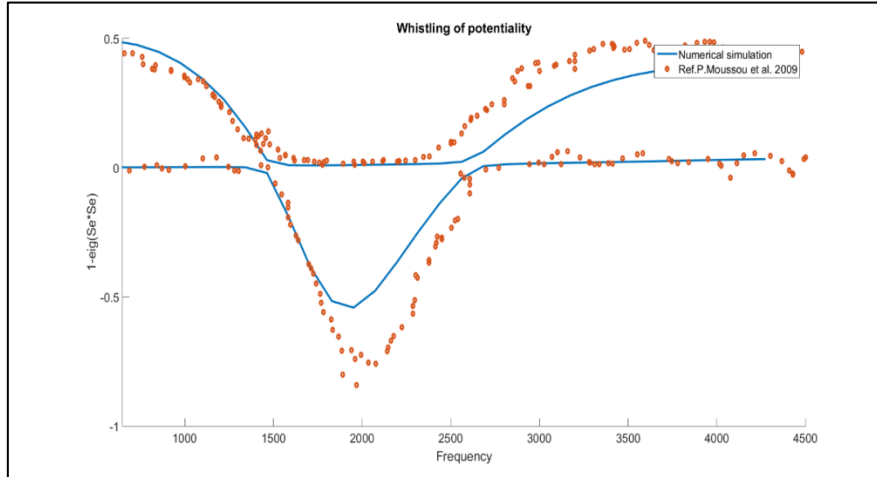


Figure 28 Comparison of whistling of potentiality with [11]

Table 6. Comparison of numerical simul. and [11]

	Frequency range (Hz)	Peak (Hz)	Minimum
Numerical simul.	1,464~2,683	1,952	-0.55
[11]	1,429~2,700	1,960	-0.74

Figure 28은 실험을 통해 나타난 결과와 수치해석을 진행한 결과 비교 그래프이다. Figure 28와 Table 6으로부터, 주파수 대역은 상당히 유사한 하게 나오지만 피크점의 최소 소산되는 양은 약 23%정도 적게 나오는 것을 확인할 수 있다. 이 결과는 유동해석의 영향과 산란행렬의 결과값에 대한 차이에 의해 발생하는 것으로 예상된다. 그러나 연구의 주 목적인, 휘슬링의 발생 가능성 여부와 주파수를 예측을 비교적 정확히 예측할 수 있으므로 본 해석 방법의 유효성이 확인되었다고 할 수 있다.

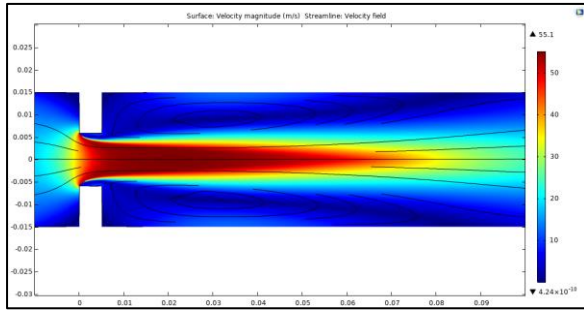
4.2 경계조건에 따른 검토

4.2.1 압축성, 비압축성에 따른 검토

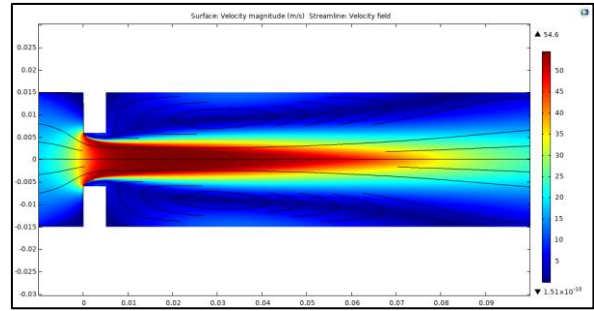
많은 연구에서 마하 수 0.3 이하는 비압축성 유동으로 가정하고 해석을 진행한다. 본 논문에서는 압축성 유동과 비압축성 유동을 각각 해석하여 음향해석에서 미치는 영향에 대해서 검토를 진행하였다. 압축성, 비압축성의 격자 수, 형상은 모두 동일하며, 비압축성 유동해석에 따른 초기조건 및 경계 조건은 다음과 같다.

Table 7. Incompressible analysis detail for the orifice

Flow assumption	Incompressible flow
Fluid property	Density: $1.2 [\text{kg}/\text{m}^3]$ μ : $1.83\text{e}-5 [\text{Pa}\cdot\text{S}]$
Inlet	Fully developed flow Averaged velocity: $14.5 [\text{m}/\text{s}]$
Outlet	Pressure: $1 [\text{atm}]$
Turbulent model	RANS ($k-\varepsilon$ model)
Wall	No slip
Wall function	Standard wall function



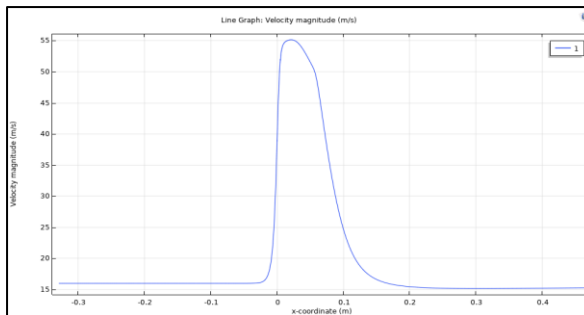
(a) Compressible



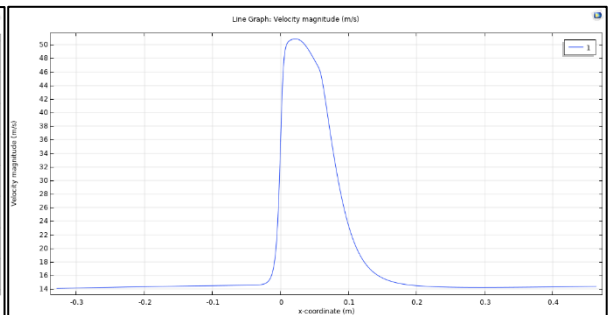
(b) Incompressible

Figure 29. Velocity around the orifice

Figure 29(a),(b)는 유속의 변화를 나타낸 contour 그래프이며, 압축성과 비압축성의 최대 유속의 차이를 확인할 수 있다. 좀 더 자세히 살펴보기 위해 덕트의 중심선에 대한 속도, 압력, 밀도, 음속에 대한 값만 출력하여 다음과 같이 나타냈다.



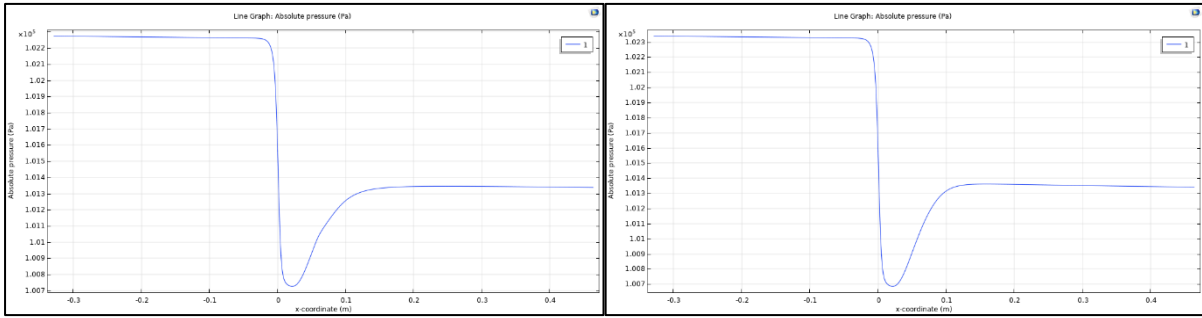
(a) Compressible



(b) Incompressible

Figure 30. Velocity at the centerline of the duct

Figure 30 은 중심선에서 변화하는 유속을 나타낸다. 최대 유속이 압축성 해석의 경우 55.1m/s, 비압축성의 경우 54.6m/s 로 약 0.5m/s(0.9%) 정도 차이가 나지만, x=0.2m 이후부터는 속도 변화가 줄어들면서 입구 유속으로 돌아가는 것을 확인할 수 있다. 또한, 입구단의 경계조건과 오리피스 형상이 같으면 reattachment 부근 지점이 유사한 것을 확인할 수 있다.

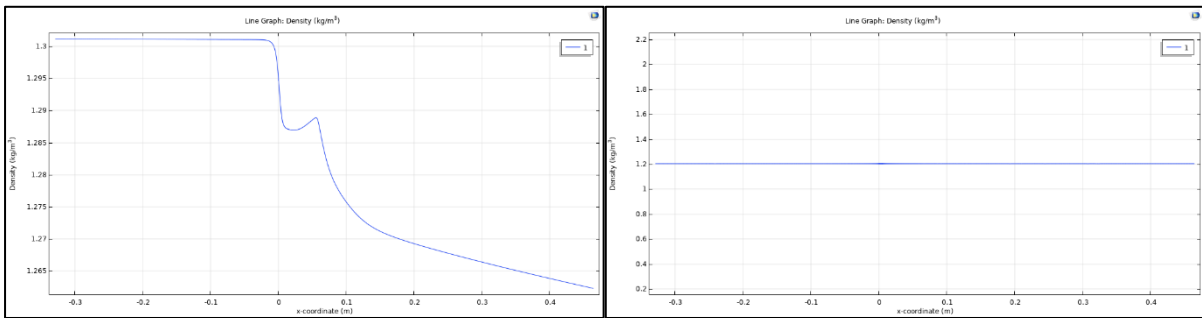


(a) Compressible

(b) Incompressible

Figure 31. Pressure at the centerline of the duct

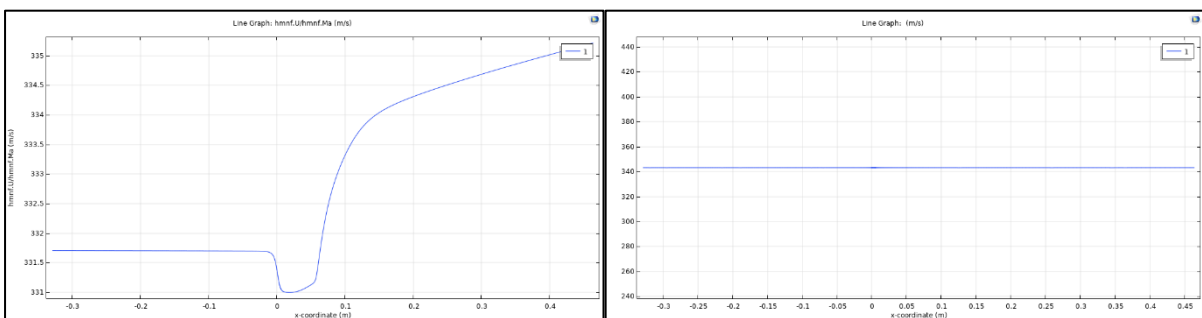
Figure 31 은 중심에서 변화하는 압력을 나타낸다. 압력 변화량은 압축성 유동 1,000Pa, 비압축성 유동 900Pa 변화하며 100Pa 정도 차이가 발생하는 것을 확인할 수 있다. 또한, inlet 에서의 압력이 100Pa 정도 차이가 발생하는 것으로 나타난다.



(a) Compressible

(b) Incompressible

Figure 32. Density at the centerline of the duct



(a) Compressible

(b) Incompressible

Figure 33. Sound speed at the centerline of the duct

Figure 32 와 33 은 각각 중심선에 대한 밀도와 음속을 나타내는 그래프이다. 압축성 유동은 밀도가 변화함에 따라 음속 또한 위치에 따른 변화가 발생하지만, 비압축성 유동의 밀도가 일정하기 때문에 음속 또한 일정한 값을 가지는 것이 확인된다. 자세히

확인해 보면, 압축성 유동과 비압축성 유동의 밀도와 음속의 값에 대한 차이가 발생하는 것이 확인된다. 이 값들을 이용하여 음향해석에 대해 어떤 영향을 주는지 확인하기 위해 산란 행렬과 휘슬링 가능성을 통해 비교하였다.

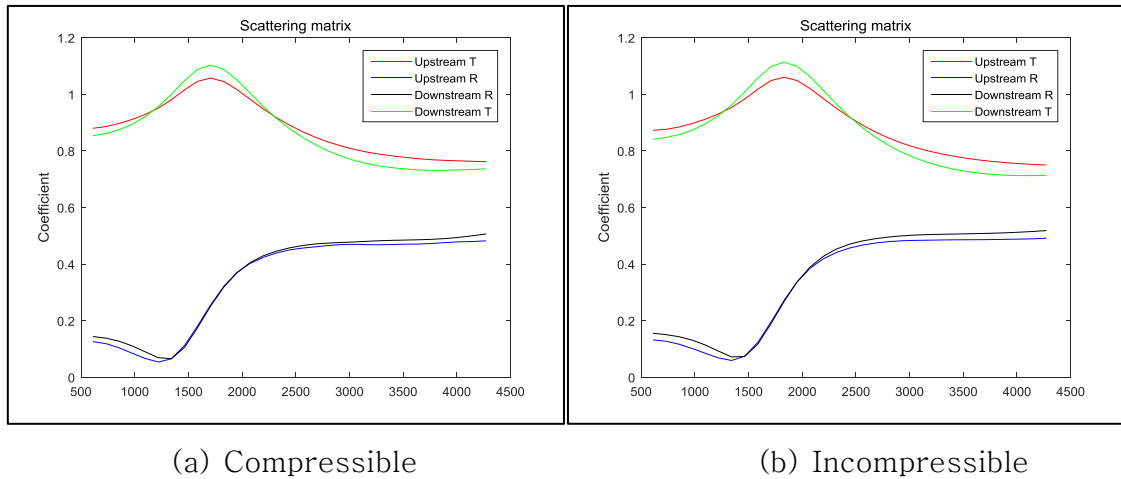


Figure 34. Comparison of scattering matrix – compressible, incompressible

Figure 34 는 산란 행렬에 대한 결과이며, 밀도, 유속, 압력, 음속 등 차이가 발생하지만 피크점 주파수 대역과 산란 행렬의 각 요소의 크기가 상당히 유사하게 나타나는 것을 확인할 수 있다.

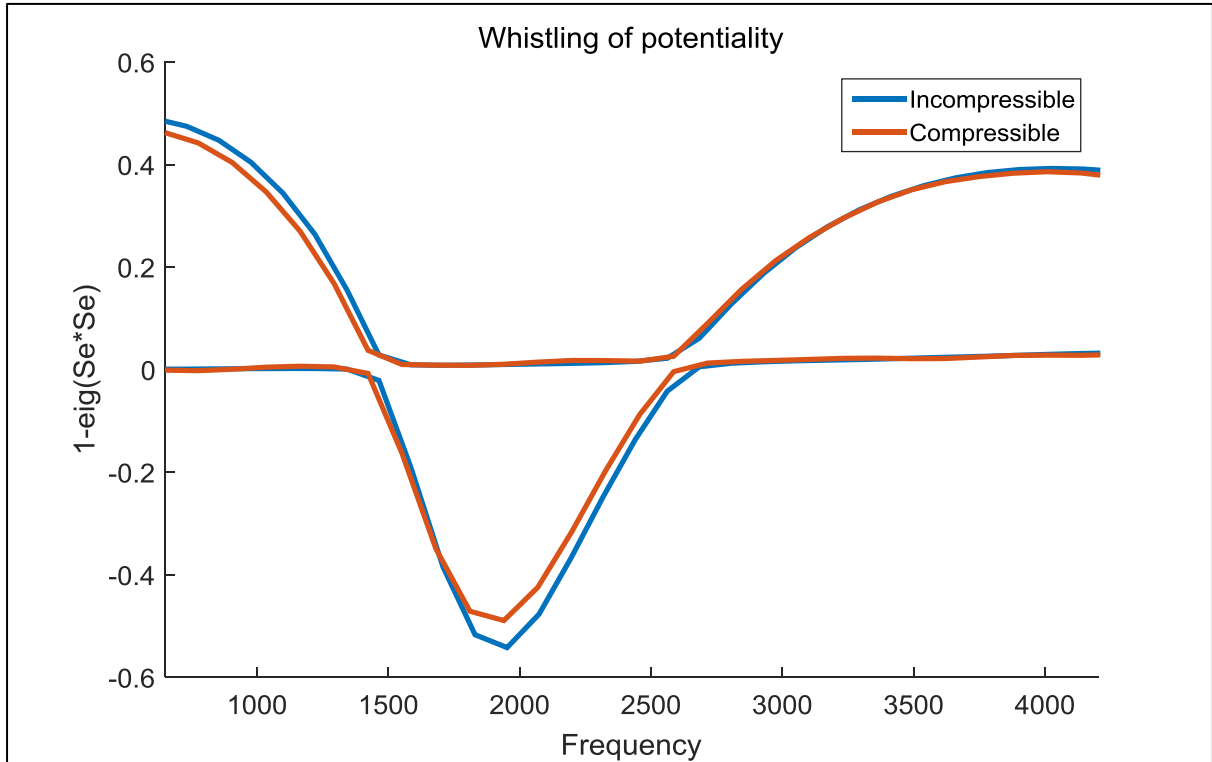
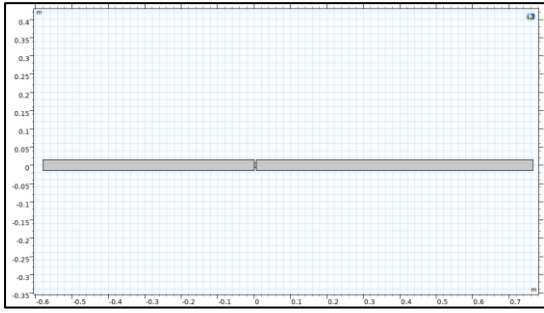


Figure 35 Comparison of whistling potentiality – compressible, incompressible

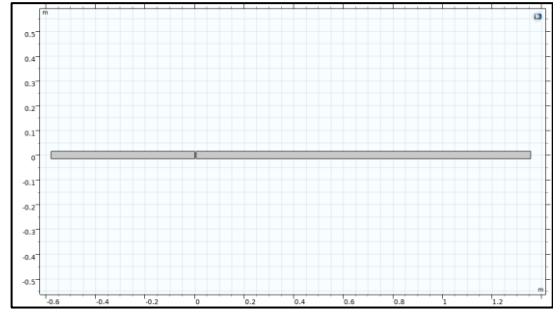
휘슬링 가능성에 대한 결과를 비교했을 경우, 결과에 대한 크기 값만 차이가 발생하며, 주파수 구간은 상당히 유사한 것을 확인할 수 있었다. 즉, 비압축성으로 가정할 수 있는 마하 수 0.3 이하일 경우에는 비압축성 유동으로 해석을 진행하여도 큰 차이가 발생하지 않는 것을 의미하게 된다.

4.2.2 Downstream 길이에 따른 검토

유동해석은 와류의 영향이 없는 구간까지 downstream을 충분히 길게 설정해야 하며, 음향해석에서는 길이에 따라 정재파의 크기가 변화하게 된다. 여기에서는 P.Testud [11]의 결과를 downstream의 길이에 따른 휘슬링 가능성에 대한 결과를 비교하여 해석 결과에 대한 영향을 비교하고자 한다. 25D의 mean density 측정구간은 0.2~0.4 각 0.002씩 구했으며, 45D의 mean density 측정구간은 0.7~0.9이며, 25D와 같이 각 0.002씩 구하여 해석을 진행하였다.

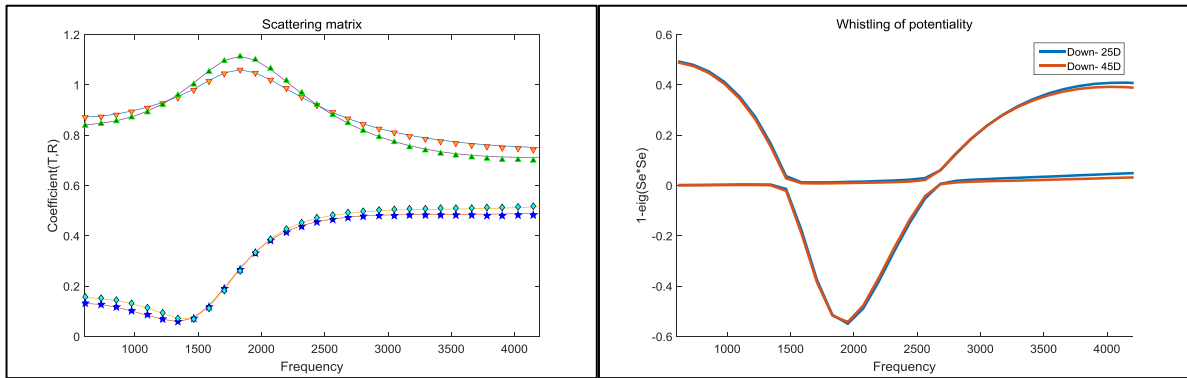


(a) 25D



(b) 45D

Figure 36 Total duct view



(a) Scattering matrix

(b) Whistling of potentiality

Figure 37 Effect by the downstream duct length

Figure 37(a), (b)는 산란 행렬과 휘슬링 가능성을 비교한 그래프이다. Figure 37(a)에서 길이 45D는 기호로 표현하였으며, 25D는 실선으로 나타내어 비교하였다. 그래프에 대한 결과를 비교해 보면, 차이가 거의 발생하지 않는 것을 확인할 수 있었다. 이는 PML 경계조건을 부여하였기 때문에, 끝단에서 반사가 발생하지 않기 때문에 음향해석 결과는 길이에 따른 영향이 발생하지 않는 것을 확인할 수 있다. 즉, 유동해석에서의 와류에 대한 영향을 고려하고, 안정화가 될 수 있게 downstream에 대한 길이를 설정을 진행하는 것이 적절함을 의미한다.

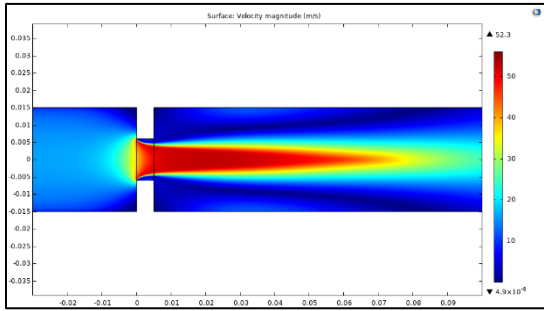
5 저감 방법 및 실선 적용

오리피스 유동 특성에(압력, 속도, 온도 등) 관한 연구[26-27]는 예전부터 많이 진행되어 왔다. 일반적으로 감압 성능을 높이기 위해 다중 오리피스 설치, 뒷단에 bevel을 적용하는 방법이 많이 사용되고 있다. 그러나 뒷단에 bevel 적용 방법은 압력강하의 성능은 높일 수 있지만, 와류의 불안정성 증가로 인한 소음발생 가능성이 높아지게 된다. 최근 10년 전부터 오리피스의 휘슬링에 관한 연구[9,11-12]가 진행되었으나, 실질적으로 제어하는 방안에 대해서는 연구가 많이 진행되지 않았다. 본 연구에서는 와류의 발생을 줄이기 위하여 오리피스 앞단에 bevel을 적용하고 시뮬레이션 해석을 통해 저감방법에 대한 검토를 진행하였다.

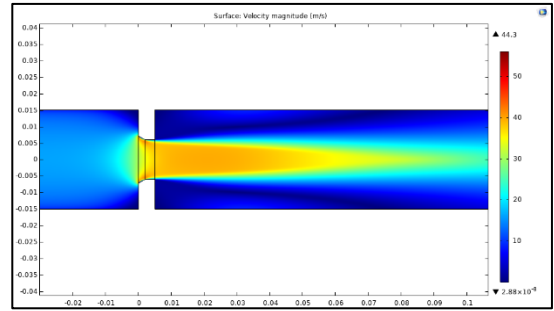
5.1 저감방법

5.1.1 Bevel 각도에 따른 영향

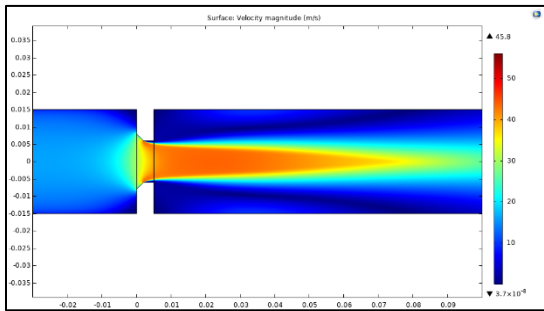
Bevel의 위치는 오리피스의 앞단이며, 각도는 10° , 30° , 45° , 60° 인 경우에 대하여 진행하였다. bt/t (bevel 깊이/오리피스 두께)비는 0.4로 모두 일정하게 부여하였다. 요소수는 287,360개로 모두 직사각형 요소이며, 오리피스 구간의 요소는 일정한 배수로 변경하여 요소를 생성하였다. 유동해석은 3.1장에서 사용한 경계조건을 사용하였으며, 음향해석 또한, 3.2장의 경계조건으로 진행하였다. bevel 각도를 변경한 것 이외에 모두 동일한 경계조건과 요소로 진행하였다. 유동해석에 대한 contour 그래프는 다음과 같다.



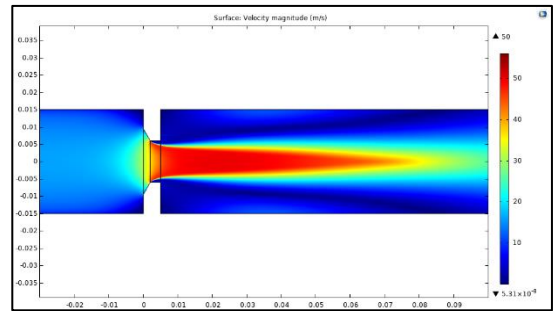
(a) bevel 10°



(b) bevel 30°



(c) bevel 45°



(d) bevel 60°

Figure 38 Velocity contour with bevel angle

Figure 38는 bevel 각도를 증가하며 나타낸 contour 그래프이다. 10° (52.3m/s)와 60° (50m/s)는 30° (44.3m/s)와 45° (45.8m/s)를 비교하였을 때, 유속이 비교적 빠른 것을 확인할 수 있다. 10° 와 같은 경우는 sharp edge와 형상이 거의 유사하기 때문에, Figure 10과 같은 결과가 발생하며, 60° 와 같은 경우는 bevel을 적용하였을 때 급격한 단면 변화로 인하여 유속이 증가하는 것을 확인할 수 있다.

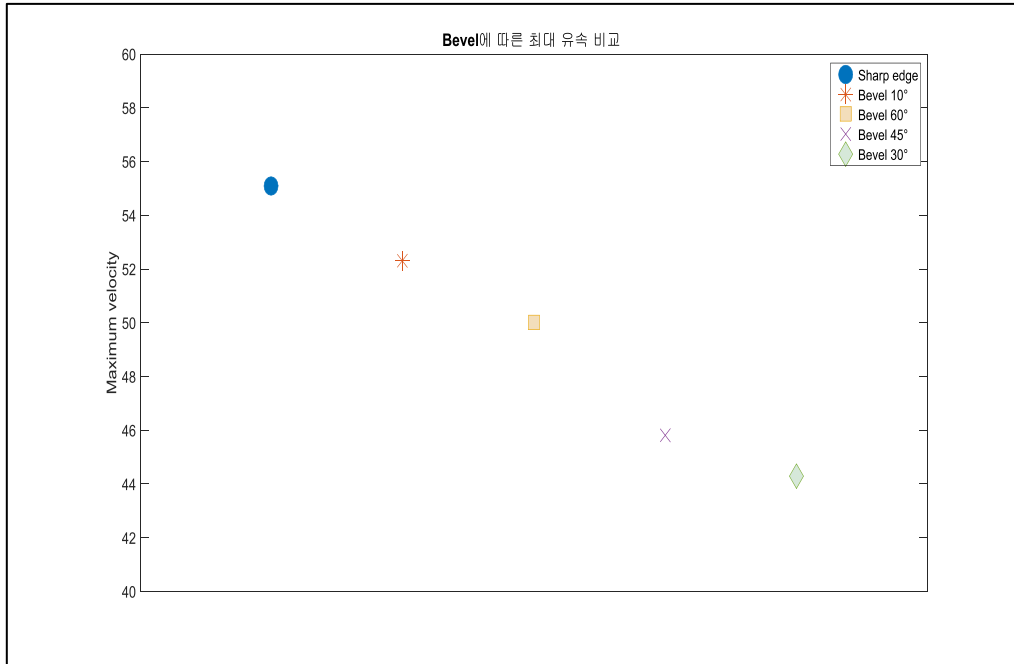
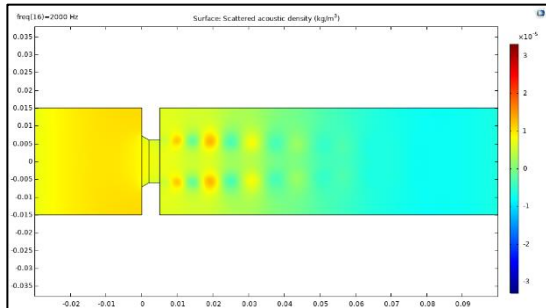


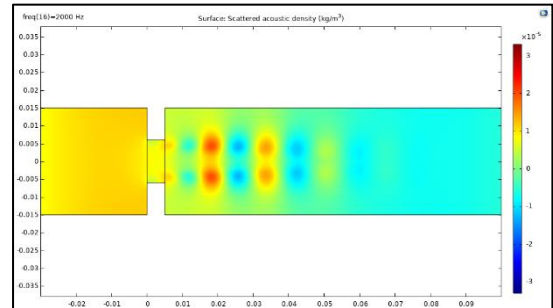
Figure 39. Maximum velocity with bevel angle

유동의 최대유속은, *sharp edge* > 10° > 60° > 45° > 30° 순이며, 감소되는 압력은 유사하다. 유동해석에 대한 결과는 sharp edge에서 10°의 bevel 효과를 주었을 경우 최대 유속에 대한 변화가 가장 작은 것을 확인할 수 있었으며 bevel의 깊이가 일정할 경우, 30°에서 최대 유속이 가장 낮게 나타나고 각도가 커짐에 따라 유속이 증가하는 것을 볼 수 있었다.

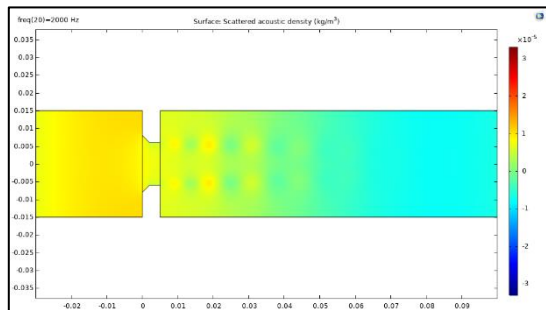
위의 유동해석 결과를 이용하여, 2,000Hz에 대한 음향해석을 진행한 결과는 다음과 같다.



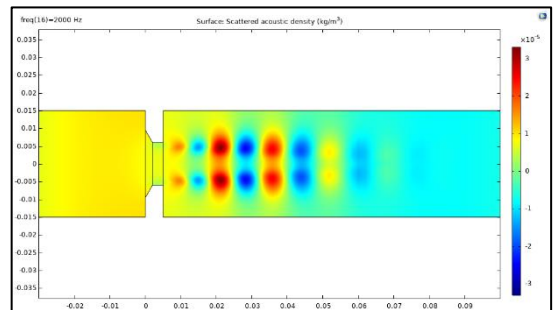
(a) bevel 10°



(b) bevel 30°



(c) bevel 45°

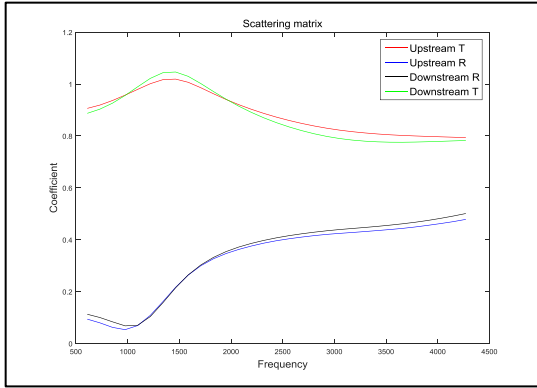


(d) bevel 60°

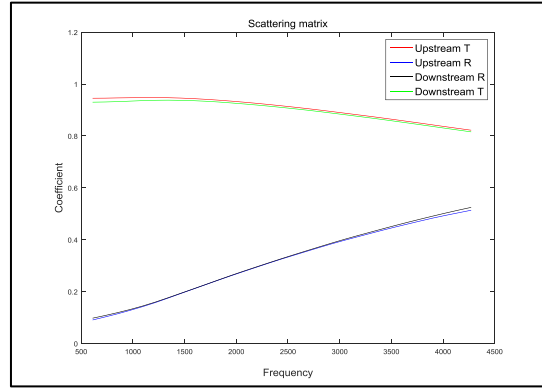
Figure 40. Perturbed density with bevel angle

Figure 40의 음향해석 결과로부터, 와류에 대한 영향은 45° 에서 가장 약하게 발생되는 것이 확인된다. 유동해석에서 최대 유속이 가장 낮은 경우는 30° 이지만 와류에 대한 음향해석에 대한 결과는 최대 유속에 대해 많은 영향을 미치는 것을 확인할 수 있지만, 완전히 일치하지 않음을 확인할 수 있다.

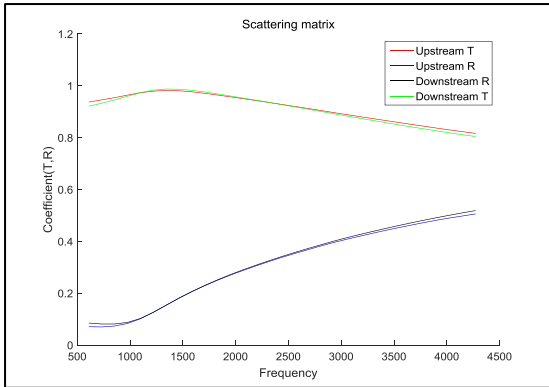
투과계수와 반사계수를 나타내는 산란 행렬은 다음과 같다.



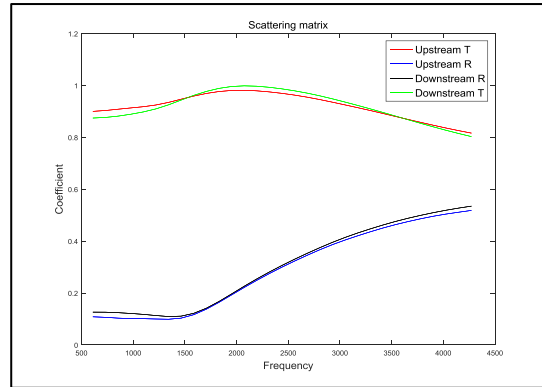
(a) level 10°



(b) level 30°



(c) level 45°

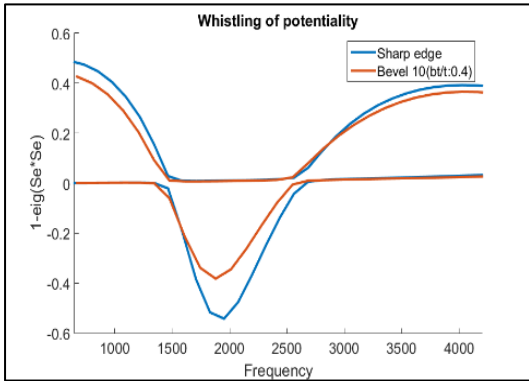


(d) level 60°

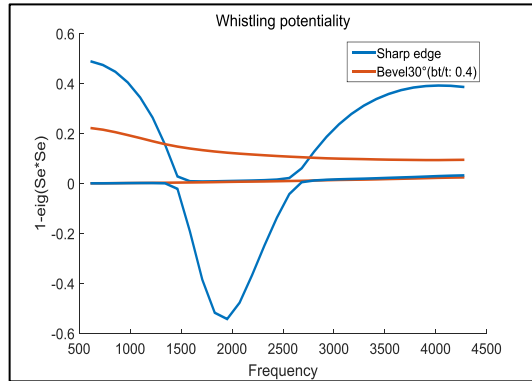
Figure 41. Scattering matrix with bevel angle

Figure 41에서는 bevel 각도변화에 따른 산란행렬을 주파수 별로 나타낸 것이다. Bevel 10° 에서는 피크점과 주파수 대역이 거의 유사한 것을 확인할 수 있으며, bevel 30° 에서는 Figure 28과 같이 휘슬링이 발생하지 않는 산란행렬과 유사하게 나타나는 것을 확인할 수 있다. Bevel 60° 에서는 피크점이 비교적 넓게 나타나고 있으며 피크점이 나타나는 주파수 대역이 바뀌는 것을 확인할 수 있다.

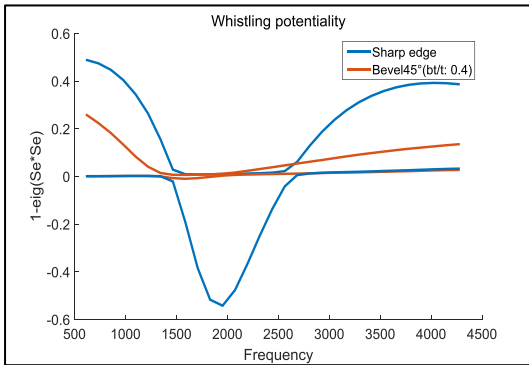
휘슬링 가능성에 대한 해석 결과는 다음과 같다.



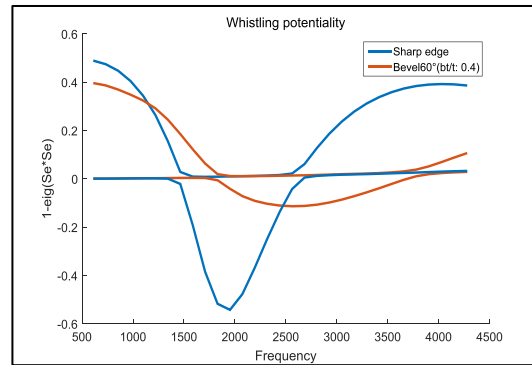
(a) bevel 10°



(b) bevel 30°



(c) bevel 45°



(d) bevel 60°

Figure 42. Whistling potentiality with bevel angle

Figure 42(a)~(d)는 sharp edge 와 bevel 각도에 따른 휘슬링의 가능성을 비교한 결과 그래프이다. 식 (3.24)에서, 산란 행렬과 휘슬링 가능성은 상관 관계가 있기 때문에, 해석 결과를 비교하였을 때 산란 행렬에 대한 영향을 확인할 수 있다. 즉, 투과계수와 반사계수에 관련된 산란 행렬에 대한 전치 행렬의 곱이 1이 넘게 되면 그에 상응하는 휘슬링 주파수가 생기는 것을 의미하게 된다. 10° 에서는 sharp edge 와 가장 유사하게 변화하는 것을 확인할 수 있다. 30° 에서 가장 휘슬링 발생 주파수가 제어되는 것을 확인하였으며, 다음과 같이 Table 8로 나타냈다.

Table 8. Comparison results with bevel angle

	Frequency range (Hz)	Peak frequency (Hz)	Minimum
Sharp edge	1,342~2,683	1,952	-0.55
Bevel 10°	1,342~2,683	1,878	-0.39
Bevel 30°	-	-	-
Bevel 45°	1,342~2,281	1,744	-0.01
Bevel 60°	1,878~4,294	2,818	-0.11

Table 8을 보면 bevel 30° 에서는 음수값이 나타나는 주파수 대역이 없으므로 오리피스에 의한 에너지 증폭이 발생하지 않는다는 것을 간접적으로 확인할 수 있다. 참고문헌 [9]에 의하면 45° 에서 휘슬링이 제어되었다고 하였지만, Mach number 0.042에서 미소하지만 발생하는 것을 확인할 수 있다. Bevel 60° 에서는 휘슬링이 발생하는 주파수의 시작점도 변경되며, 피크점 또한 많이 변경된 것을 확인할 수 있다. Bevel 10° 에서는 sharp edge 와 상당히 유사한 것을 확인할 수 있다.

5.1.2 Bevel 깊이에 따른 영향

앞 장에서는 Bevel의 각도에 따라 해석을 진행하였다. 이번 장에서는 휘슬링 구간이 미세하게 발생하는 45° 대상으로 bevel의 깊이를 변경하며 해석을 진행하였다. 각도는 모두 45° 에서 진행하였으며, 비율(bt/t)를 0.1, 0.2, 0.4, 0.6으로 변경하였다. 생성된 요소수는 287,360개로 모두 직사각형 요소이며, 오리피스 구간의 요소는 일정한 배수로 변경하였으며, 오리피스 downstream의 요소는 모두 동일하며, upstream에서는 길이에 배수에 맞춰 요소를 생성하였다. 유동해석은 3.1장에서 사용한 경계조건을 사용하였으며, 음향해석 또한, 3.2장의 경계조건으로 진행하였다. Bevel 깊이를 변경한 것 이외에 모두 동일한 경계조건과 요소로 진행하였다. 유동해석에 대한 contour 그래프는 다음과 같다.

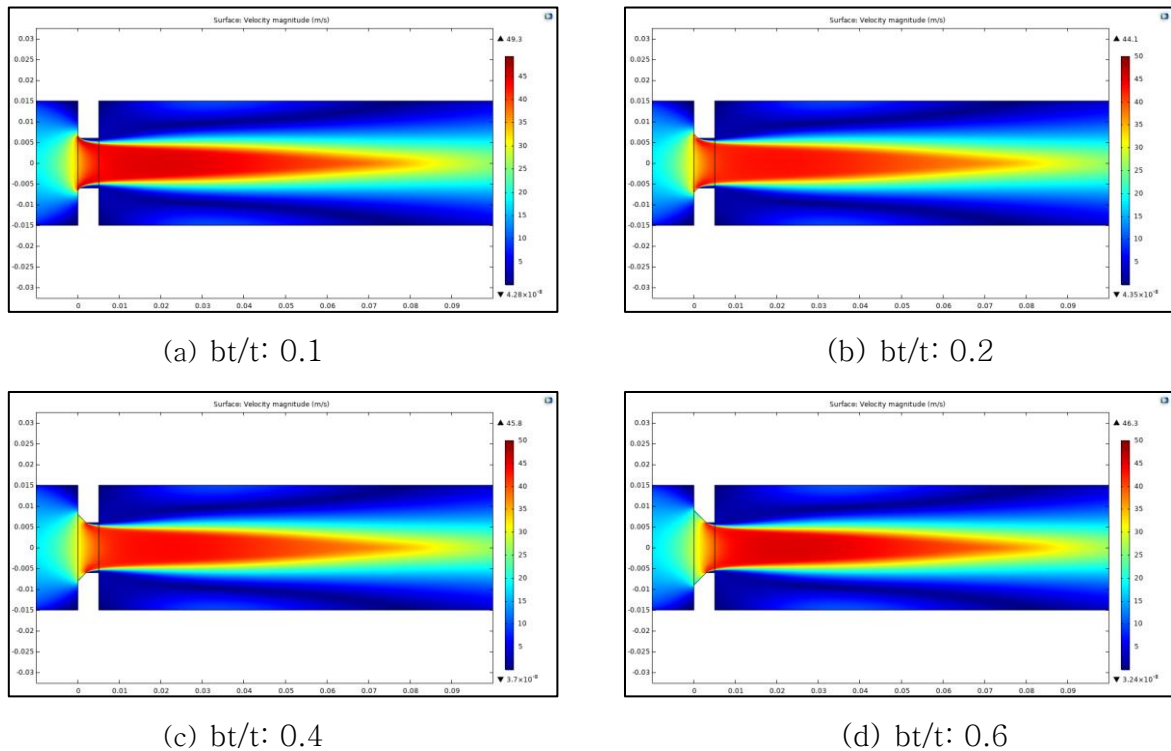


Figure 43 Velocity contour with bevel depth

Figure 43은 bevel 깊이를 증가하며 나타낸 contour 그래프이다. Bevel 각도와 유사하게 bevel의 깊이가 얕거나, 커질 경우 유속이 비교적 빨라지는 것을 확인할 수 있다.

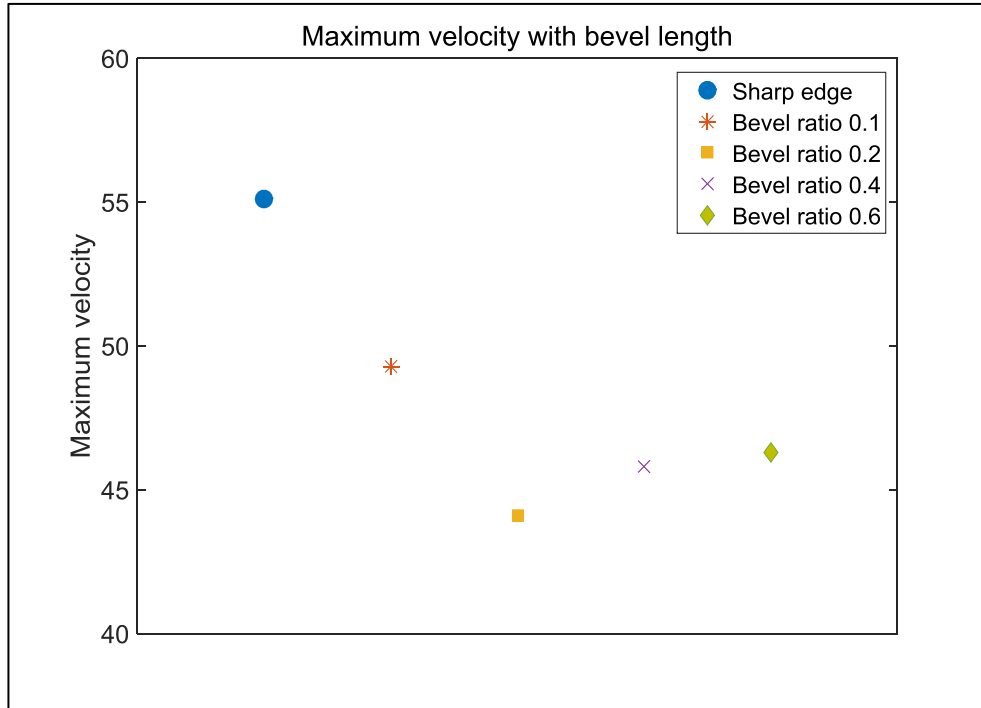
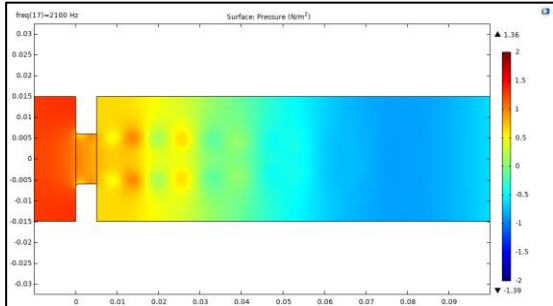


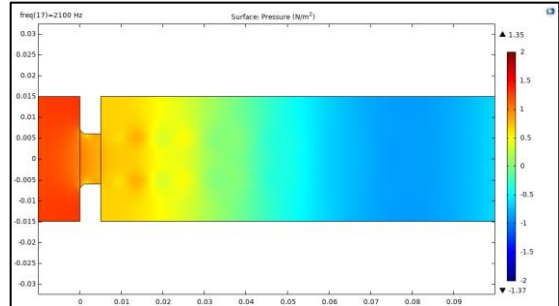
Figure 44 Maximum velocity with bevel depth

Figure 44는 bevel 깊이에 따른 최대 유속의 변화를 나타낸 것이다. 최대 유속은, bevel 깊이의 비율이 0.1 > 0.6 > 0.4 > 0.2 순으로 나타나고 있으며, 감소되는 압력은 모든 경우에 대하여 유사하게 나타나고 있다. 유동해석에 대한 결과는 sharp edge 에서 0.1의 bevel 효과를 주었을 경우 최대 유속 변화가 가장 작은 것을 확인할 수 있으며, 0.2인 경우가 최대 유속이 가장 낮은 것을 확인할 수 있다. 또한, 깊이가 커짐에 따라 0.2부터 점차 유속이 증가하는 것을 볼 수 있다.

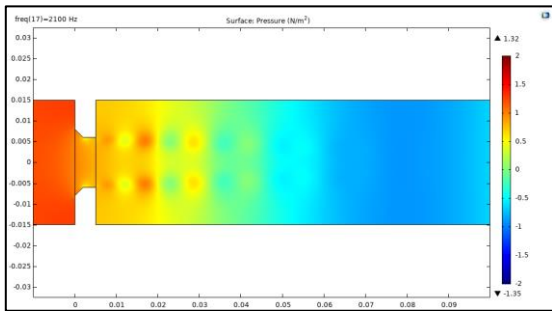
5.1.1장에서 휘슬링 발생 구간은 1,800Hz 부근이기 때문에 주파수 스케일링을 하
 전인 2,100Hz에서의 음향해석 결과를 표현하면 다음과 같다.



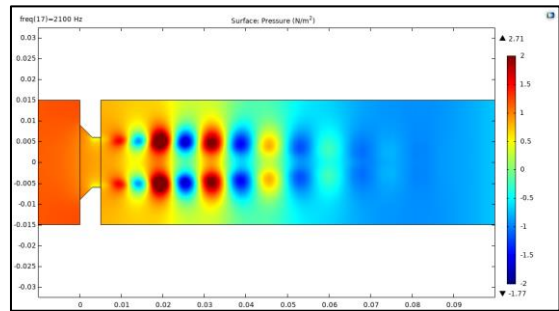
(a) $bt/t: 0.1$



(b) $bt/t: 0.2$



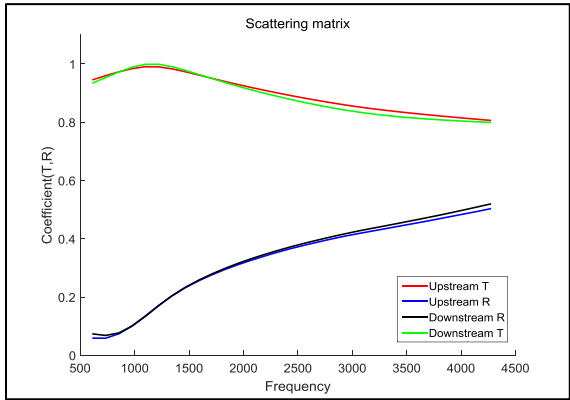
(c) $bt/t: 0.4$



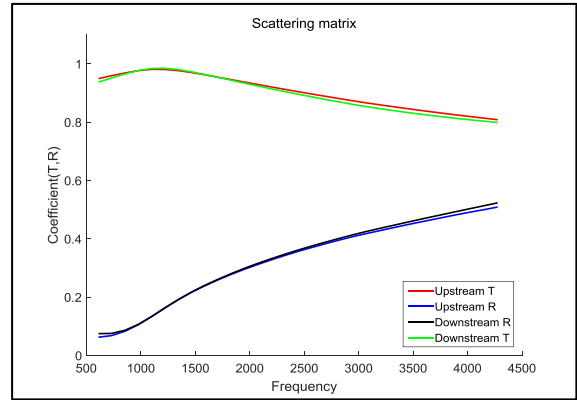
(d) $bt/t: 0.6$

Figure 45 Perturbed pressure with bevel angle

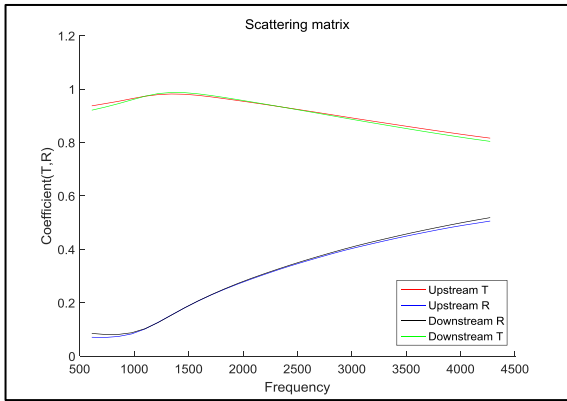
Figure 45(a~d)는 음향해석에 대한 결과를 나타낸다. 이 결과로부터, 비율이 0.6인
 경우가 가장 뚜렷하게 와류에 대한 영향이 나타나는 것을 확인할 수 있었다.



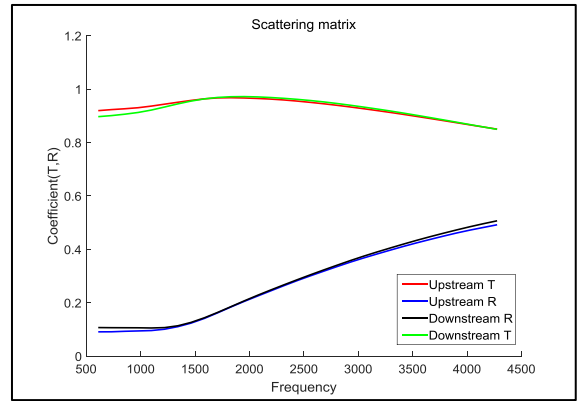
(a) $bt/t: 0.1$



(b) $bt/t: 0.2$



(c) $bt/t: 0.4$



(d) $bt/t: 0.6$

Figure 46 Scattering matrix with bevel depth

Figure 46(a~d)는 bevel 깊이에 따른 산란 행렬에 대한 결과이다. 각도에 따라 변경했을 때처럼 시각적으로 분명하게 나타나진 않는다. 휘슬링의 발생가능성에 대해 좀더 자세히 살펴보기 위하여 식 (3.23)에 적용하여 다음에 나타냈다.

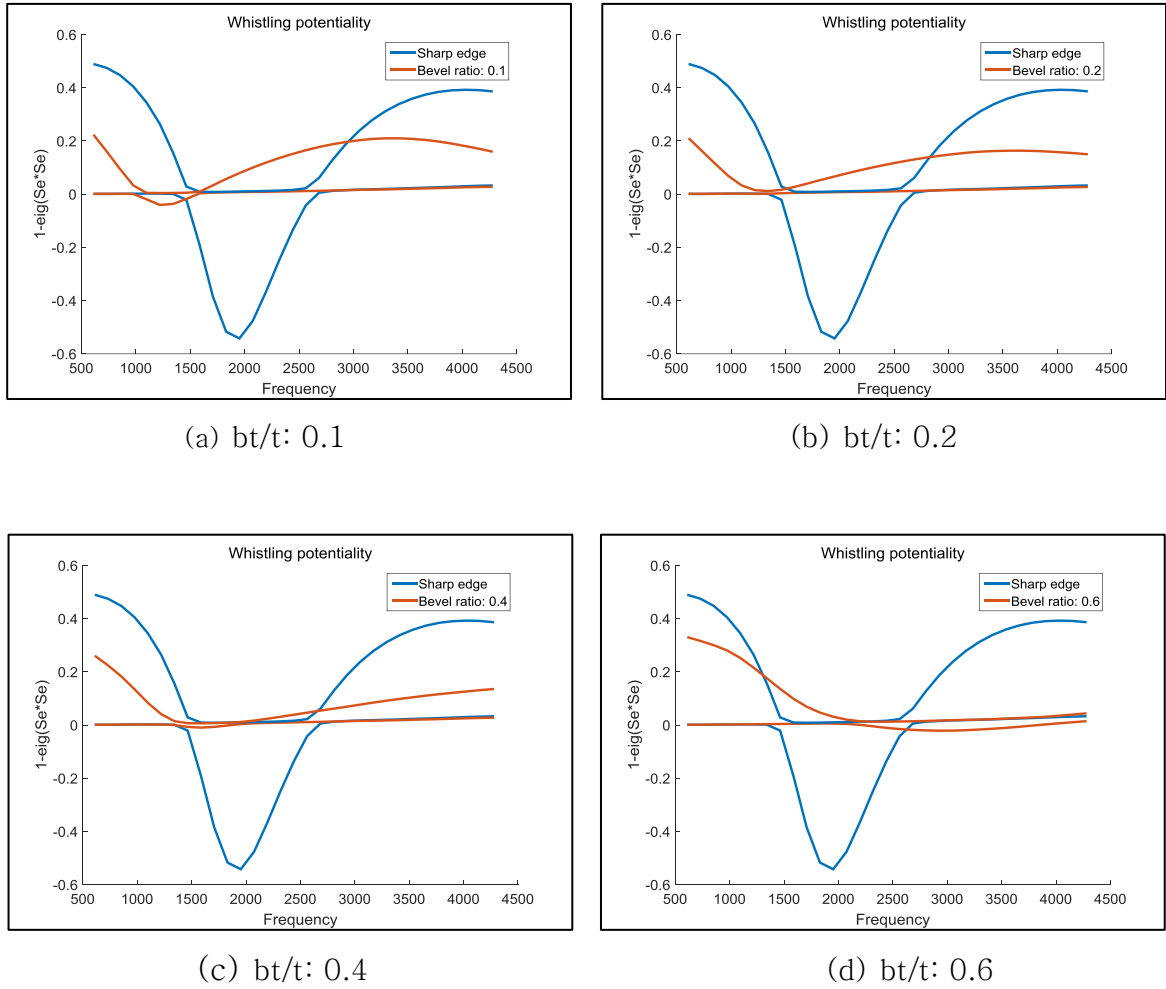


Figure 47 Whistling potentiality with bevel depth

Figure 47(a~d)는 bevel 깊이에 따른 휘슬링 가능성 여부를 확인할 결과이다. 보는 바와 같이 비율이 0.2인 경우, 휘슬링의 제어 가능성을 확인하였으며, 다른 경우는 주파수 구간은 달라졌지만 휘슬링이 발생 가능성이 있음을 확인할 수 있다. 비율이 0.1인 경우, 1,250Hz 부근에서 피크점이 발생하고, 휘슬링 가능성이 sharp edge에 비하여 낮은 주파수 대역에서 나타나고 좁아진 것을 확인할 수 있다. 0.2인 경우에 음수값이 나타나지 않으므로 휘슬링의 제어 가능성을 확인할 수 있다. 0.4인 경우는 sharp edge와 유사한 주파수 대역에서 음수값이 나타나고 약간 좁아진 대역을 확인할 수 있다. 0.6인 경우는 sharp edge보다 높은 주파수 대역에서 음수값이 나타나고 넓어진 대역을 확인할 수 있다.

5.2 실선 적용

5.1장을 통해 휘슬링 소음제어방법에 대하여 검토하였다. 여기에서는 계측을 통하여 휘슬링 소음 발생 여부가 판명된 실제 선박을 대상으로, 본 연구에서 제시된 해석방법을 적용하여 휘슬링 발생여부를 검토하고자 한다.

5.2.1 물성치 및 경계조건

실제 박용엔진의 경우 종류 및 운항조건이 다양하기 때문에 배기가스 구성성분을 정확하게 산정하기는 거의 불가능하다. 그러므로 여기에서는 일반적인 디젤엔진 연소시 배출되는 구성성분(Figure. 48)을 바탕으로 정압, 정적비열, 점도 및 열전도에 대한 물성치를 구하였다. 1%의 기타 성분은 이산화탄소로 가정하여 13%로 진행하였으며, 여기서 발생하는 분자량은 실제 실험에서 얻은 값을 사용하였다.

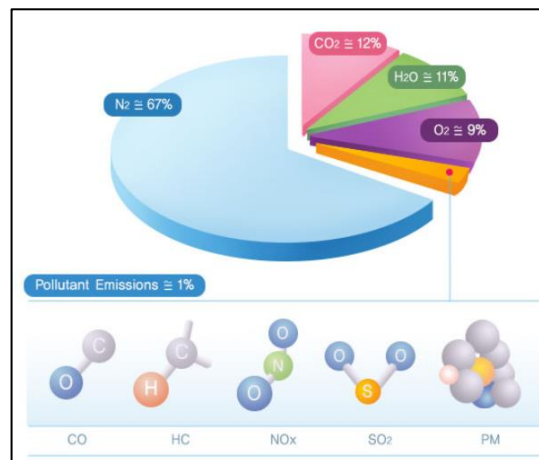


Figure 48. Exhaust gas property of normal diesel engine

기체의 점성, 열전도계수를 구하기 위해서 분자간의 관계를 기초로 하는 Sutherland law 법을 사용하여 구하였다. Sutherland 의 경우, 저압에서 단일 성분 가스에만 유효한 공식이지만 배기가스는 주로 질소와 산소, 이산화탄소로 구성되어 매우 유사한 특성을 갖기 때문에 적용이 가능하다. 식은 아래와 같이 나타낸다.

$$\mu_{gas} = \mu_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^{\frac{3}{2}} \frac{T_0 + S_{\mu}}{T + S_{\mu}} \quad (Pa \cdot s) \quad (5.1)$$

$$K_{gas} = k_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^{\frac{3}{2}} \frac{T_0 + S_k}{T + S_k} (W/mK) \quad (5.2)$$

T : 기체온도, T_0 : 초기온도, S_μ : Sutherland 점성, S_k : Sutherland 열전도

식 (5.1), (5.2)는 배기가스의 점성과 열전도가 온도에 따라 어떻게 변화하는지 나타낼 수 있다. 실제 선박에서는 50%이상의 엔진 load 에서 밸브가 열리게 되며 휘슬소음이 발생되고 있다. 여기에서는 다른 선박의 100% load 데이터 값을 이용하여 50% load 에 대한 데이터는 Table 9의 비율을 이용하여 산정하였다. 또한, 100% load 에서는 50% load 보다 빨라진 유속에 의해 Reynolds number 가 증가하게 되므로 발생하는 소음은 와류에 대한 영향이 아닌 제트 유동에 따른 소음 발생 가능성이 크기 때문에 (Figure 4참조) 본 연구에서는 50%의 load 인 경우에 대해서만 해석을 진행하였다.

경계조건 부여는 3.1장의 유동해석 경계조건과 같게 하였으나, 입구 유속 및 압력, 온도는 실제 EGB 배관에 발생하는 초기조건을 적용하였다. 유동해석의 결과는 마하수에 따른 결과와 음향해석 결과는 주파수와 유속의 영향을 포함한 Strouhal number 로 나타나다.

Table 9. Exhaust gas property with engine load

Load	Ratio [T]	Ratio [pExh]	Ratio [Steam]
100%	1	1	1
95%	0.96	0.96	0.83
90%	0.92	0.91	0.68
85%	0.88	0.86	0.57
80%	0.86	0.82	0.50
75%	0.84	0.79	0.45
70%	0.82	0.76	0.42
60%	0.79	0.69	0.36
50%	0.75	0.58	0.32

5.2.2 산란 행렬

먼저, 선박용 EGB 배관에 휘슬링이 발생한 경우와 발생하지 않은 경우에 대해 산란 행렬과 휘슬링 가능성을 검토하여, 본 연구방법에 대해 신뢰성을 검증하였다. 휘슬링이 발생한 경우 투과계수와 반사계수는 아래와 같다.

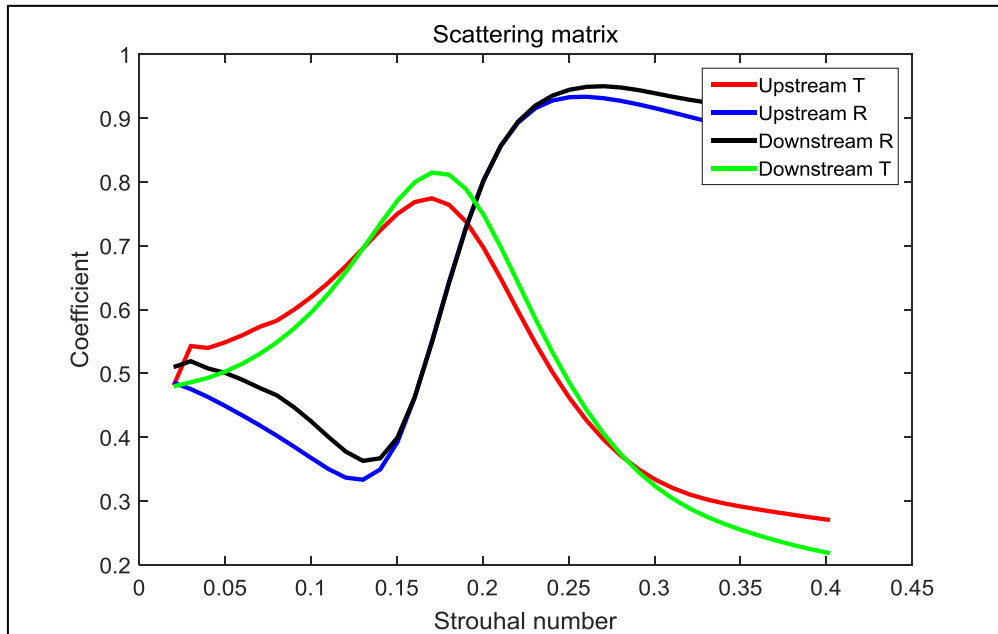


Figure 49. Scattering matrix – whistling generating case

Figure 49는 휘슬링이 발생한 선박의 경우에 대하여 계산한 산란행렬을 Strouhal number에 대하여 나타냈다. Figure 34와 Figure 49를 비교해보면, 이론적으로 upstream과 downstream에서 대한 값을 측정하기 때문에 오리피스와 파이프의 단면적 비가 크게 되면 투과되는 양이 많고 반사되는 양이 적을 것이다. 하지만, 단면적 비가 작게 되면 투과되는 양보다 반사되는 양이 더 많게 되는 것이다. Figure 49에서의 단면적 비는 0.32이기 때문에 특정 구간의 Strouhal number 구역을 지나고 나면 입사되는 양보다 반사되는 양이 더 많은 것을 확인할 수 있다.

휘슬링이 발생하지 않는 선박 대상으로 나타낸 투과계수와 반사계수는 아래와 같다.

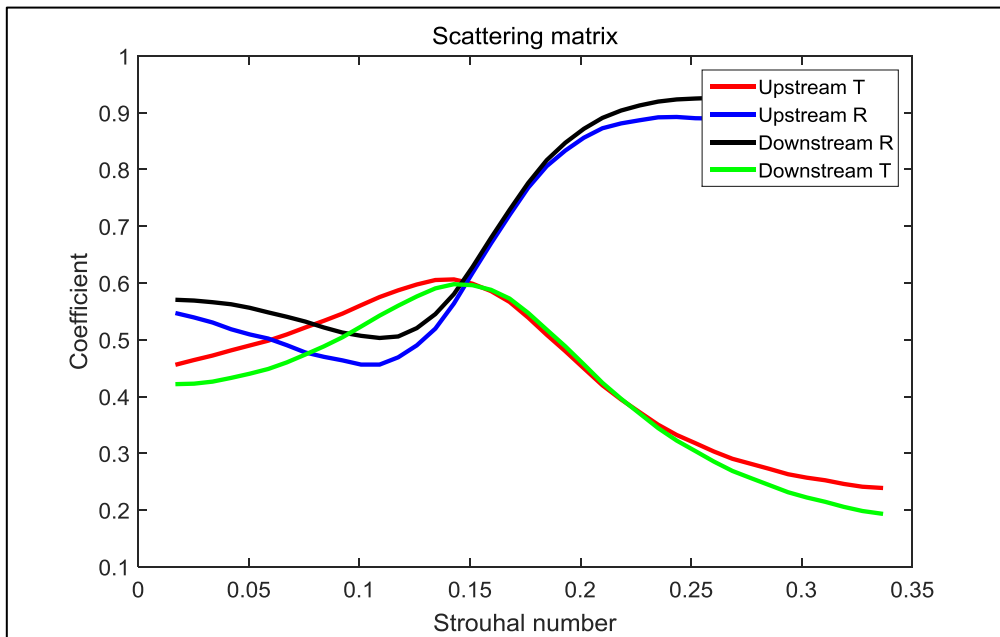


Figure 50. Scattering matrix – no whistling generating case

Figure 50은 휘슬소음이 발생하지 않는 선박에 대하여 계산한 산란 행렬을 나타냈다. Figure 49와 비교하면, 전체적으로 계수 값이 적은 것을 확인할 수 있다. 피크점 또한, 완만하게 나타나고 있다. 하지만 휘슬소음이 발생하는 경우와 유사하게 0.1~0.2에서 피크점이 발생한다. 이와 같이 산란행렬 계산결과로부터 직접 휘슬링 발생가능성을 판단하기는 어렵기 때문에 다음과 같이 산란행렬의 고유치 값을 이용하여 휘슬링의 발생 여부를 판단하는 방법을 사용하여야 한다.

5.2.3 휘슬링 가능성

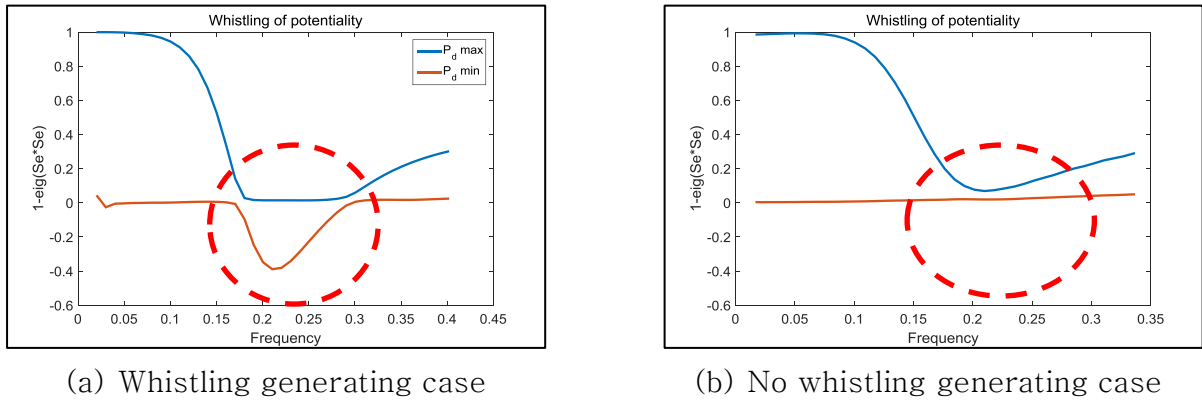
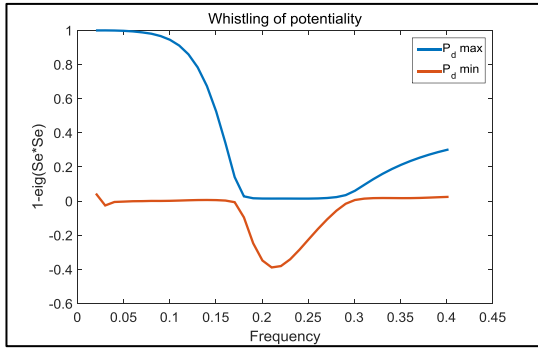
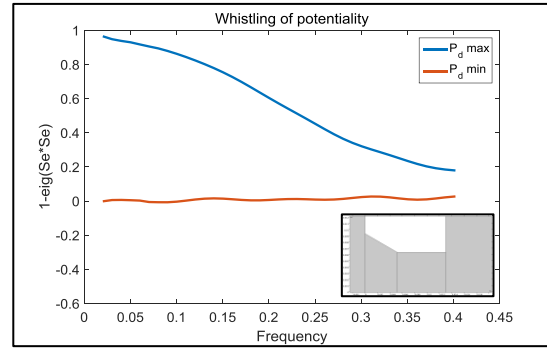


Figure 51. Comparison of whistling potentiality – case

Figure 51은 휘슬링이 발생한 경우와 발생하지 않는 경우에 대하여 각각 휘슬링 발생 유무를 정확하게 판별하고 있으므로, 본 방법에 대한 신뢰성을 확인할 수 있다. 한 가지 유의해야 할 사항은 에너지 소산되는 양의 최대와 최소를 나타내는 값인데, 양 쪽 그래프 나타난 값은 최소 변화하는 양, 밑에 나타나는 값이 최대 변화하는 양을 의미한다. 즉, 입사에너지에 대해 나타난 최대와 최소출력 값이기 때문에, 0이하에 발생하는 음수값 구간이 증폭구간을 의미하는 것이다. Figure 51(b)에서 나타난 최소 변화하는 양에 대해서는 에너지의 변형이 발생하긴 하지만, 입사되는 양보다 크지 않으므로, 휘슬링이 발생하지 않음을 의미하는 것이다.



(a) Sharp edge



(b) Bevel 30°

Figure 52. Whistling potentiality with whistling generating case

Figure 51(a)의 휘슬링이 발생한 선박(sharp edge)에 대하여, 5.1장에서 가장 휘슬소음 제어가 잘 되는 방법을 적용하여, bevel 에 의한 휘슬링 소음 제어 가능성을 검토하였다. Figure 52에 sharp edge 와 오리피스 앞단에 bevel 30° 를 적용했을 경우를 비교하였다. 결과적으로 실제 휘슬링이 발생한 경우에 bevel 30° 를 적용하여 음수값이 나타나는 주파수 대역이 없으므로 휘슬링의 제어 가능성을 확인할 수 있다.

6. 결론 및 향후 과제

본 연구에서는 선박 엔진 EGB 배관에 설치되어 있는 오리피스의 휘슬링 발생 가능성을 수치해석 방법으로 예측하고, 저감 방법에 대해 연구하였다. 소음특성 규명방법으로 유동해석 결과를 이용하여 음향해석을 수행하는 hybrid 방법을 사용하였다. 유동해석은 RANS $k-\varepsilon$ 난류 모델을 적용하였으며, 음향해석은 LNS 사용하여 평균 유동장으로부터 발생하는 섭동값에 대한 산란의 특성을 주파수영역에서 해석하였다.

먼저, 해석 방법에 대한 검증을 위하여 참고 문헌[11]의 형상 및 경계조건 등을 이용하여 해석을 진행하였다. 시뮬레이션을 통해 얻은 결과값에 비선형 최소 제곱법, 평면파 분해법을 적용하여 음향 요소인 산란행렬에 대한 값을 구할 수 있었다. 산란행렬에 대한 전치행렬 곱을 고유치 문제로 치환하여 음향 출력의 최대, 최소값으로부터 휘슬링의 발생여부와 발생 주파수 구간을 예측할 수 있었다. 실험에 대한 값과 비교한 결과, 산란행렬의 크기 및 경향성은 매우 유사하지만 휘슬링이 나타나는 주파수 대역은 매우 유사하나 고유치의 크기는 차이가 있다. 그러나 논문의 주목적인 휘슬링의 발생 가능성과 주파수 예측에는 영향을 주지 않는다.

실제 선박 엔진 EGB 배관의 오리피스에 휘슬링이 발생한 경우와 발생하지 않은 경우에 대하여 본 방법을 적용한 결과 신뢰성을 높일 수 있었다. 휘슬링 발생 여부는 정확히 판별하였고, 발생한 경우에 Strouhal number 0.2~0.4 구간에서 증폭구간이 나타나는 것을 확인하였다. 소음 제어 방법으로 bevel 각도 및 깊이 변화에 따른 영향을 검토한 결과, 휘슬링이 줄어들거나 주파수 범위가 변경되는 것이 확인되었으며 bevel 각도 30° 에서 가장 좋은 휘슬링 제어 성능을 보이고 있음을 알 수 있었다.

향후 과제로는 bevel 각도에 따른 소음제어 효과를 실험을 통해 검증할 필요가 있다. 또한, 오리피스에서 발생하는 휘슬링에 대한 소음은 자주 발생하는 현상이 아니기 때문에 제어 방법에 대해 많은 연구가 되지 않고 있다. MAN 사 [1]에서는 다중 오리피스로 휘슬링 소음이 제어된다고 하였지만, 경우에 따라 소음이 제어되거나 되지 않을 수 있다. 그러므로 다중 오리피스 사이의 간격, 직경 등을 고려한 연구와 함께 휘슬링 발생 가능성까지 고려한 최적설계가 필요하다.

참고 문헌

1. MAN Diesel & Turbo, 2013, Noise from the exhaust gas bypass.
2. <https://automationforum.co/advantages-and-disadvantages-of-orifice-and-venturi-meter/>
3. A. B. C. Anderson, 1954, A jet-tone orifice number for orifices of small thickness-diameter ratio, J. Acoust. Soc. Am. 26, 21-25.
4. G. C. J. Hofmans and R. J. J. Boot, 2000, Aeroacoustic response of a slit-shaped diaphragm in a pipe at low helmholtz number, 1: quasi-steady results, J. S &Vib.
5. Mats Abom et al., 2002, Aero-acoustic of flow duct singularities at low Mach numbers. 27th, AIAA, 8-10
6. S. Boij et al., 2006, Scattering and absorption of sound at flow duct expansions, J. S &V.289,577-594
7. M. L. Munjal et al. ,1990, Theory of a two source method for direct experimental evaluation of the four-pole parameters of an aeroacoustic element, J. S &Vib. 141, 323-333
8. X. Hua and D. W., 1990, Herrin Practical considerations when using the two load method the determine the transmissions loss of mufflers and silencers
9. P. Moussou, 2007, An acoustic criterion for the whistling of orifice in pipes. ASME, PVP2007-26157
- 10.R. Starobinski, 1990, Determination of Acoustical Energy dissipation/production potentiality from the acoustical transfer functions of a multiport, ACUSTICA, Volume 85, 788-792
- 11.P. Testud at al., 2009, The whistling potentiality of an orifice in a confined flow using an energetic criterion, J. S &V., 2009, 769-780
- 12.Axel Kierkegaard, 2010, A frequency domain linearized Navier - Stokes equations approach to acoustic propagation in flow ducts with sharp edges., Acoustical Society of America, 2010, 710-719
- 13.COMSOL Multiphysics 5.4 manual
- 14.Acoustic user's guide, COMSOL 5.4 version
- 15.CFD module user's guide, COMSOL 5.4 version

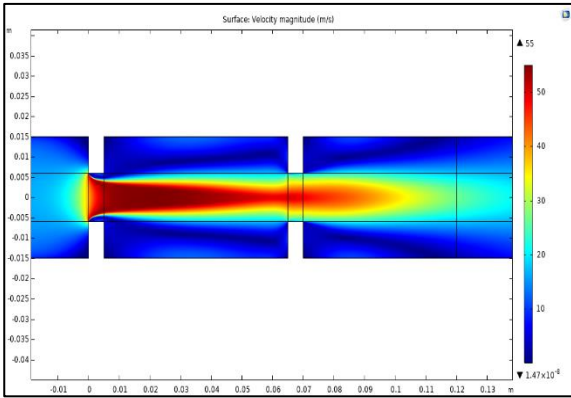
16. Blevins, R. D., 1990, Flow Induced Vibration, 2nd Edn., Van Nostrand Reinhold Co.
17. J. Nikuradse, 1933, National advisory committee for aeronautics, technical memorandum 1292.
18. Tritton, D. J., 1977, Physical fluid dynamics, Co, ISBN 9789400999923
19. Fan Q. Hu., On absorbing boundary conditions for linearized Euler equation by a perfectly matched layer, J. S & Vib. 1996, 201–219
20. Axel Kierkegaard, 2011, Simulations of the scattering of sound waves at a sudden area expansion, J. S & V. 2012, 1068–1083
21. S. W. Rienstra and A. Hirschberg, 2018, An introduction to acoustics
22. Sjoerd W. Rienstra, 2015, Fundamentals of Duct acoustics
23. Klaus A. Hoffman, Fourth edition, Computational fluid dynamics volume III
24. James R. Holton, Fourth edition, An introduction to dynamic meteorology
25. Dan S. Henningson, 2005, Fluid dynamics: Theory and computation
26. Abdulrazaq A. Araoye, 2016, Dynamic behavior of flow through multi-stage restricting orifices, FFHMT
27. Ravinesh C. Deo, 2013, Comparative analysis of turbulent plane jets from a sharp edged orifice, a beveled edged orifice and radially contoured nozzle, International Journal of mechanical and mechatronics engineering

Appendix. A 이중 오리피스의 휘슬 소음제어 가능성 검토

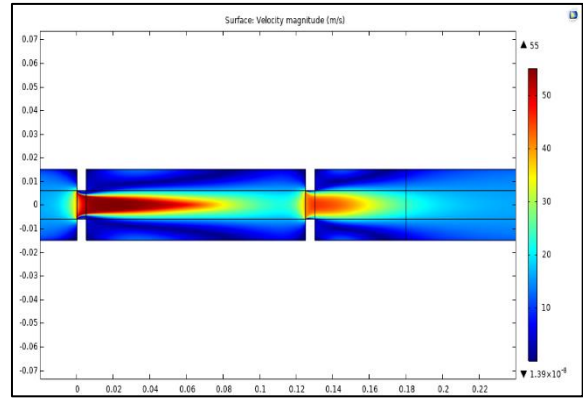
일반적으로 오리피스는 감압을 위하여 설치되고 있기 때문에, 감압 성능 향상을 위하여 오리피스 뒷단에 bevel 을 주거나 다중 오리피스를 설치하는 방법 [26, 27]이 많이 사용되고 있다. 그러나 감압 성능을 높이기 위한 위의 방법은 휘슬소음, 제트소음, 공명소음에 대한 제어 효과에 대해서는 고려하지 않고 있어 상황에 따라 소음 제어가 되기도 하고 전혀 효과가 없을 수도 있다. 참고문헌 [1]에서, 이중 오리피스 사이 간격을 약 6D로 하여 설치하면 휘슬링에 의한 공명 소음이 제어된다고 제시하고 있으며 검증을 위하여 본 논문의 방법을 사용하여 휘슬 소음이 발생하는지 확인해보고자 한다.

하지만 본 논문에서 사용한 산란행렬의 곱에 대한 고유치를 구하여 휘슬링 가능성 예측하는 방법 [10]은, 반사의 영향이 없는 PML 경계조건을 사용하였기 때문에 단일 orifice 에 대해서만 적용 가능하며, 이중 오리피스의 경우 오리피스 사이에서 반사에 의한 공명으로 인하여 휘슬소음만의 문제인지 판별하기 어렵다. 그렇기 때문에 참고문헌 [9]에서 제시한 방법, 낮은 마하수에서 예측할 경우 음파가 전파될 때, 유동의 속도에 대한 영향을 무시하도록 하여 입사파와 반사파의 합이 1이 되도록 하는 방법을 사용하기로 한다. 투과계수를 T 라고 할 경우, 고유치 값을 구하였을 때 1과 $2T-1$ 이 나오게 되는데 만약 $[2T-1]$ 에 대한 값이 1보다 커지는 주파수 대역에서 휘슬링 발생할 가능성이 있다는 것을 의미한다.

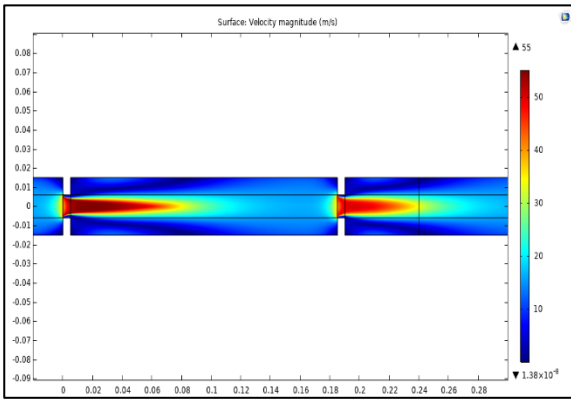
오리피스 사이의 간격에 대한 영향을 보기 위하여 2D 에서 8D 까지 2D 씩 증가시키면서 해석을 진행하였다. 각각의 경우에 대하여 유동해석에 대한 contour, 중심선에서의 속도 및 압력에 대한 결과를 다음과 같이 비교하였다.



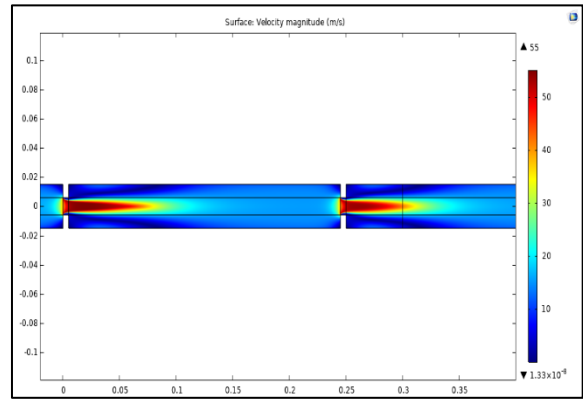
(a) 2D



(b) 4D



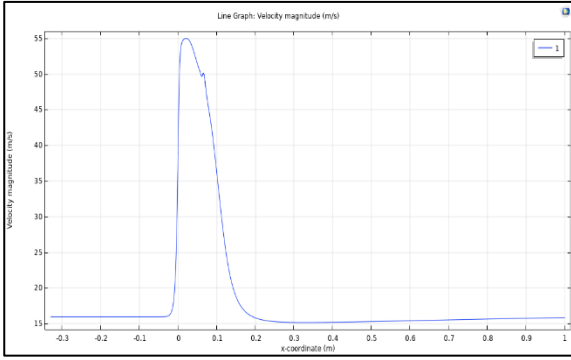
(c) 6D



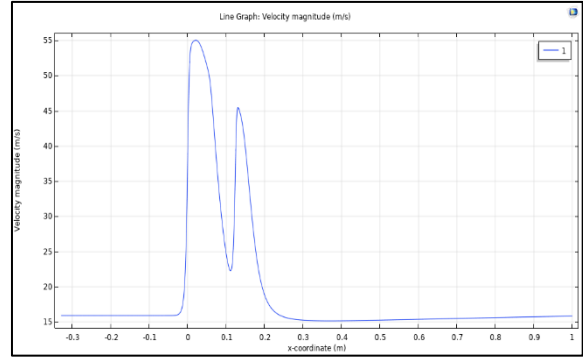
(d) 8D

Figure A.1 Velocity contour of double orifice with the gap between orifices

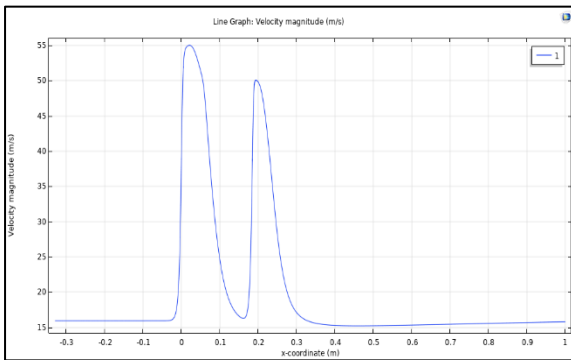
Figure A.1은 간격에 따른 contour 그래프로 나타낸 것이다. 최대 유속은 앞 쪽 orifice에서 발생하기 때문에 모든 최대 유속이 같다. 육안상으로는 정확히 판별하기 어렵지만, 2D는 확연하게 속도가 안정되기 전 두 번째 오리피스에 영향을 받는다. 4D는 유속이 안정화되기 직전에 다시 유속이 증가하는 것을 확인할 수 있다. 또한, 두 번째 오리피스에서 발생하는 유속 증가의 길이는 사이 간격이 멀어짐에 따라 점차 길어지는 것을 확인할 수 있다. 좀더 자세히 살펴보기 위해, 중심선에서 유속과 압력을 비교하였다.



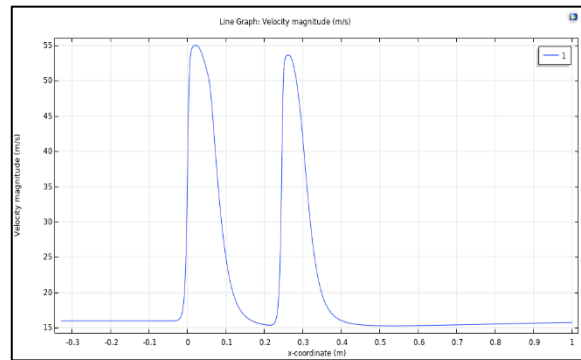
(a) 2D



(b) 4D



(c) 6D



(d) 8D

Figure A.2 Velocity of double orifice at centerline with gap between orifices

Figure A.2는 중심선의 유속을 나타내는 그래프이다. 2D 의 경우 자세히 보면, 2개의 피크점이 있지만 마치 하나인 것 처럼 나타나며, 2D 를 제외한 그래프는 모드 확연하게 2개의 피크점을 확인할 수 있다. 또한, 사이 간격이 멀어짐에 따라 두번째의 오리피스에서 발생하는 속도가 점차 증가하는 것을 확인할 수 있다. 이는 Fully developed flow(완전 발달 흐름) 경계조건을 부여하였기 때문에, 오리피스 앞단으로부터 0.2m 부근에서 안정화가 되고 다시 초기 유동 속도로 돌아가기 때문이다. 유동의 속도 관계와 압력을 비교하기 위해 다음은 압력에 대한 결과를 나타냈다.

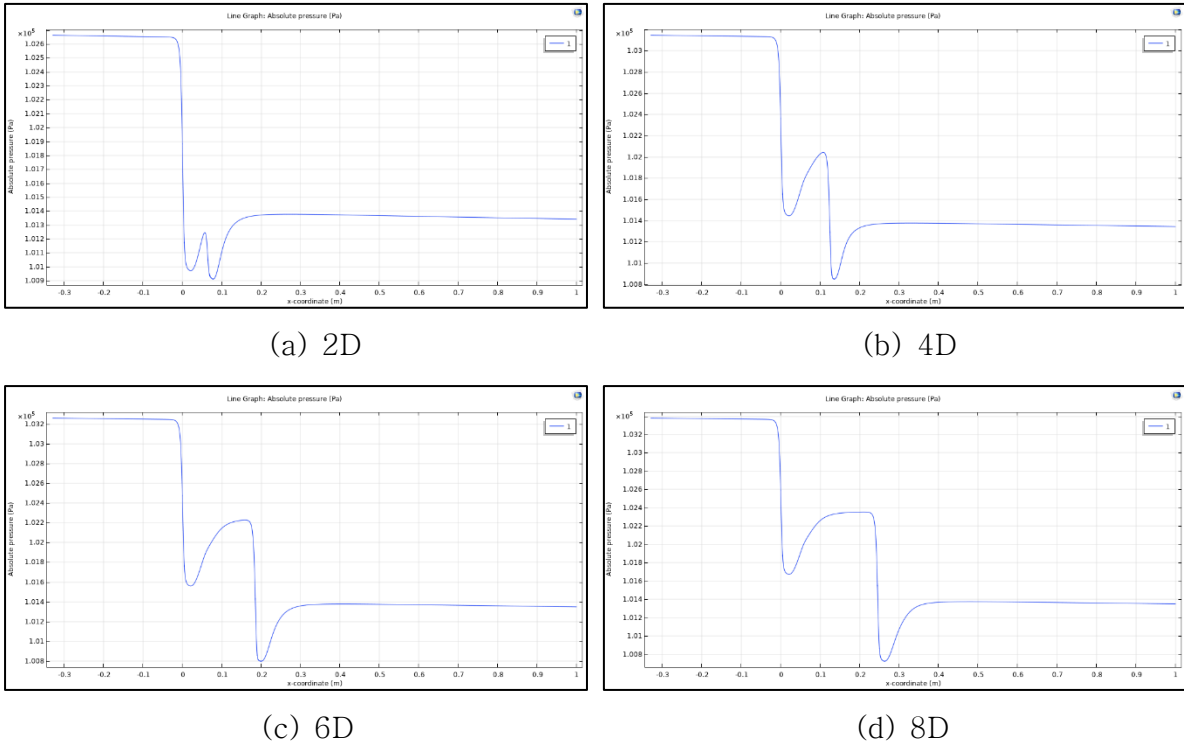
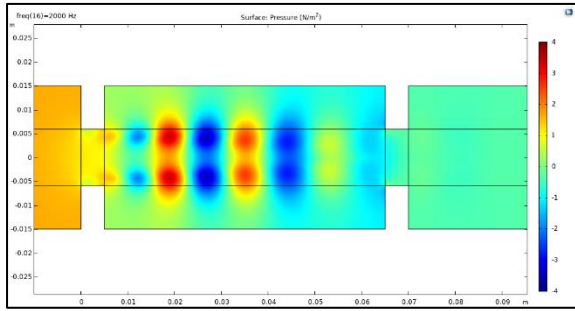
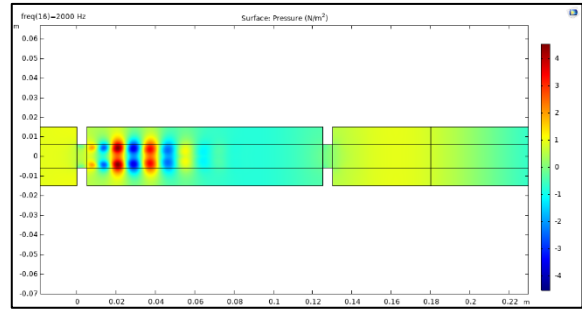


Figure A.3 Velocity of double orifice at centerline with gap between orifices

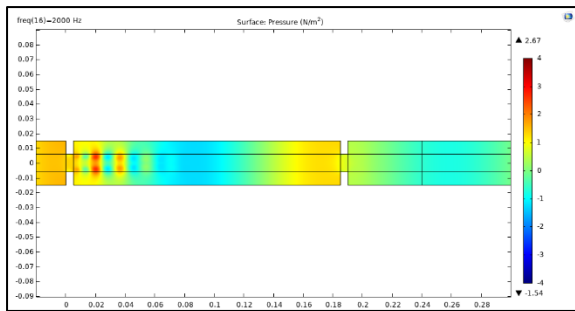
Figure A.3는 압력에 대한 그래프를 나타낸 결과이다. 해석 출구단 경계조건에 1기압 기준으로 설정하였기 때문에 모두 동일하며, 입구단에서의 압력이 변화한다. 각각 입구단 압력 값[Bar]은 (a)1.0267 (b) 1.03146 , (c) 1.0326, (d) 1.0388 이며, 거리가 멀어질수록 압력강하에 대한 값이 증가하는 것을 확인할 수 있다. Figure A.2에 대한 결과와 비교해 보면, 두번째 오리피스에서 발생하는 속도가 높을수록 압력강하는 그만큼 더 발생하게 된다. 즉, 파이프 내에서 유량이 일정하다면 첫 번째 오리피스에서 발생하는 유속이 초기 속도로 다시 돌아온 후 두 번째 오리피스를 설치하는 것이 감압 성능에서는 가장 효율적인 것을 확인할 수 있다. 하지만, 본 논문 연구에서는 휘슬소음 발생여부가 주 목적이기 때문에 위 결과를 이용하여 음향해석을 수행하여 나타낸 contour 그래프는 아래와 같다.



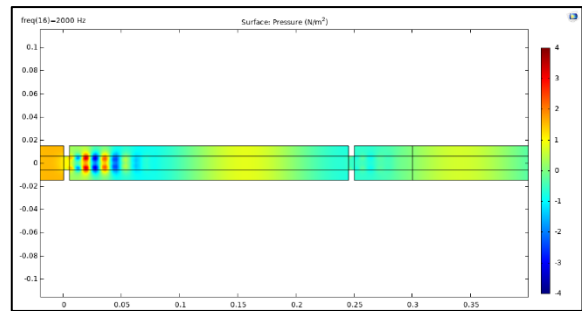
(a) 2D



(b) 4D



(c) 6D



(d) 8D

Figure A. 4 Perturbed pressure contour of double orifice with gap between orifices

Figure A.4는 2,000Hz 에서 간격에 따른 음향해석에 대한 결과로 와류에 대한 영향이 나타나는 것을 확인할 수 있지만 두 번째 오리피스에서 와류에 대한 영향이 확인되지 않는 것처럼 보인다. 그래서 Figure A.4(a)를 그래프에서 나타낸 전파되는 파장의 크기에 대한 범위를 낮추어 아래의 Figure A.5로 나타내면 다음과 같이 두 번째 오리피스에서 발생하는 와류를 확인할 수 있다. 즉, 와류에 대한 영향이 안 나타나는 것이 아니고, 첫 번째 오리피스보다 와류에 대한 영향이 적게 나타남을 의미한다.

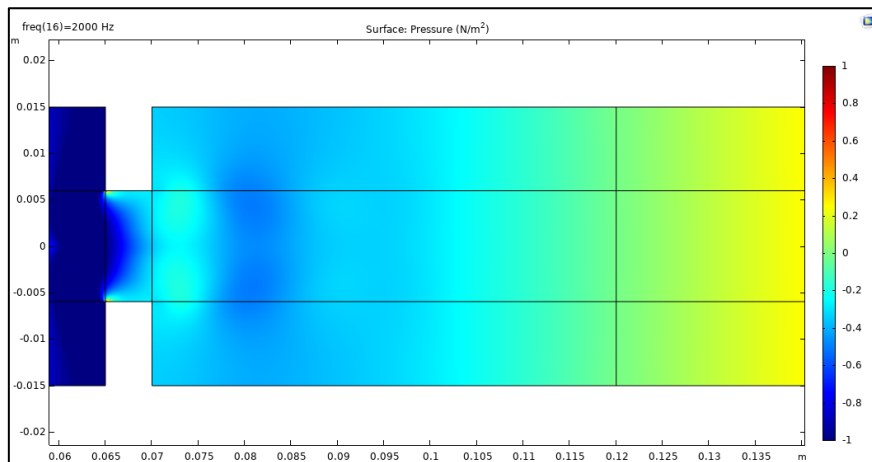
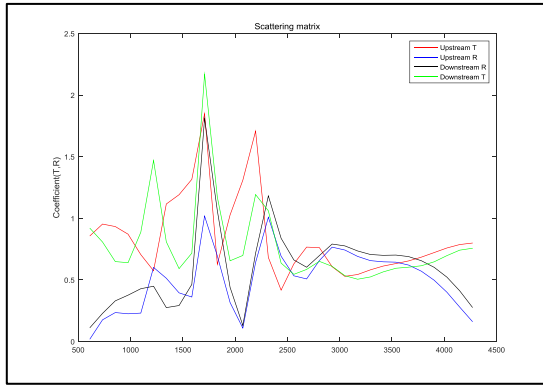
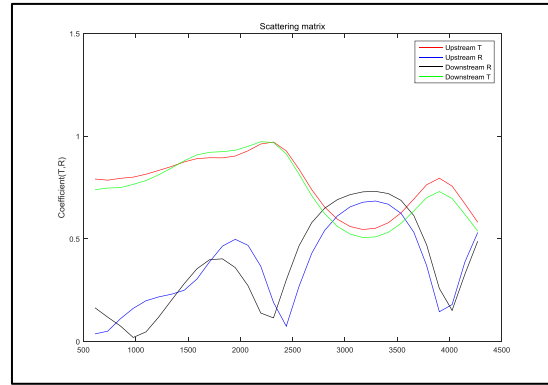


Figure A.5 Perturbed pressure contour at second orifice

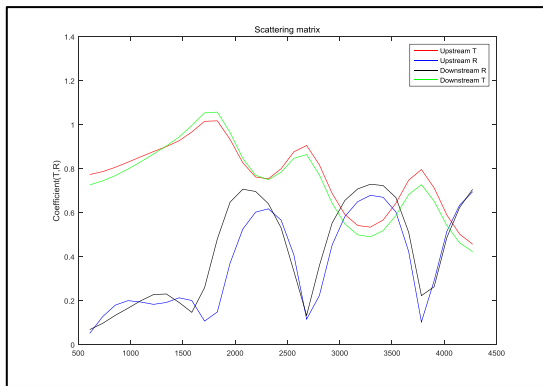
위의 결과를 이용하여 산란행렬로 나타내면 다음과 같다.



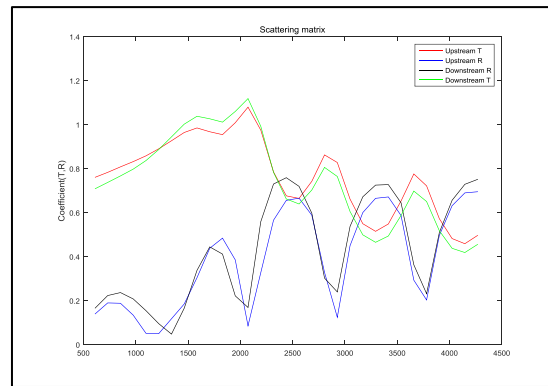
(a) 2D



(b) 4D



(c) 6D



(d) 8D

Figure A.6 Scattering matrix of double orifice with gap between orifices

Figure A.6은 이중 오리피스 간격에 따른 산란행렬 결과를 나타낸 그래프이다. 산란행렬에 대한 결과를 보았을 때, 이중 오리피스 사이에서 공명 현상이 나타나는 것을 확인할 수 있다. 2D의 경우 투과계수 값이 2를 초과한다. 다른 그래프와 달리 일정한 공명 발생여부를 확인하기 어렵다. 이를 제외한 그래프는 공명주파수가 간격에 따라 바뀌는 것을 확인할 수 있었으며, 4D의 경우를 제외하고는 모두 투과계수가 1보다 커지는 주파수 대역이 존재하는 것을 확인할 수 있다. 또한, 길이가 길어 질수록 첫번째 투과계수의 피크점이 증가하는 것을 확인할 수 있다. 즉, 유동해석에 대한 결과와 산란행렬에 나타난 특성을 비교했을 경우 두번째 오리피스에서 발생하는 유속이 증가할수록 투과계수 또한 증가하는 것을 확인할 수 있다. 앞서, 휘슬링 가능성 예측방법은 사용하지 못한다는 이유처럼 휘슬소음과 공명에 의한 발생인지 명확하게 구별하기 어려우며, 만약 문헌[10]의 방법을 적용하여도 간격 사이에서 발생하는 공명 구간에 의해 음수가 발생하게 된다. 그렇기 때문에 문헌[9]의 방법을 사용하여, 나타내면 아래와 같다.

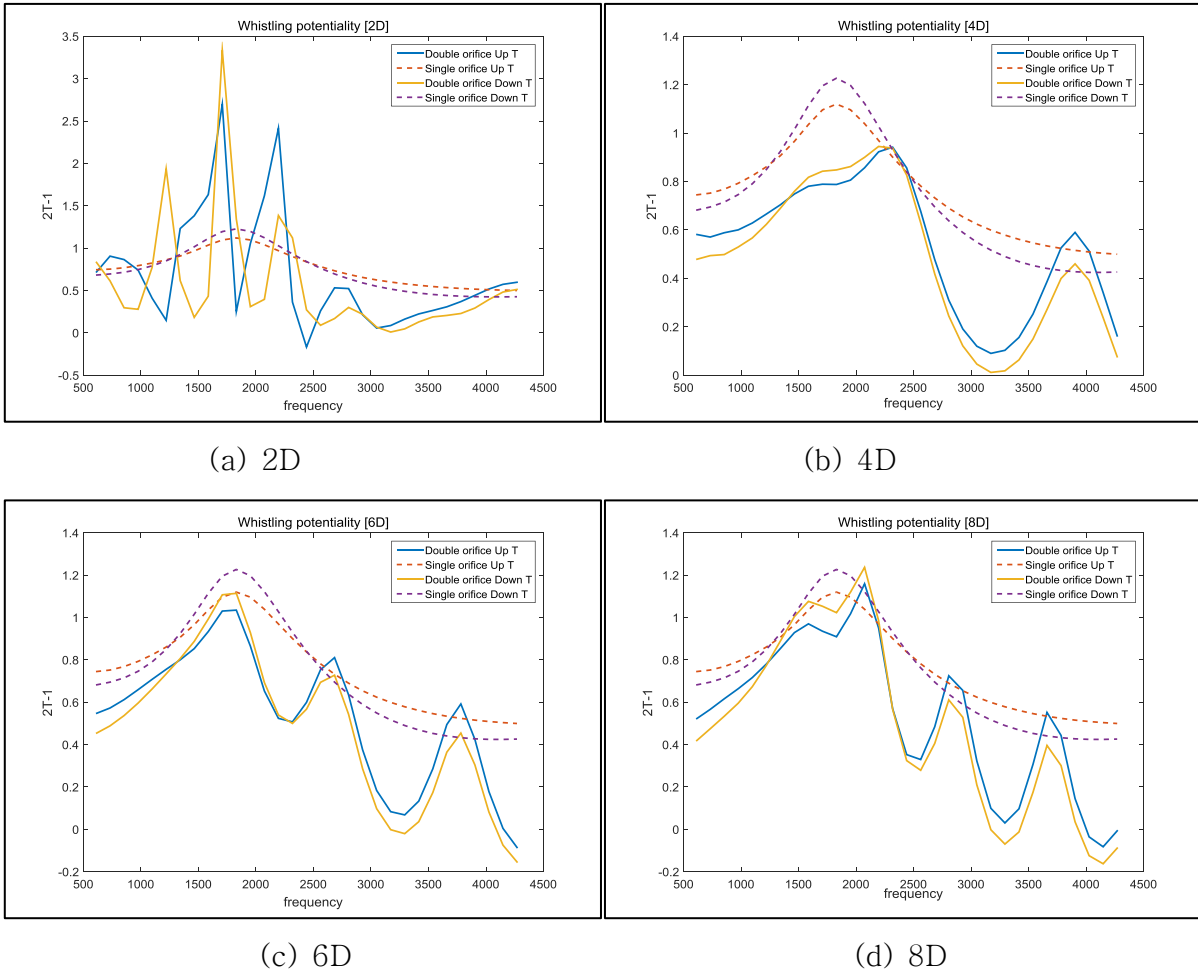


Figure A.7 Whistling potentiality of double orifice with gap between orifices

Figure A.7은 참고문헌 [9]의 휘슬링 주파수를 확인하는 방법인 $2T-1$ 을 이용한 그래프이다. 현재 해석하는 유동은 낮은 마하수이기 때문에 음파의 전파에서 유동 속도에 대한 영향을 받지 않는다는 가정을 통해 고유치 값을 통해 최대 출력을 나타낸 것이다. 그렇기 때문에 입사파는 1이기 때문에 초과하는 값은 자체적으로 증폭역할을 하게 된 것을 의미한다. 위 결과로부터 단일 오리피스와 이중 오리피스를 비교해보면, 간격이 2D인 경우는 효과가 거의 없으며, 4D의 경우 휘슬 소음이 제어 가능할 것으로 기대된다. 6D와 8D인 경우에 대해서는 고유치 값이 1을 초과하는 주파수 대역이 변하지만 휘슬링이 발생할 가능성이 있지만 단일 오리피스보다는 가능성이 약간 낮아지는 것을 확인할 수 있다.

Noise prediction technology based on the linearized
Navier–Stokes equation for the control of orifice
whistling noise in exhaust gas bypass pipe of ship engine

Jeong–jun, Lee

Dept. of Convergence Technology for Heavy Industries

Graduate School, University of Ulsan

In many industrial fields, the orifice has been installed in the piping system to decompress, but whistling noise may be occurred along the vortex due to the pressure drop caused by the sudden cross–sectional expansion. If an unstable vortex occurs at the orifice, the vortex becomes larger and emits more acoustic power than input acoustic power in a specific frequency range. This phenomenon is called the whistling noise. In particular, the resonance between the piping system and whistling frequency could be led to fatigue failure of piping system and could be made the high noise level around piping system and pipe exit.

This thesis is aimed that identify the whistling noise characteristics generated in the orifice of the piping system for bypassing the exhaust gas above certain RPM to protect the turbocharger of a marine engine, then analyze the noise control measures by changing the orifice shape, and also examine the possibility of whistling for actual ships.

For the whistling noise characterization, hybrid method is used to perform acoustic analysis using computational fluid dynamics (CFD) analysis results. The CFD analysis results was calculated using the Reynolds averaged Navier–Stokes (RANS) $k-\epsilon$ model for the steady–state average flow field, and the acoustic interpretation

was calculated using linearized Navier–Stokes (LNS) as plane waves and the perturbations from the average flow field.

Based on the results of the simulation using LNS with the two–source method, the acoustic characteristics of orifice and the frequency range that may occur whistling from the scattering matrix, were estimated. The noise control measures were examined the variation of whistling frequency and the possibility of whistling according to the change of bevel angles and bevel depths. In addition, through reviewing the whistling possibility for the past actual ship, this analysis method could be applied for a future actual ship.