

Dizel Jeneratörlerde V-Tip Akustik Hava Panjuru Geometrisinin Gürültü Azaltımına Etkileri

Impacts of V-Type Acoustic Air Louvre Geometry on Noise Reduction in Diesel Generators

Murat UYSAL ¹, Yalçın DOĞAN ¹, Ahmet FEYZİOĞLU ², Tolga ALTIPARMAK ¹,

İbrahim ÇAKICI ¹, Ahmet Gürkan ZENGİN ¹

¹Teksan, İstanbul, Türkiye

²Marmara Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, İstanbul, Türkiye

Öz

Gürültü kirliliği, insanları fiziksel ve psikolojik olarak etkileyen başlıca çevresel faktörlerden biri olarak kabul edilmektedir. Teknolojinin hızla ilerlemesi ile gürültü kaynakları ve etki dereceleri hızla artmıştır. Günümüzün kuşkusuz en vazgeçilmez ihtiyaçlarından birisi de elektrik enerjisidir. Bu çalışmada elektrik enerjisi üretiminde yaygın olarak kullanılan dizel jeneratör setlerinin ses izolasyon kabinleri üzerindeki v-tipi akustik hava panjurları ele alınarak bu panjurların sahip oldukları geometrinin gürültü azaltımına etkileri sayısal olarak incelenmiştir. V-tip akustik hava panjuru performansının sayısal olarak incelenmesi sonlu elemanlar ve sonlu hacimleri yöntemi kullanılarak gerçekleştirilmiş olup analizler için ise ticari yazılımlardan yararlanılmıştır. V-tip akustik panjur için Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizlerinin çözümlenmesinde Ansys Fluent kullanılmıştır. Akustik analizler için de Ansys Workbench ortamında Harmonik Akustik modülü kullanılmıştır. Akış analizleri ile akustik hava panjurunda yaşanan basınç kaybı sonucu, akustik analizlerle de panjurda gürültünün ne kadar düştüğüne dair sonuçlar elde edilmiştir. Elde edilen bu sonuçlar görsel ve grafiklerle desteklenerek açık bir şekilde paylaşılmıştır. Sonuç olarak akustik panjur yaprak açısı ile akustik performans arasında bir korelasyon ortaya konulmuştur. Akustik panjurlarda yaprak açısının değişmesi ile sönümlenecek gürültünün 1/3 oktav bandında frekansları incelendiğinde her bir frekans bandında farklı performans gösterdiği görülmüştür. Bu çalışmada ham gürültü kaynaklarının frekanslarına uygun yaprak açısının tasarım aşamasında belirlenmesinin soğutma performansı ve gürültü azaltımı yönünden oldukça önemli olduğu tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: V Tip Panjur, Akustik Panjur, Gürültü Azaltımı, Dizel Jeneratör, Akış Analizi, Basınç Kaybı, Ansys Simülasyon, Radyatör Fanı, Soğutma Verimi, Gürültü Sönümleme, Jeneratör Ses Kontrolü, Endüstriyel Ses Kontrolü, Akustik Yalıtım, İletim Kaybı

Abstract

Noise pollution is accepted as one of the main environmental factors which affects people physically and psychologically. Noise sources and their effect levels have been increased because of rapid progress in technology. Electrical energy is the most indispensable need without doubt nowadays. In this study, V type acoustic air louvres which are placed on noise insulation cabin of diesel generators generating electricity extensively is discussed and impacts of geometry of these louvres on noise reduction is examined numerically. Numerical analysis of v-type acoustic air louver performance was carried out using the finite element and finite volume method, and commercial software was used for the analysis. Ansys Fluent was used to perform Computational Fluid Dynamics (CFD) for V-type acoustic Louvre. Harmonic acoustic module was used to perform acoustic analysis under frame Ansys Workbench. Pressure loss occurred in air louvres is obtained by means of flow analysis and results are obtained by means of acoustic analysis on how much noise is reduced in the louver. Results are shared and supported with pictures and graphs. Consequently, a correlation between acoustic louver leaf angle and acoustic performance has been revealed. When the frequencies of the noise to be damped with the change of leaf angle in acoustic louvres are examined in the 1/3 octave band, it is seen that it performs differently in each frequency band. In this study, it is retained that determination of leaf angle suitable to frequencies of raw noise sources in the stage of design is quite important in terms of cooling performance and noise reduction.

Keywords: V Type Louvre, Acoustic Louvre, Noise Reduction, Diesel Generator, Computational Fluid Analysis, Pressure Loss, Ansys Simulation, Radiator Fan, Cooling Efficiency, Noise Absorbition, Generator Noise Control, Industrial Noise Control, Acoustic Insulation, Transmission Loss

I. GİRİŞ

Dizel jeneratörlerde çok sayıda gürültü yaratan ekipman olması ile birlikte en baskın gürültü kaynağı olarak egzoz sistemlerini, radyatör fanlarını ve motor-alternatör ekipmanlarını sayabiliriz. Egzoz sistemi kaynaklı gürültüler yanma işlemi sonrasında yüksek basınca ulaşan gazların atılması sırasında oluşurken, motor-alternatör kaynaklı gürültüler gövdeden yayılan ve çoğunlukla yapısal kaynaklı olan gürültülerdir. Radyatör fanı kaynaklı gürültüler ise fanların sahip oldukları kanat geometrilerinden dolayı, yüksek devirlerde dönmeleri esnasında meydana gelen hava-kanat etkileşiminden kaynaklanan gürültü olarak karşımıza çıkmaktadır.

Dizel jeneratörlerde içten yanmalı dizel motorun ihtiyacı olan taze havayı karşılamak ve motor bloğu içerisinde devir daim olan sıvı akışkanın tekrar soğutulması için mahfaza içerisine belirli miktarda ve belirli yoğunlukta taze hava alınması gerekmektedir. Bu nedenle giriş hava basıncını yönetmek güç yoğunluğu için kritiktir. Dizel motorlarda düşük yanma veriminden dolayı turbo şarj sistemleri yaygın bir kullanım alanı bulmuştur. Yaptıkları iş açısından turbo şarjlar dizel motorun düşük yanma veriminin getireceği düşük güç yoğunluğunu artırmaya yaramaktadır [1, 2]. Nüfusun artışıyla paralel olarak enerji ihtiyacı da her geçen gün artmakta; bu artışın büyük bir bölümü de sınırlı ömürlü fosil yakıtlar olan petrol, kömür ve doğalgaz gibi kaynaklar kullanılarak karşılanmaktadır. Fosil yakıtların kullanımının sonuçları arasında hava kirliliği ve asit yağmurları gibi çevresel zararların yanı sıra sera gazlarının birikimi ve sonucunda dünya yüzeyindeki sıcaklık dengesinin değişimi de bulunmaktadır [3].

Radyatör fanı sayesinde mahfaza içerisine çekilen bu havanın bir kısmı yakılmak üzere motorun emme manifolduna gönderilirken bir kısmı da motor bloğundan yayılan ve radyatör peteklerinde oluşan ısı enerjisini üzerine alarak radyatörün soğutma kapasitesini artırır. Isı enerjisini üzerine alan havanın ısınmasının ardından hava yine fan sayesinde mahfazadan dışarıya atılır. Taze hava girişi ve sıcak hava atışı jeneratör mahfazası üzerindeki açıklıklardan sağlanır. Bununla birlikte bu açıklıklardan dolayı mahfaza içerisinde oluşan farklı frekanslardaki gürültüler ortama yayılarak istenmeyen bir durum oluştururlar. Ortama yayılan bu gürültülerin giderilmesi için farklı geometrilerde hava emiş ve atış panjuruları kullanılmaktadır.

Mahfaza içerisindeki dizel jeneratör setine ait içten yanmalı motorun gücü ve silindir sayısının yanı sıra

kullanılan radyatör fanının çapı, kanat sayısı ve devir sayısı gibi özelliklerinin değişmesi ile jeneratör setinin ortama yaydığı gürültü seviyesi değişmektedir.

Farklı endüstrilerde kullanılmakta olan ve çeşitli geometrilerle sahip çok sayıda akustik hava panjuru mevcuttur. Genel itibari ile bu panjurlarda havanın geçişine müsaade edilirken ses dalgalarının panjur yaprağı yüzeylerine çarparak sönümlenmesi beklenir. Sönümlenme işleminin meydana gelebilmesi için akustik panjurun yapraklarında ses dalgalarını karşılayan akustik yalıtım malzemeleri kullanılmaktadır. Çeşitli teknik özelliklere sahip çok sayıda yalıtım malzemesi olmasına karşın jeneratör sektöründe en yaygın kullanıma sahip olanları kimyasal emdirilmiş süngerler ve taş yünü olarak adlandırılan malzemelerdir.

Literatürde aktif ve pasif akustik panjurların akustik performansları ile ilgili çeşitli çalışmalar yapılmıştır. 2014 yılında yapılan bir çalışmada aktif akustik panjurların düşük frekanslarda 20 dB'e varan iletim kaybı sağladığı ve bu performansıyla yüksek frekanslarda pasif panjurların sağladığı performansa ulaştıkları vurgulanmıştır [4].

Performans açısından uygun bir v-tip akustik hava panjuru elde etmek için jeneratör setinin konumlandırılacağı bölgenin iklim koşulları, dizel motorun teknik gereksinimleri, arzu edilen jeneratör ses seviyesi ve kullanılacak akustik yalıtım malzemesinin teknik kapasitesi birlikte ele alınmalıdır. Bu parametrelerden doğan sınır koşulları uygun analiz programlarına girilerek hava panjurunun akış analizleri ve akustik analizleri gerçekleştirilmeli, sonuçlar objektif bir şekilde değerlendirilerek optimum tasarıma karar verilmelidir.

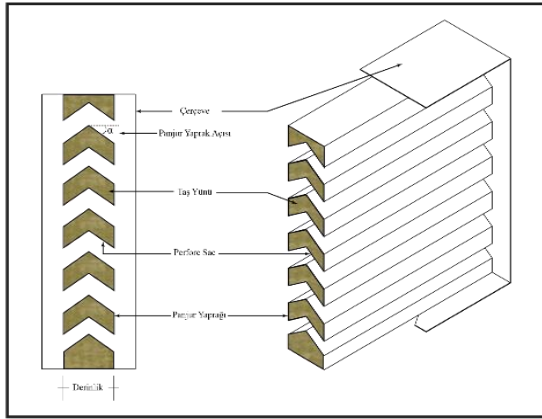
1.1. Akustik Panjur Dizaynı

Akustik panjurular, genellikle aktif ve pasif olarak iki farklı uygulaması olan ve üzerinde açıklıklar bulunan, kapalı alanların içerisinde yer alan mekanik ekipmanların çalışmasıyla üretilen yüksek ve düşük frekanslı ses enerjisinin bu açıklıklardan dış ortama iletimini zayıflatmaya yarayan sistemlerdir. Akustik panjurular bu zayıflatma işlemini yapılarında kullanılan, viskoz ve ısıl açıdan dağıtıcı özelliklere sahip gözenekli ses emici yalıtım malzemelerinin akustik enerjiyi ısıl enerjiye dönüştürmeleri sayesinde gerçekleştirir.

Akustik panjuruların akustik ve aerodinamik performansları panjur tasarımına göre değişkenlik göstermektedir. Özellikle panjurda meydana gelecek basınç kaybı seviyesi, panjurun yağmur suyu girişine

göstereceği direnç, gürültü seviyesini en aza indirirken aynı zamanda hava geçişine de müsaade etmesi gibi temel işlevler tasarım aşamasında panjurun alacağı boyutlarla doğrudan ilintilidir. Akustik panjurlarda gürültü seviyesinin azaltılmasının altında yatan prensipler şu şekilde tanımlanabilir:

- Ses dalgalarının enerjisi sesin geldiği kaynağa geri yansıtılır. Bu yansımanın oranı ise panjur yapraklarının kütlelerine bağlıdır.
- Havanın akustik panjur içerisindeki kanatlar ve açıklıklar arasındaki hareketi sırasında oluşan parazit ikincil bir ses kaynağı olarak kabul edilebilir.
- Akustik panjurlarda gürültü düşümü ses dalgalarının ses emici materyalden geçerken enerjilerinin ısı enerjisine dönüşmesi ile oluşur [5].



Şekil 1. V-tip akustik hava panjuru

1.2. V Tip Akustik Panjur Dizaynı

Şekil 1.de de değinildiği üzere akustik panjurlar, üzerlerinde hava emiş açıklıkları bulunan kapalı alanların içerisinde yer alan mekanik sistemlerin çalışmasıyla üretilen farklı frekanslardaki ses enerjisinin bu açıklıklardan dış ortama aktarılmasını önleyen ekipmanlardır. Dizel jeneratörlerde de aynı amaçla kullanılan akustik panjurlar, sistemin ihtiyacı olan yeterli temiz havanın sisteme ulaşmasını sağlarken akustik açıdan da performans göstermelidir. Ancak bu iki fenomen çoğunlukla kullanıldığı dizel jeneratör setlerinde birbiri ile teknik çelişki oluşturmaktadır. Şöyle ki; dizel jeneratörlerde sistemin ana ekipmanlarından olan dizel motorların verimli çalışabilmesi için taze havaya ihtiyaç vardır. Bu taze havanın mahfaza içerisine alınması için mahfaza üzerine hava giriş açıklıkları yerleştirilir. Bu açıklıkların alanı arttıkça mahfaza dışına sızan gürültü artarken bu alan azaldıkça soğutma sisteminde yer alan fan üzerindeki basınç seviyesi artmaktadır. Bu makalede dizel jeneratör setlerinde kullanılan sabit derinliğe ve sabit hava geçiş boşluğuna sahip v-tip

akustik bir panjurda, panjur yapraklarındaki açı değişiminin geri basınç ve akustik üzerine etkileri incelenmiştir. Tasarım aşamasında kullanılan parametreler Tablo 1’ de belirtilmiştir.

Tablo 1. V-tip akustik panjur tasarım parametreleri

Sıra No	Parametre	Birim	Durum 1	Durum 2	Durum 3	Durum 4
A	Panjur yaprak açısı	°	30°	35°	40°	45°
B	Panjur yaprak derinliği	mm	150	150	150	150
C	Panjur yaprak uzunluğu	mm	700	700	700	700
D	Panjur yaprak kalınlığı	mm	50	50	50	50
E	Panjur yaprak adedi	adet	5	5	5	5
F	Hava geçiş aralığı	mm	50	50	50	50
G	Sac kalınlığı	mm	2	2	2	2

II. DİZEL JENERATÖRLERDE YALITIM MALZEMESİ

Genel olarak ses iki yolla giderilebilir. Bunlar sesin yutulması ve yalıtımı şeklindedir. Ses yutumu, ses dalgalarının ısı enerjisine dönüşümünü ifade eder. Ses yalıtımı ise ses dalgalarının, içinde hareket ettiği ortamın yoğunluğundan farklı bir yoğunlukla (yalıtım malzemesi) karşılaştığında enerjilerinin bir kısmının yansıma ve ısıya giderken bir kısmının da farklı yoğunluktaki ortamdan geçişini tamamlamasıdır. Buna örnek olarak bina dış cephelerinde kullanılan ve belirli oranda ses geçişini azaltan yalıtım malzemeleri verilebilir [6, 7].

Bir mahfaza içerisine yerleştirilen dizel jeneratör setlerinde sistemin gürültü seviyesini düşürmek adına mahfaza duvarlarında ve panjur yapraklarının iç kısımlarında akustik malzeme kullanılarak ses yalıtımı kavramı hayata geçirilir. Literatürde ve endüstriyel uygulamalarda çok çeşitli yalıtım malzemesi tipi mevcut olmasına karşın jeneratör sektöründe en yaygın kullanım alanına sahip olanları akustik sünger ve taş yünü uygulamalarıdır.

Lifli veya açık gözenekli bir yapıda olan izolasyon malzemeleri ses izolasyonu için daha uygundur. Ses dalgaları lifli materyallerle temas ettiği zaman liflerin arasında kalan boşluklardaki hava molekülleri bir miktar ses dalgasını ısı enerjisine çevirir. Bu da ses izolasyonunun sağlanması anlamına gelmektedir. Ayrıca bu lifli yapılar ne kadar ince ve sık bir iç yapıya

sahip olurlarsa ses yutum katsayısının büyüklüğü de aynı oranda artar [6, 7].

İnorganik ham maddeler, 1350°C ile 1400°C sıcaklıkları arasında eritilerek elyaf haline getirilir ve bu işlem sonucunda taş yünleri oluşur. Kullanım yeri ve amacına bağlı olarak, değişik boyutlarda ve farklı teknik özelliklere sahip şekillerde üretilebilen bu materyal, çeşitli kaplama malzemeleri kullanılarak farklı varyasyonlarda üretilebilir. Isı, ses ve akustik yalıtımın yanı sıra yangın karşısında da güvenlik sağlamaktadır. Lifli ve gözenekli iç yapılarından dolayı bu çalışmada panjur yaprakları içerisinde taş yünü kullanılmıştır.



Şekil 2. Taş yünü

Özellikle radyatör hava atışında v-tip panjur kullanımında dikkat edilmesi gereken önemli bir nokta vardır. Şekil 2.'de gösterilen taş yünü, panjur yaprağının içerisine yerleştirildikten sonra taş yünü sabitlemek amacı ile üzerine perfore sac gelecek şekilde kullanılmalıdır. Burada amaç, panjur yaprağı içerisinde belirli bir hava basıncına maruz kalan taş yünlerinin yapıları itibari ile bütünlüğünü kaybedip dağılmasını engellemektir. Perfore sac kullanımı ile bunun önüne geçilmektedir. Ayrıca taş yünlerinin temel çalışma prensibi ses dalgalarının taş yünü'nün gözenekli yapısına temas ederek enerjisini ısıya dönüştürmesine dayanır. Bu noktada, perfore sac üzerindeki delikli yapı sayesinde ses dalgalarının taş yünü ile teması sağlanırken hava basıncı etkisi ile yapısının bozulup çevreye dağılmasının önüne geçilmiş olur. Analizde modellenen taş yününe ait özellikler Tablo 3'te belirtilmiştir.

Tablo 3. Yalıtım malzemesi teknik parametreleri

Sıra No	Parametre	Birim	Durum 1	Durum 2	Durum 3	Durum 4
A	Panjur yaprak açısı (α)	°	30°	35°	40°	45°
B	Yalıtım malzemesi türü	-	Taş yünü	Taş yünü	Taş yünü	Taş yünü
C	Yalıtım malzemesi kalınlığı	mm	50	50	50	50
D	Yalıtım malzemesi yoğunluğu	kg/m ³	40-45	40-45	40-45	40-45

Tablo 3. Yalıtım malzemesi teknik parametreleri (devamı)

E	Isı iletkenliği	W/mK	0,035-0,04	0,035-0,04	0,035-0,04	0,035-0,04
F	Çalışma sıcaklığı	°C	0,0769	0,0769	0,0769	0,0769
G	Ergime sıcaklığı	°C	>1000	>1000	>1000	>1000

III.V-TİP AKUSTİK PANJURLARDA AKIŞ ANALİZİ ve BASINÇ KAYBI

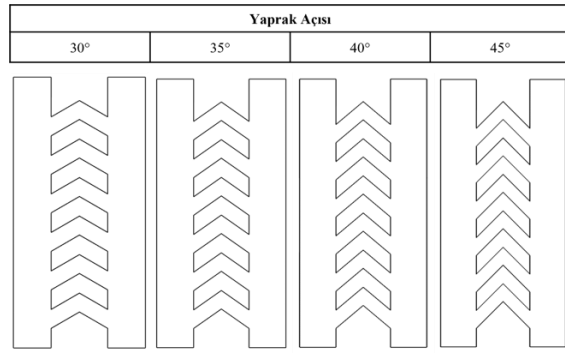
Dizel jeneratörlerde radyatör hava atış tarafında kullanılan panjurlar teorik olarak radyatör fanının bastığı havaya maruz kalmaktadır. Optimum tasarıma sahip olmayan bir hava atış panjuru iki farklı şekilde sistemi olumsuz etkilemektedir. Hava akışını gereğinden fazla kısıtlayacak şekilde tasarlanan bir hava atış panjurunda oluşacak basınç kaybı gerek radyatör fanı üzerindeki basıncı artırarak gerekse mahfaza içindeki ısınan havanın tahliyesini engelleyerek soğutma verimini düşürecektir. Hava akışının çok rahat gerçekleştiği bir tasarım ise gürültünün mahfaza dışına daha fazla iletilmesi anlamına gelecektir.

Uygun tasarımın belirlenmesi noktasında akustik hava panjuru için hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analizleri gerçekleştirilmiştir. Analizler, sonlu hacimler yöntemini kullanarak çözümleme yapabilen ANSYS Fluent çözücüsünün 2024 R1 sürümünde gerçekleştirilmiştir. Denklem takımlarının çözümlenmesi "Intel® Core™ i9-10900X CPU @ 3.70GHz (10 CPUs)" işlemci mimarisi ve 64 GB bellek yapısına sahip donanım kaynağı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. V-tip akustik panjurun Tablo 1'de paylaşılan 30, 35, 40 ve 45 derecelik yaprak açılımlarına sahip durum senaryolarının basınç kaybı hesaplamaları, HAD yöntemi ile ön işlem, çözümleme ve işlem sonrası olmak üzere üç aşamada gerçekleştirilmiştir.

3.1. Ön işlem

Sayısal çözümler için matematiksel modelin aşamaları olan akış hacmi oluşturma, sınır koşullarının belirlenmesi ve çözüm ağ örgüsünün bağımsızlaştırılması gerçekleştirilmiştir.

Bilgisayar destekli tasarım aracı olan ANSYS SpaceClaim yazılımının 2024 R1 sürümü kullanılarak sayısal çözümlerinin gerçekleştirileceği akış hacmi, katı geometri sınırları dahilinde oluşturulmuştur. Akış hacmi üzerinde sınır tabaka sayısal çözüm ağının oluşturulabilmesi için paylaşımlı topoloji çalışılmıştır. Farklı yaprak açılımlarına göre oluşturulan akış hacimlerinin iki boyutlu görseli Şekil 3'te paylaşılmıştır.



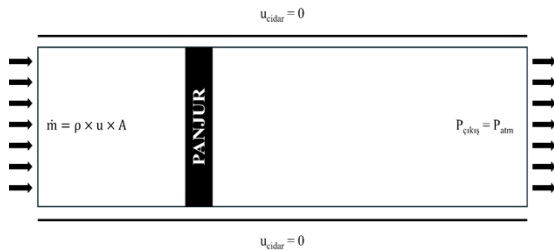
Şekil 3. Yaprak açısına göre oluşturulan akış hacimleri

HAD analizlerinde akış hacminin sınır koşulları belirlenmiştir. Akış hacminde akışkan olarak hava kullanılmıştır. Havanın, 60 °C sıcaklık ve 101325 Pa deniz seviyesindeki atmosfer basıncı altında sahip olduğu fiziksel özellikler Tablo 4'te paylaşılmıştır.

Tablo 4. Havanın fiziksel özellikleri (60 °C @ 1 atm)

Yoğunluk	1,06	kg/m ³
Dinamik viskozite	0,0000191	kg/m.s
Kinematik viskozite	0,00001886	m ² /s

Motor modelinin veri yaprağından motorun maksimum yükteki fan hava debisi tespit edilmiştir. Akış hacmine saatte 78 m³ hava girişi olacaktır. Sıcaklığın değişimi, akışkanın viskozite ve yoğunluk değerlerinin değişimine sebep olacağı için bu da karşı basınç değerini büyük ölçüde etkiler. Bu nedenle, radyatörden atılan havanın sıcaklığı 60 °C olarak belirlenmiştir ve akışkan sıcaklığı olarak kabul edilmiştir. Akış hacmi birden fazla senaryoda kullanılacağı için geometrik bağımsızlığı oluşturacak hacim, akışın sayısal çözümleme hata mertebelerini en aza indirecek şekilde rüzgâr tüneli şeklinde kurgulanmıştır [16]. Panjur geometrisi dahil akış hacmi cidarlarında kaymama koşulu kullanılmıştır. Sayısal çözümlemesi gerçekleştirilecek akış hacminin sınır koşulları Şekil 4'te paylaşılmıştır.



Şekil 4. Panjur akış hacmi sınır koşulları

HAD analizleri için panjurun yaprak açısına göre farklılık gösteren dört farklı akış hacmi oluşturulmuştur. Bunlar; 30, 35, 40 ve 45 derecelik yaprak açılara göre YA30, YA35, YA40 ve YA45 akış hacimleridir. Tüm bu akış hacimleri kullanılarak HAD analizleri ile basınç kaybı hesaplamaları yapılacağı için analiz sonuçlarının doğruluğunu arttırmak ve sayısal kararsızlığı azaltmak adına çözüm sonuçları ağ örgüsünden bağımsız hale getirilmiştir. Çözüm ağ örgüsünün bağımsızlaştırılması YA30 akış hacmi üzerinden gerçekleştirilmiştir. Çözüm ağ örgüsünün bağımsızlaştırılması için sekiz farklı HAD analizi gerçekleştirilmiştir (Tablo 5).

Çözüm hacmi ağ örgüsü, ANSYS Mechanical ortamında 2024 R1 sürümünde dört yüzlü ağ yapısı ile oluşturulmuştur ve sonrasında ANSYS Fluent ortamında çok yüzlü ağ yapısına dönüştürülmüştür. Çok yüzlü ağ yapısına dönüştürülmesinde, HAD analizlerinde hızlı ve doğru çözümler elde etmek amaçlanmıştır.

Basınç kaybı hesabı, çözüm hacmi giriş ve çıkış yüzeylerinden hesaplanan alan ağırlıklı basınç değerlerinin oluşturduğu fark ile yapılmıştır.

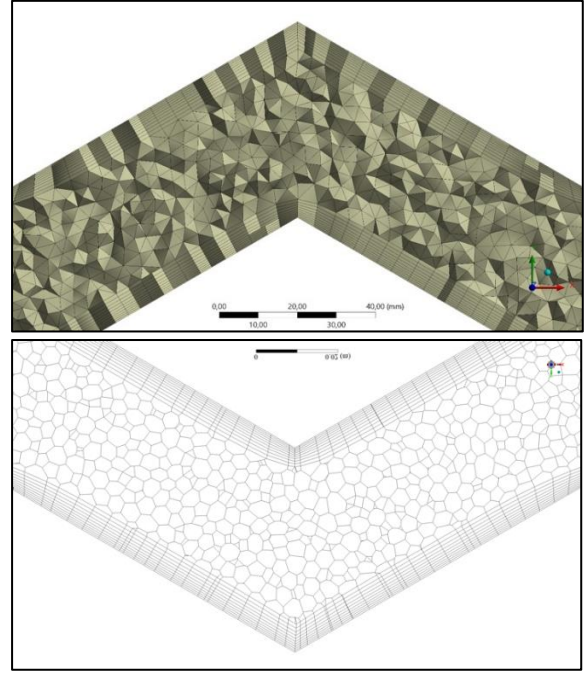
Tablo 5. Çözüm hacminin ağ örgüsünden bağımsızlığı için oluşturulan senaryolar

Çözüm hacmi	Dört yüzlü ağ örgüsü bütünsel eleman boyutu (mm)	Dört yüzlü ağ yapısı sayısal verileri		Çok yüzlü ağ yapısı sayısal verileri		Basınç Kaybı (Pa)
		Hücre sayısı	Düğüm sayısı	Hücre sayısı	Düğüm sayısı	
YA30M1	100	248412	79729	237405	465300	74,58
YA30M2	75	533469	166882	409747	881009	78,76
YA30M3	50	1426394	408273	611682	1817675	84,35
YA30M4	37,5	2917716	788128	1095439	3474358	89,46
YA30M5	25	8245786	2045253	2460944	9217876	92,34
YA30M6	20	14708682	3437527	3927396	15997530	93,28
YA30M7	18	19576032	4501778	5039202	21069532	93,68
YA30M8	15	31597225	7030315	7706679	33607450	93,57

Tablo 5’te paylaşılan bilgilere istinaden basınç kaybının 20, 18 ve 15 mm dört yüzlü ağ örgüsü bütünsel eleman boyutlarında değişmediği ancak 10^{-1} hassasiyette değiştiği görülmüştür. YA30M8 çözüm hacmi, donanım kaynağından 55 GB bellek kullanmıştır, bu sebeple donanım kaynağı sınırlarından ötürü farklı yaprak açıların basınç kaybı hesaplamaları HAD analizlerinde 20 mm bütünsel eleman boyutu kullanılmıştır. M6 çözüm hacmi ağ örgüsünde en büyük asimetri kalite metriği 0,75’tir ve ortalama 0,21’dir.

V-tip akustik panjurların yaprak açıları akışkan akışı sırasında akış ayrılmalarına sebep olacaktır. HAD analizlerinin doğru çözümlenebilmesi ve akış ayrılmalarını tespit edebilmek amacıyla panjur cidarlarında sınır tabaka ağ örgüsü ve çözüm hacminde SST k-Omega türbülans modeli kullanılmıştır. SST k-Omega türbülans modeli, cidar yakınındaki türbülanslı akışlarla sınır tabaka ayrılması ve yeniden bağlanması gibi karmaşık akışları modellemek için uygundur. SST k-Omega türbülans modeli, kayma gerilmesi taşınımını doğru bir şekilde hesaplayarak yüksek gerilimli bölgelerde daha doğru sonuçlar üretmektedir. SST k-Omega modeli, k-Omega ve k-Epsilon modellerinin avantajlarını birleştirerek daha hassas ve stabil sonuçlar sağlar.

Akış ayrılmalarının doğru tespit edilebilmesi için sınır tabakanın viskoz alt katmanındaki baskın viskoz etkileri çözümlenmelere dahil edilmiştir. Bunun için y+ hesaplamaları yapılmıştır. Cidardaki yüzey sürtünme katsayısı, kayma gerilmesi ve sürtünme hızı hesaplanarak cidardaki sınır tabaka ağ örgüsünün ilk hücre yüksekliği 0.4 mm olarak tespit edilmiştir. İlk hücre yüksekliği baz alınarak %10 büyüme oranı ile 10 katman olacak şekilde sınır tabaka ağ örgüsü oluşturulmuştur. Panjur cidarlarına uygulanan sınır tabaka ağ örgüsü Şekil 5’te paylaşılmıştır. İlk hücre yüksekliği hesaplamalarında, SST k-Omega türbülans modeli baz alındığında y+ değeri 10’dan küçük olacak şekilde kurgulanmıştır. Çözüm hacmi giriş sınır koşulunda, akışkan akışının reynolds sayısı ve hidrolik çap değerleri baz alındığında türbülans yoğunluğu %3,78 ve türbülans uzunluk ölçeği 0.049 m olarak kullanılmıştır [17].



Şekil 5. YA30M6 sınır tabaka ağ görseli (20 mm bütünsel eleman boyutu)

3.2. Çözümleme

30, 35, 40 ve 45 derecelik yaprak açılarına sahip v-tip akustik panjurların YA30M6, YA35M6, YA40M6 ve YA45M6 çözüm hacimlerinin üç boyutlu, kararlı durum ve basınç tabanlı HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. HAD analizlerinde, süreklilik denklemi, üç doğrultudaki momentum denklemleri, türbülans kinetik enerji denklemi ve türbülans frekansı denklemlerinin çözümlenmesi Tablo 5’te paylaşılan çözüm ayarları ile gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen iteratif çözümler sırasında denklemlerin kararlılığını ve yakınsama hızını kontrol eden parametreler ise Tablo 6’da paylaşılmıştır. Çözüm hacimlerinde gerçekleştirilen HAD analizlerinin grafikleri Şekil 6’da paylaşılmıştır.

Tablo 5. Çözümleme ayarları

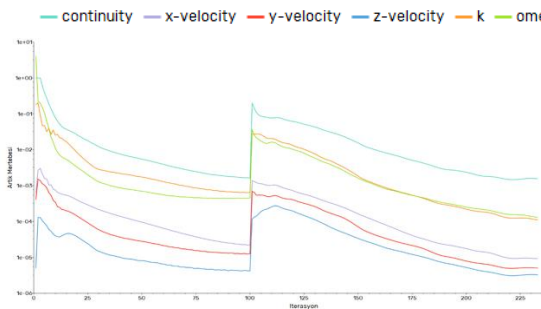
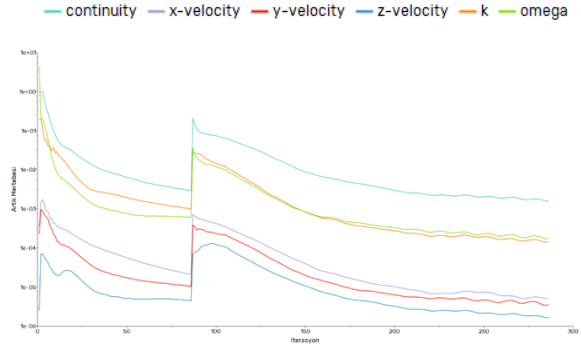
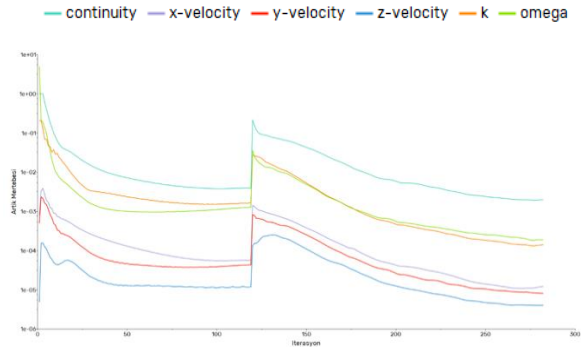
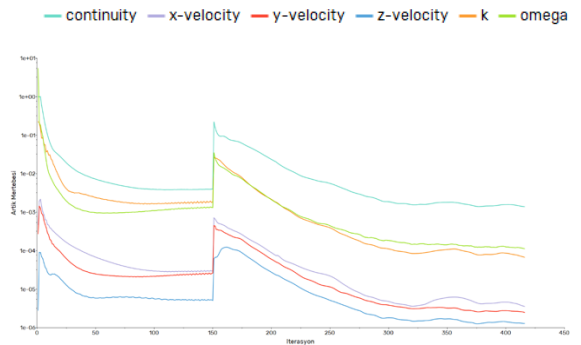
Zaman	Kararlı
Türbülans	Shear Stress Transport k-Omega
Metot	Birleşik
Basınç	İkinci mertebeden
Momentum	İkinci mertebeden
Türbülans kinetik enerjisi	İkinci mertebeden
Türbülans frekansı	İkinci mertebeden
Başlangıç koşulları	Standart – giriş sınır koşulları

Tablo 6. Denklem rahatlatma parametreleri

Basınç	0,5
Momentum	0,5
Yoğunluk	1
Gövde kuvveti	1
Türbülans kinetik enerji	0,75
Spesifik ayrılma oranı	0,75
Türbülans viskozitesi	1

"Burada belirtilmesi gereken, artıkların iterasyonlar ilerledikçe denklemler için hata büyüklükleri olduğudur. Teorik olarak, çözüm yakınsadıkça artık sıfıra ulaşmalıdır, ancak gerçek bir hesaplamada artıklar küçük bir değere ("yuvarlama hatası") kadar azalır ve sonra değişmeyi durdurur ("dengelenir"). Bu çalışmada, Ölçekli Artık izleyici, çözümün tüm denklemler için 10⁻³'e, enerji için ise 10⁻⁶'ya kadar yakınsamasını sağlayan FLUENT varsayılanına dayanmaktadır." [15]

Şekil 6 (a,b,c,d) grafiklerinde, 50 ila 150 iterasyonlar arasında gözlemlenen sıçramalar, çözümleme ayarlarında yapılan değişikliklerden kaynaklanmaktadır. Çözümlemeye başlangıçta birinci dereceden (first-order) ayrıklaştırma yöntemi kullanılarak başlanmış ve ardından ikinci dereceden (second-order) ayrıklaştırma yöntemine geçilmiştir. Bu yaklaşım, başlangıçta hızlı bir yakınsama sağlarken, daha sonraki aşamalarda çözüm doğruluğunu artırmaya olanak tanır, bu da çözüm sürecinde dengeli ve etkili bir sonuç elde edilmesini sağlar [20].

**Şekil 6 (a).** YA30M6 HAD analizi yakınsama grafiği (Artık mertebesi – İterasyon)**Şekil 6 (b).** YA35M6 HAD analizi yakınsama grafiği (Artık mertebesi – İterasyon)**Şekil 6 (c).** YA40M6 HAD analizi yakınsama grafiği (Artık mertebesi – İterasyon)**Şekil 6 (d).** YA45M6 HAD analizi yakınsama grafiği (Artık mertebesi – İterasyon)

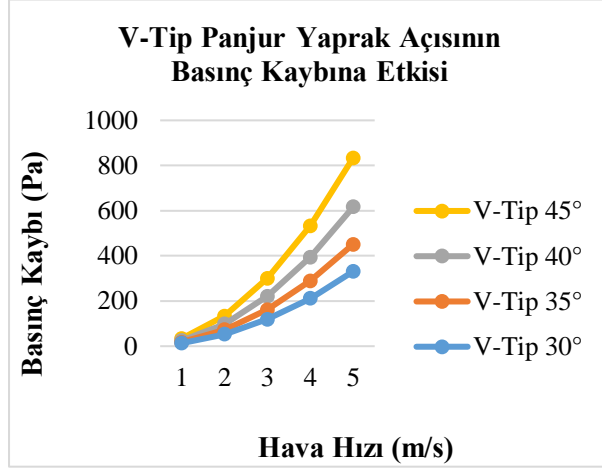
3.3. İşlem sonrası

30, 35, 40 ve 45 derecelik yaprak açılımlarına sahip YA30M6, YA35M6, YA40M6 ve YA45M6 çözüm hacimlerinin HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Analiz sonuçları Tablo 7'de paylaşılmıştır.

Tablo 7. HAD analiz sonuçları

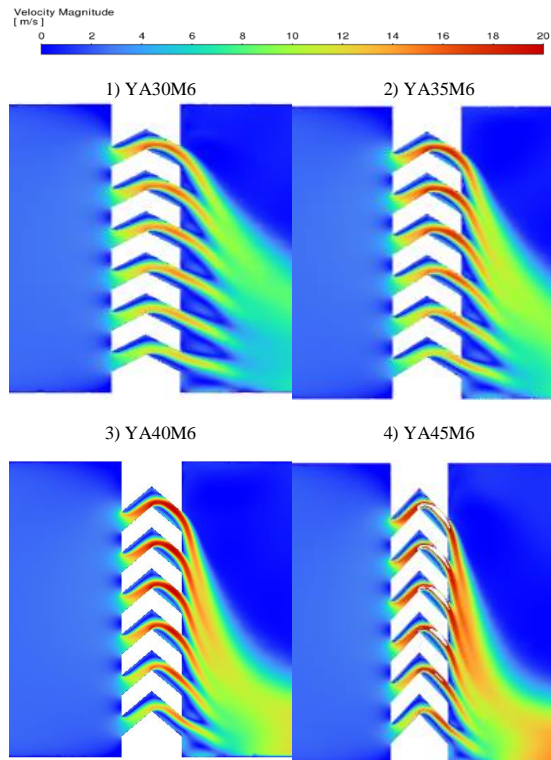
Çözüm hacmi	Basınç kaybı (Pa)	Panjur y+
YA30M6	93,28	4,79
YA35M6	127,13	5,26
YA40M6	173,56	5,76
YA45M6	234,96	6,14

Elde edilen HAD analiz sonuçlarını kullanarak yük kaybı katsayısı her bir çözüm hacmi için belirlenmiştir ve Şekil 7'deki hız – basınç kaybı grafiği oluşturulmuştur [18].

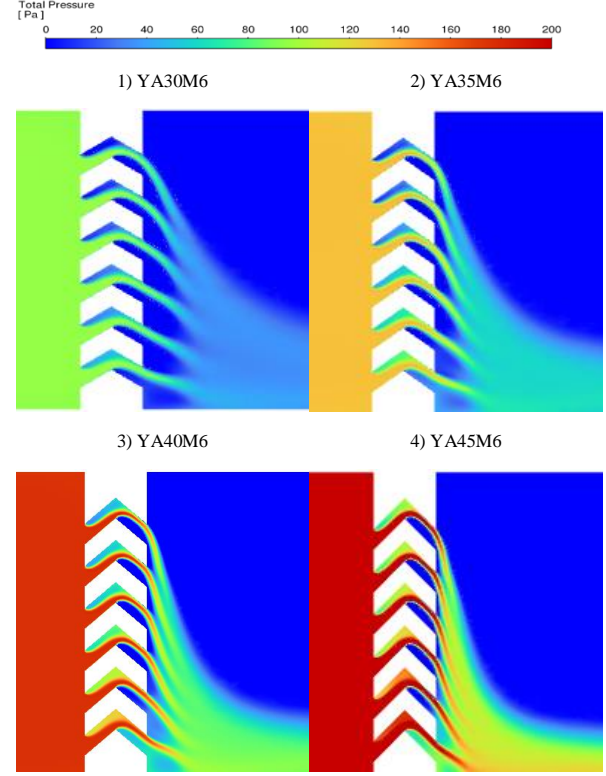


Şekil 7. Farklı yaprak açılarında panjurun hız – basınç kaybı grafiği

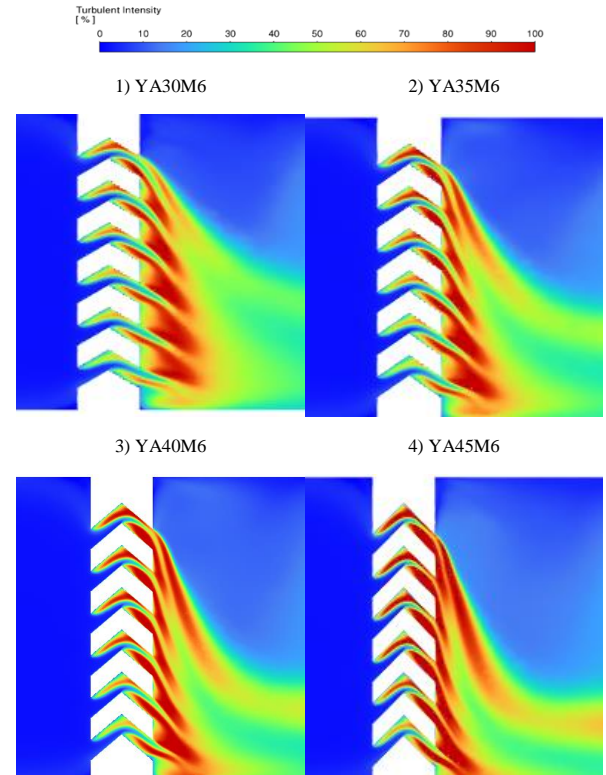
Çözüm hacimlerinin hız, basınç ve türbülans yoğunluğu dağılımını gösteren eş düzey eğrileri Şekil 8, 9 ve 10'da gösterilmiştir.



Şekil 8. Hız dağılımı eş düzey eğrileri



Şekil 9. Toplam basınç dağılımı eş düzey eğrileri



Şekil 10. Türbülans yoğunluğu dağılımı eş düzey eğrileri

Tablo 7’de paylaşılan HAD analiz sonuçları incelendiğinde, panjur yaprak açılarının arttığı senaryolarda basınç kayıplarında ve y^+ değerlerinde artışlar olduğu gözlemlenmiştir. Yaprak açıları arttıkça hava akışının yaprakların yüzeyine çarpma açısı ve ardından nasıl yönlendirildiği basınç kaybında önemli bir etken olarak öne çıkmaktadır. Y^+ değerlerinin ($y^+ \leq 10$) tüm yaprak açılarında düşük kalması, panjur cidarına yakın viskoz alt tabakadaki gerçek akışkan davranışının çözüldüğünü ve duvar fonksiyonlarının devreye girmediğini göstermektedir [17].

Türbülans yoğunluğu ve akış ayrılması, basınç kaybı hesaplamaları üzerinde önemli etkilere sahip olan iki temel akış fenomenidir. Bu iki kavram arasındaki ilişkiyi anlamak, akış dinamiklerini ve basınç kaybını etkileyen faktörleri açıklamaya yardımcı olmaktadır. Türbülans yoğunluğu, hızın dalgalanan bileşeninin karekök ortalamasının, akışın ortalama hızına oranı olarak ifade edilmektedir [19]. Akış ayrılması, bir akışın yüzeyden ayrıldığı ve düşük basınç bölgeleri oluşturarak türbülanslı akışa neden olduğu bir durumdur. Bu durum genellikle yüksek açılı yüzeylerde veya ani geometrik değişikliklerde meydana gelmektedir.

Şekil 8’de hız, Şekil 9’da toplam basınç ve Şekil 10’da türbülans yoğunluğu eş düzey eğrilerinde de görüldüğü üzere v-tip akustik panjurda yaprak açısı arttıkça akışın yüzeyden daha erken ayrıldığı görülmüştür. Açıdaki artış, akışın yüzeyle olan temasını azaltır ve ayrılma noktalarının daha erken oluşmasına yol açar.

Akış ayrılması, türbülanslı bölgelerin oluşumunu arttırmıştır. Şekil 10’da akış ayrılması nedeniyle türbülans yoğunluğunun arttığı görülmüştür. Türbülanslı bölgeler, akışın düzensiz ve kararsız hale gelmesine neden olmaktadır. Bu da daha yüksek enerji kayıplarına yol açmıştır. Yüksek yaprak açılarında basınç kaybı, erken akış ayrılması ve artan türbülans yoğunluğu nedeniyle yüksektir. Daha fazla türbülanslı akış, daha fazla direnç ve dolayısıyla daha yüksek basınç kaybı anlamına gelmektedir.

Geometrik olarak yapraklardaki açı değişimi, akış paternini etkilediği görülmüştür. V-tip akustik panjurda yaprak açısı arttıkça, bu tür bir etki daha yüksek basınç kaybına neden olduğu tespit edilmiştir.

IV. AKUSTİK ANALİZ

Akustik panjurlar aktif ve pasif olmak üzere iki farklı şekilde literatürde yer almaktadır. Akustik panjurların performansları, ekleme kaybı, iletim kaybı ve gürültü

azaltımı gibi kavramlar üzerinden ifade edilmeye çalışılır.

Statik ekleme kaybı, akustik panjurun takılı olduğu ve olmadığı durumlardaki ses seviyelerindeki aritmetik değişiklik olarak tanımlanır [9].

$$L_{Static} = L_{no\ louvre} - L_{louvre} \quad [db] \quad (1)$$

Burada, L (no louvre) ve L (louvre) sırasıyla panjursuz ve panjurlu olarak ölçülen ses basınç seviyeleridir. Bir mahfaza üzerinde kullanılan akustik panjur için iletim kaybı şeklinde ifade edilir.

$$L_R = L_S - TL + 10 \log_{10} \frac{SW}{R_C} \quad [db] \quad (2)$$

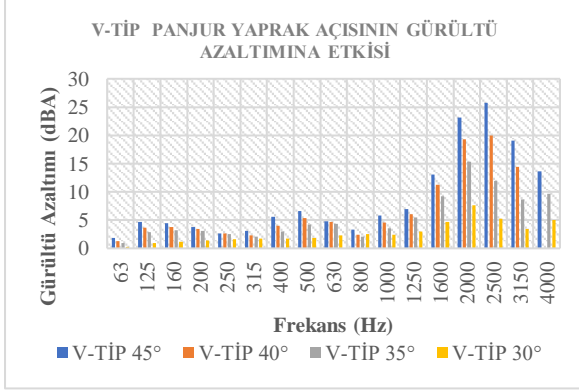
Burada LR test odasındaki ses basınç seviyesini, L_S ses kaynağı odasındaki geçici ve mekânsal ortalama ses basıncı, SW test elemanının alanını ve R_C ise oda sabitini ifade eder. Gürültü azaltma, kaynak ve alıcı ses basınç seviyeleri arasındaki aritmetik farktır (Nakanishi ve ark., 2007).

$$NR = L_S - L_R \quad [db] \quad (3)$$

Bu çalışmada pasif akustik panjur, gürültü azaltma kavramı üzerinden incelenmiştir. Panjurun gösterdiği akustik performans, gürültü azaltmanın büyüklüğü ile orantılıdır. Mahfaza içindeki ses kaynağından v-tip panjura gelen ses dalgalarının panjur yapraklarına çarparak enerjisini, dolayısı ile ısısını kaybetmesi beklenir. Bu sayede gürültü kaybı elde edilmiş olunur. Bu çalışmada spesifik olarak v-tip bir panjurun radyatör hava atış tarafında kullanılması durumunda göstereceği akustik performans teorik olarak irdelenmiştir. Tablo 1’de geometrik parametreleri paylaşılan, 4 farklı yatayla yaptığı “ α ” açısına (30° , 35° , 40° , 45°) sahip olan v-tip akustik hava panjuru modelleri ANSYS programının akustik modülünde analiz edilmiştir. Akustik analiz sırasında mesh boyutunun dalga boyunun altıda birinden büyük olmaması sağlanmıştır [10, 11].

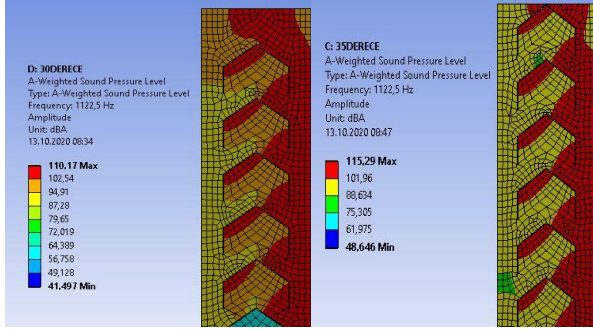
Şekil 11’de V-tip panjur yaprak açısının gürültü azaltımına etkisi ile ilgili grafik paylaşılmıştır. Grafikteki verilere göre yaprak açısı arttıkça gürültü azaltımının tüm frekanslarda arttığı gözlemlenmiştir. 63-1000 Hz aralığında veriler incelendiğinde panjur açısı değişiminin akustik performansa etkisinin 1000-4000 Hz aralığına göre daha az olduğu görülmüştür. Dizel motorların düşük frekansta ürettiği genlikler yüksek frekanslara göre daha fazla olduğu için yaprak

açısının toplam ses seviyesine etkisi azdır. Bütün frekanslara karşılık gelen gürültü azaltımı değerleri tek tek gösterilemeyeceği için Şekil 12 ve 13'te ses basınç seviyesinin yapı üzerindeki dağılımı temsili olarak 1125 Hz için gösterilmiştir.

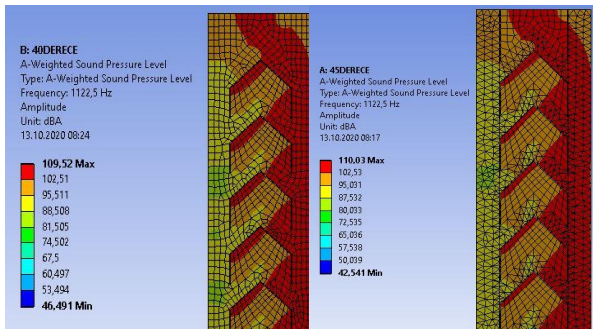


Şekil 11. V-tip panjur yaprak açısının gürültü azaltımına etkisi

0-4000 Hz aralığında elde edilen gürültü azaltımı değerleri Şekil 9'da detaylı olarak paylaşılmıştır.



Şekil 12. 30° ve 35° panjur yaprak açısında ses basıncı dağılımı



Şekil 13. 40° ve 45° panjur yaprak açısında ses basıncı dağılımı

V. SONUÇLAR

Bu çalışmada bir dizel jeneratör kabini radyatör hava atış tarafında kullanılan v tip akustik hava panjuru ele alınmıştır. Panjur yaprağındaki açı değişimi

neticesinde panjurun akustik performans davranışının teorik olarak irdelenmesi amaçlanmıştır. Yöntem olarak sonlu elemanlar ve sonlu hacimler metodu kullanılarak panjurun yaprak açısı ile akustik performans arasında bir korelasyon elde edilmeye çalışılmıştır. Akış analizi ve akustik analizler için sınır koşulları belirlendikten sonra ANSYS mühendislik yazılımı yardımıyla analizler gerçekleştirilmiştir. Öncelikle değişen panjur yaprağı açılarına göre akış analizleri yapılarak oluşan basınç kaybı ortaya konulmuştur. Aynı şekilde değişen panjur yaprağı açılarına göre akustik analizler gerçekleştirilmiştir.

V-tip akustik hava panjurunda yapılan analizler ve buna göre elde edilen sonuçlar göstermektedir ki; Panjurdaki hava hızının karesi ile orantılı olan basınç kaybı değeri, aynı hava giriş hızında her 5°'lik panjur yaprak açısı (α) artışına karşılık yaklaşık olarak 1,4 kat artmaktadır. V-tip panjurun akustik performansı incelendiğinde panjur yaprak açısı (α) arttıkça gürültünün azaldığı görülmüştür. Uygun panjur açısını seçmek hem akustik hem de basınç kaybı parametreleriyle ilgilidir. Dolayısıyla kullanılacak motorun, katalogta yer alan geri basınç kaybı limiti seçim kriteri olmaktadır. Bu çalışma kapsamında Doosan marka D34 ürün kodlu motora ait teknik belge incelendiğinde basınç kaybı limitinin 165 Pa olduğu görülmüştür. HAD analiz sonuçları incelendiğinde 35 derece V-Tip panjurun hem akustik hem basınç kaybı limitleri açısından uygun olduğu görülmüştür.

Gürültü yönetmeliğine göre mevcut ölçülen jeneratör setlerinin ses güç seviyeleriyle limitasyonları sağlanmıştır. Bu limit altında kalabilmek için boyutsal uygunluğu da düşünerek en uygun tasarıma ulaşmak gereklidir. Gürültü kaynakları frekans bantlı olarak incelendiğinde her bir frekans bandında gerekli mertebelerde gürültü düşümü sağlanarak toplam gürültü yönetmeliklere uygun hale getirilir. Sonuçlardan gördüğü üzere 1000 Hz ve üzeri frekanslarda açının artmasıyla aktif bir azalım gerçekleşirken düşük ve orta frekanslarda daha az gürültü düşümü olur. Bu nedenle baskın olan düşük frekanslar düşürülemediği için açı arttırımının etkili bir yöntem olmadığı görülmüştür.

Özellikle 45° yaprak açısına sahip v-tip panjur kullanılması durumunda, 2000 ve 2500 Hz frekans bantlarında gürültü oluşumunda ortalama 25 dB'e varan bir azalma sağlanabildiği görülmüştür. V-tip akustik hava panjuru kullanılmak istenildiğinde, ilk olarak kaynaktan gelen baskın gürültü frekansına bakılmalıdır. Baskın gürültü 0-1000 Hz gibi düşük frekanslarda ise v-tip panjur kullanarak gürültünün

önemli oranda azaltılamayacağından ve sistemin toplam basınç kaybını arttıracığından iyi bir seçenek olmadığı görülmüştür. Baskın gürültü frekansı 1000-4000 Hz aralığında ise kritik basınç kaybı göz önünde bulundurulup gerekli optimizasyon yapılarak uygun yaprak açısına sahip v-tip panjur tasarımının yapılabileceği görülmüştür.

VI. ETİK KURUL ONAYI ve ÇIKAR ÇATIŞMASI BEYANI

Hazırlanan makalede etik kurul izni alınmasına gerek yoktur. Hazırlanan makalede herhangi bir kişi/kurum ile çıkar çatışması bulunmamaktadır.

KAYNAKLAR

- [1] Calam, A., & İçingür, Y. (2019). Giriş havası sıcaklığının hcci motorun yanma ve performansına etkileri. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 39(1), 69–79.
- [2] Solmaz, H., & Uyumaz, A. (2019). Emme Havası Giriş Basıncı ve Sıcaklığının Homojen Dolgulu Sıkıştırma İle Ateşlemeli (HCCI) Bir Motorda Yanma ve Performansa Etkileri. In *Proceedings on 2nd International Conference on Technology and Science*.
- [3] Hayne, M., Tan, D., Devereux, R., & Mee, D. J. (2019). Static insertion loss, transmission loss and noise reduction testing of an acoustic louvre. In *Proceedings of ACOUSTICS* (Vol. 10).
- [4] Akçay, M., Yılmaz, İ. T., Feyzioğlu, A., & Özer, S. (2019). Sıkıştırma ile Ateşlemeli Bir Motora Hidrojen İlavasının Egzoz Emisyonlarına Etkisi. *Çukurova Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 34(3), 21–34.
- [5] Astrauskas, T., Vilniškis, T., Khrystoslavenko, O., Januševičius, T., & Grubliauskas, R. (2018). Experimental research of acoustic louver sound insulation.
- [6] Kaya, A. İ., & Dalgat, T. (2017). Ses yalıtımı açısından doğal liflerin akustik özellikleri. *Mehmet Akif Ersoy Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 8(Özel (Special) 1), 25–37.
- [7] Schmidt, A. C., Jensen, A. A., Clausen, A. U., Kamstrup, O., & Postlethwaite, D. (2004). A comparative life cycle assessment of building insulation products made of stone wool, paper wool and flax: part 1: background, goal and scope, life cycle inventory, impact assessment and interpretation. *The International Journal of Life Cycle Assessment*, 9, 53–66.
- [8] DeBenedetti, B., Maffia, L., & Rossi, S. (2007). From materials to eco-materials: life-cycle environmental approach for insulation products in building applications. In *Proceedings of the 8th international conference of eco-materials, Brunel University, UK*.
- [9] Nakanishi, T., Nakamura, T., Watanabe, Y., Handou, K., & Kiwata, T. (2007). Investigation of air flow passing through louvers. *Komatsu Tech. Rep.*, 53, 1–9.
- [10] Maciel, M. A., & Duarte, M. A. V. (2014). Analytical modelling of active acoustic louvres. *The CD-ROM: proceedings of ICSV*.
- [11] Özkan, Y., Özsert, İ., Ayhan, V., & Cesur, İ. (2016). Reaktif tip susturucunun iç tasarımının akış ve akustik özelliklerine etkisinin incelenmesi. *Sakarya University Journal of Science*, 20(1), 65–74.
- [12] Ver, I.L., & Beranek, L.L. (2006). Noise and Vibration Control Engineering: Principles and Applications. John Wiley & Sons.
- [13] Harris, C.M. (1991). Handbook of Acoustical Measurements and Noise Control. McGraw-Hill.
- [14] Harris, C.M. (1991). Handbook of Acoustical Measurements and Noise Control. McGraw-Hill.
- [15] Barron, R.F. (2002). Industrial Noise Control and Acoustics. Marcel Dekker.
- [16] Mohd Zarif Md Shah, Bambang Basuno, Aslam Abdullah (2020). Comparative Study on Several Type of Turbulence Model Available in ANSYS-Fluent Software for ONERA M6 Wing Aerodynamic Analysis, 15.
- [17] Toshikazu Nakanishi, Tamotsu Nakamura (2007). Investigation of Air Flow passing through Louvers, Komatsu Technical Report, 5.
- [18] Durmuş Sinan Körpe, Özdemir Öztürk Kanat (2019). The Effects of Initial y plus: Numerical Analysis of 3D NACA 4412 Wing Using y-Re(teta) SST Turbulence Model
- [19] Drayad Alkhafajy (2019). Calculate the head loss fort he circular pipes using the Simulink/Matlab.
- [20] Prof. Dr. Abd Alnaby Kabeel, Prof. Dr. El-Sayed El-Aguoz (2020). Modelling the Wake Flow Behind a Model of Horizontal Axis Wind Turbine using RANS Approach: A Comparative Study.
- [21] Batten, P., Goldberg, U. C., & Chakravarthy, S. (1997). "Interfacing block-structured adaptive meshes with finite-volume solvers." *AIAA journal*, 35(3), 482-490.