



# OTOMOTİV SEKTÖRÜNDE KULLANILAN S-KANATLI TİPTE BİR EKSENEL FANIN AKIŞ SİMÜLASYONLARI ve PERFORMANS TESTLERİ

*Flow Simulations and Performance Tests of an S-Bladed Axial Fan Used in Automotive Applications*

**Sinem Göker  
Hakan Yaman  
Utku Şentürk**

## ÖZET

Bu çalışmada, otomotiv sektöründe yaygın olarak kullanılan S-kanatlı bir eksenel fanın aerodinamik tasarımı hakkında bilgiler verilmekte, hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizlerine dayalı olarak performans tayini yapılmakta ve bunlar üretilen prototipin uluslararası standartlara uygun performans testlerinin sonuçları ile kıyaslamalı olarak sunulmaktadır. Tasarım sürecinde boyutlandırılan ve bağlama açıları saptanan kanat kesit profillerine teğetsel yönde süpürme uygulanarak S-kanat yapısı elde edilmiştir. Söz konusu S-kanat yapısının, fan aerodinamiğinde kaydadeğer bir değişiklik yaratmaksızın akustik gürültü açısından olumlu sonuç verdiği bilinmektedir. Analiz ve test sonuçları genel olarak uyumlu bulunmuş olup fanın aerodinamik performansını ortaya koymuştur.

**Anahtar Kelimeler:** Eksenel Fan, Otomotiv, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, Performans Testleri.

## ABSTRACT

In this study, we report on the aerodynamic design of an S-blade axial fan which is widely used in the automotive industry, estimate its performance based on computational fluid dynamics simulations and compare the results with those of the performance tests carried out in accordance with international standards. S-blade structure was obtained by applying tangential sweep to the blade sections which were previously dimensioned and stagger angles were determined. The S-blade structure under consideration is known to reduce acoustic noise without creating a significant change in fan aerodynamics. Analysis and test results agree well and show the aerodynamic performance of the fan.

**Key Words:** Axial Fan, Automotive, Computational Fluid Dynamics, Performance Tests.

## 1. GİRİŞ

Eksenel akışlı fanların endüstriyel uygulamaları, büyük ölçekli iklimlendirme sistemlerinden kompakt elektronik ekipmanların soğutulmasına kadar geniş bir yelpazeye sahiptir. Bunlardan biri olan otomotiv soğutma uygulamalarında kullanılan fanlar, bir elektrik motoru tarafından tahrik edilen ve hava hareketini sağlayan bir rotor (pervane) ile bu rotorun içine yerleştirildiği bir kafesten (muhafaza) ibaret olarak düşünülebilir. Bu fanlar soğutma havasını aracın radyatörüne yönlendirirler ve buradaki soğutucu akışkandan zorlanmış taşınım ile ısı transferi gerçekleştirerek soğutma sağlar. Kafesin kanatları hem rotor/motor grubunun ağırlığını taşır hem de rotoru terkeden hava akışını düzelterek fan statik basıncını artırır. E. Abu-Ramadan vd. [1], bir otomotiv soğutma fanının taşıyıcı kanatlarının akış aerodinamiğine etkisini deneysel ve sayısal yöntemlerle incelemiştir. Gerçekçi hava giriş şartlarının

performansı önemli ölçüde etkilediği saptanmıştır. Hur vd. [2], bir otomotiv soğutma fanının rotor kanatlarına parça eklenmesi ile debi, basınç ve verim karakteristiklerindeki değişimleri ele almışlardır. Kanadın emme kenarına yapılan eklentinin basınç kenarına yapılacak eklentiye kıyasla daha enerji-verimli bir tasarım olduğu deneyler ve testler ile ortaya konmuştur.

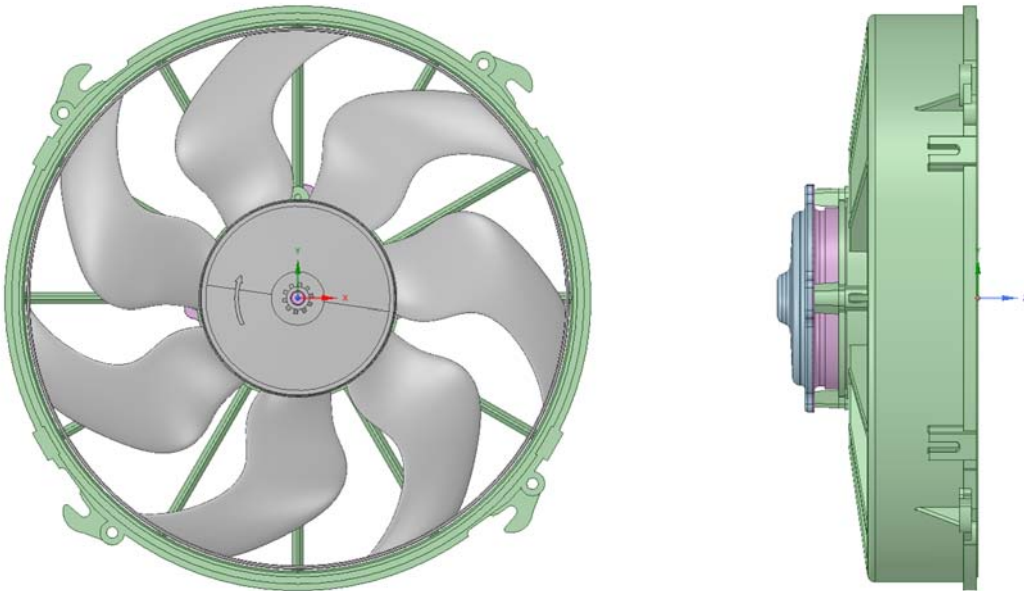
Otomotiv sektöründe kullanılan soğutma fanlarının düşük akustik gürültü ile çalışması arzu edilir. Kullanımı giderek artan elektrikli taşıtların batarya sistemlerinin soğutulması gerekmektedir. Dolayısıyla düşük gürültülü otomotiv soğutma fanlarına ihtiyacın süreceği öngörülmektedir. Bu tip uygulamalarda tercih edilen fanların kanat formlarına bakıldığında, uçak aerodinamiğinde süpürme (sweep) olarak bilinen işlem göze çarpmaktadır. S-kanat formu olarak adlandırılan bu geometrinin fan aerodinamiğinde kaydadeğer bir değişiklik yaratmaksızın akustik gürültü açısından olumlu sonuç verdiği bilinmektedir [3-7].

Bu kapsamda, S-kanat yapısına sahip bir otomotiv soğutma fanının aerodinamik performansının deneysel ve sayısal yöntemlerle saptanması, bu çalışmanın amacını oluşturmaktadır. İlerleyen bölümlerde incelenen fanın yapısal özellikleri sunulacak, daha sonra akış simülasyonlarına ve performans testlerine dair detaylara yer verilecek ve bulgular karşılaştırmalı olarak sunulacaktır.

## 2. S-KANATLI FANIN YAPISI ve AERODİNAMİK PERFORMANSININ BELİRLENMESİ

### 2.1. İncelenen Fanın Özellikleri

Çalışma kapsamında ele alınan aksenal fanın montaj resmi, Şekil 1'de görülmektedir. Rotor, kafes ve elektrik motoru bileşenlerinden oluşan fanın dönüş yönü saat yönünde olup nominal devir sayısı 3500 rpm'dir. Fanın özellikleri ise Tablo 1'de sunulmaktadır. Tüm boyutsuz sayılar SI birim sisteminde elde edilmiştir [8]. Debi katsayısı, basınç katsayısı, özgül hız ve özgül çap değerleri, fanın tasarım değerleri olan en iyi verim noktası için sunulmuştur. Fan rotorunun göbek çapı  $D_h$ , uç çapı  $D_t$  için orta kesit  $(D_h+D_t)/2$  olmaktadır. Kapalılık oranı orta kesitte verilmiş olup, bu radyal konumdaki profil kirişi  $c$  ve ardışık kanatlar arası yay uzunluğu  $s$ 'tir.

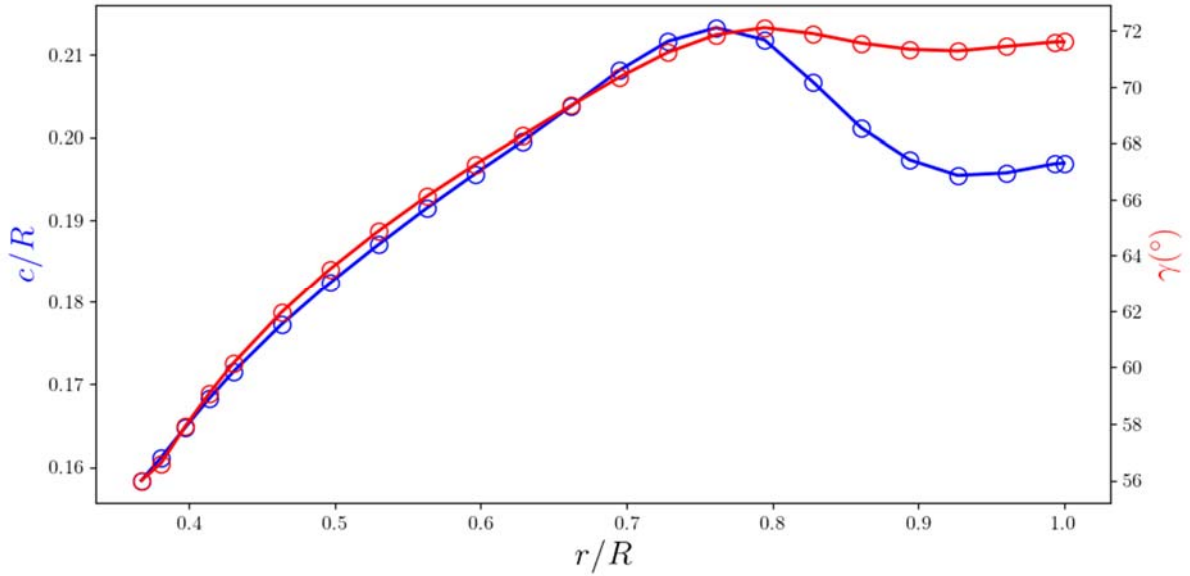


Şekil 1. Aksenal fanın ön ve yan görünüşleri.

**Tablo 1.** Eksenel fanın özellikleri.

Parametre	Değer	Tanım
Debi katsayısı (-)	0,051	$\Phi = Q/(\Omega D^3)$
Basınç katsayısı (-)	0,015	$\Psi = (p_t / \rho)/(\Omega^2 D^2)$
Özgül hız (-)	5,27	$\Omega_s = \Phi^{0.5} / \Psi^{0.75}$
Özgül çap (-)	1,55	$D_s = \Psi^{0.25} / \Phi^{0.5}$
Devir sayısı (rpm)	3500	-
Kanat sayısı (-)	7	-
Kapalılık oranı (-)	0,67	$\sigma = c / s$
Göbek-uç çapları oranı (-)	0,37	$v = D_h / D_t$

Rotor kanat kesidinde yer alan profilin giriş uzunluğu ve bağlama (stagger) açısı, giriş-çıkış hız üçgenleri ve Euler turbomakina denklemi yardımıyla hesaplanmıştır. Fan girişinde akış tam aksel kabul edilmiştir. Bunların kanat boyunca değişimleri Şekil 2'de görülmektedir.

**Şekil 2.** Fan rotorunun giriş uzunluğu ve bağlama açısının radyal yöndeki değişimleri.

## 2.2. Performans Testleri

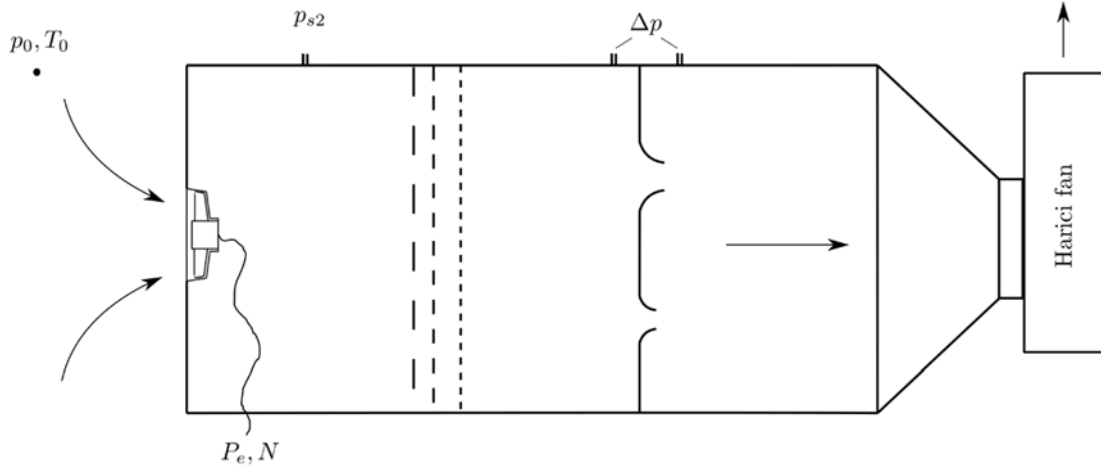
Performans testleri, ANSI/AMCA 210-16 [9] standardına uygun olarak inşa edilmiş bir test düzeneğinde gerçekleştirilmiştir. Test düzeneği şematik olarak Şekil 3'te görülmektedir. Test fanı havayı dış ortamdan herhangi bir kanal sistemi olmaksızın emmekte ve bir şartlandırma odasına basmaktadır. Oda içine yerleştirilen çeşitli gözeneklilik oranındaki elekler yardımıyla büyük ölçekli girdaplar ve türbülans şiddeti azaltılmaktadır. Elekleri takiben fark basıncı yoluyla debi ölçümünün gerçekleştirildiği nozullar yerleştirilmiştir. Şartlandırma odasının ardına değişken devirli harici bir fan bağlanmıştır. Çeşitli boyutlardaki nozulların ve değişken devirli harici fanın yardımıyla, tam kapalı (shut-off) ve serbest akış (free-delivery) koşullarında performans testleri yapılabilmektedir. Fan performans eğrilerinin elde edilmesi için belli bir çalışma noktasında alınan ölçümler: (1) Basma odasında statik basınç ( $p_{s2}$ ), (2) Nozul fark basıncı ( $\Delta p$ ), (3) Fana sağlanan elektriksel güç ( $P_e$ ), (4) Fan

devir sayısı ( $N$ ), (5) Dış ortam havasının basınç ( $p_0$ ) ve sıcaklığı ( $T_0$ ) olarak sayılabilir. Durağan ve atmosferik şartlarda emiş için akışın toplam basıncı  $p_{t1} = 0$  Pa (gösterge) alınmaktadır. Nozulda oluşan fark basıncı ölçülerek sistemdeki hacimsel debi ( $Q$ ) saptanır. Kesit alanı  $A$  olan şartlandırma odasındaki aksel hız  $V_2 = Q/A$  olmak üzere dinamik basınç  $p_{v2} = \rho V^2/2$  olmaktadır. Hava yoğunluğu, ideal gaz hal denklemi uyarınca  $\rho = p_0/RT_0$  olup ölçülen değerler ile hesaplanabilir ( $R = 287$  J/kg.K). Şartlandırma odasındaki toplam basınç  $p_{t2} = p_{s2} + p_{v2}$  ile bulunur. Böylece fanın akışa kazandırdığı toplam basınç  $p_t = p_{t2} - p_{t1}$  ile bulunur.

Fanı tahrik eden elektrik motorunun karakteristik eğrileri, bu amaçla kurulmuş ayrı bir test düzeneği ile elde edilmiştir. Fan performans deneylerinde ölçülen devir sayısına karşılık gelen motor verimi ( $\eta_m$ ) bu eğriler yardımıyla bulunur. Böylece çalışma noktasındaki fan rotor verimi,

$$\eta_f = \frac{p_t Q}{\eta_m P_e} \times 100 \quad (1)$$

eşitliği ile hesaplanır. Deneyler, tam kapalı durumdan serbest akış durumuna dek farklı debilerde tekrar edilir ve sabit devirde çizilen fan tanım eğrileri olan  $p_t(Q)$  ve  $\eta_f(Q)$  eğrilerine ulaşılır. Deneylerde, artan kısılma etkisiyle motor devrinin düştüğü gözlenmiştir. Bu sebeple debi, basınç ve güç değerleri, fan benzeşim yasaları uyarınca 3500 rpm nominal devir sayısı için ölçeklendirilmiştir. Tüm deneyler 5 kez tekrarlandıktan sonra ortalama ve standart sapma miktarları bulunarak eğriler elde edilmiştir.



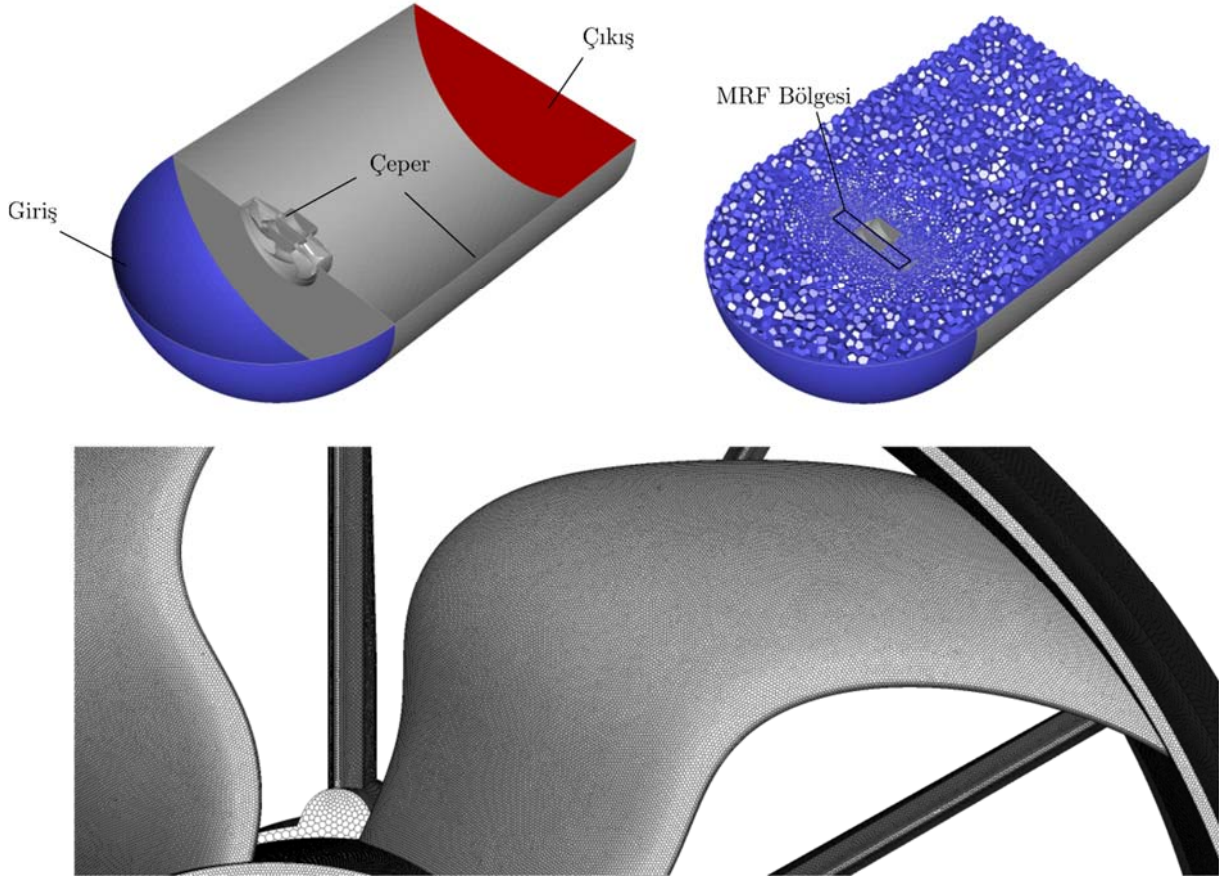
Şekil 3. ANSI/AMCA 210-16 [9] standardına uygun olarak inşa edilmiş test düzeneği.

### 2.3. Simülasyon Detayları

Fan performansı, sonlu hacimler yöntemine dayalı çalışan ANSYS Fluent 2021 R2 yazılımı ile gerçekleştirilmiştir. Problem bölgesi, Bölüm 2.2'de detaylandırılan test düzeneği referans alınarak oluşturulmuştur (Şekil 3). Fluent Meshing yazılımı ile oluşturulan, polihedral tipteki hücrelerden ibaret sayısal ağ Şekil 4'te görülmektedir. Analizlerde fan rotoru, kafes ve elektrik motoru dikkate alınmıştır. Ağdan bağımsızlığın incelenmesi için, ağ yoğunluğu giderek artan 4 farklı ağ kullanılmış olup fan aerodinamik parametrelerinin ağ boyutu değişimine bağlı hassasiyeti tespit edilmiştir. Bu ağların boyutları 250 bin ile 7 milyon arasında değişmektedir. Uygunluğu tespit edilen ağ için kanat üzerinde, ilk hücre yüksekliği 0,05 mm ve ardışık büyüme oranı 1,2 olan 5 katmanlı bir sınır tabaka ağı kullanılmıştır (Şekil 4). Bu sınır tabaka ağı yardımıyla, türbülans modelinin gereksinimi olan boyutsuz ilk hücre yüksekliğinin ( $y^+$ ) rotor yüzeyinde 1 civarında kalması sağlanmıştır.

Deneylere paralel olarak, akış hacmine girişte toplam basıncın değeri 0 Pa (gösterge) alınmıştır. Akış bölgesinin çıkışında ise statik basınç tanımlanmış olup, fanın farklı çalışma noktalarının simülasyonu için çıkış basıncının değeri değiştirilmiştir. Zamandan bağımsız, türbülanslı, izotermal ve sıkıştırılmaz

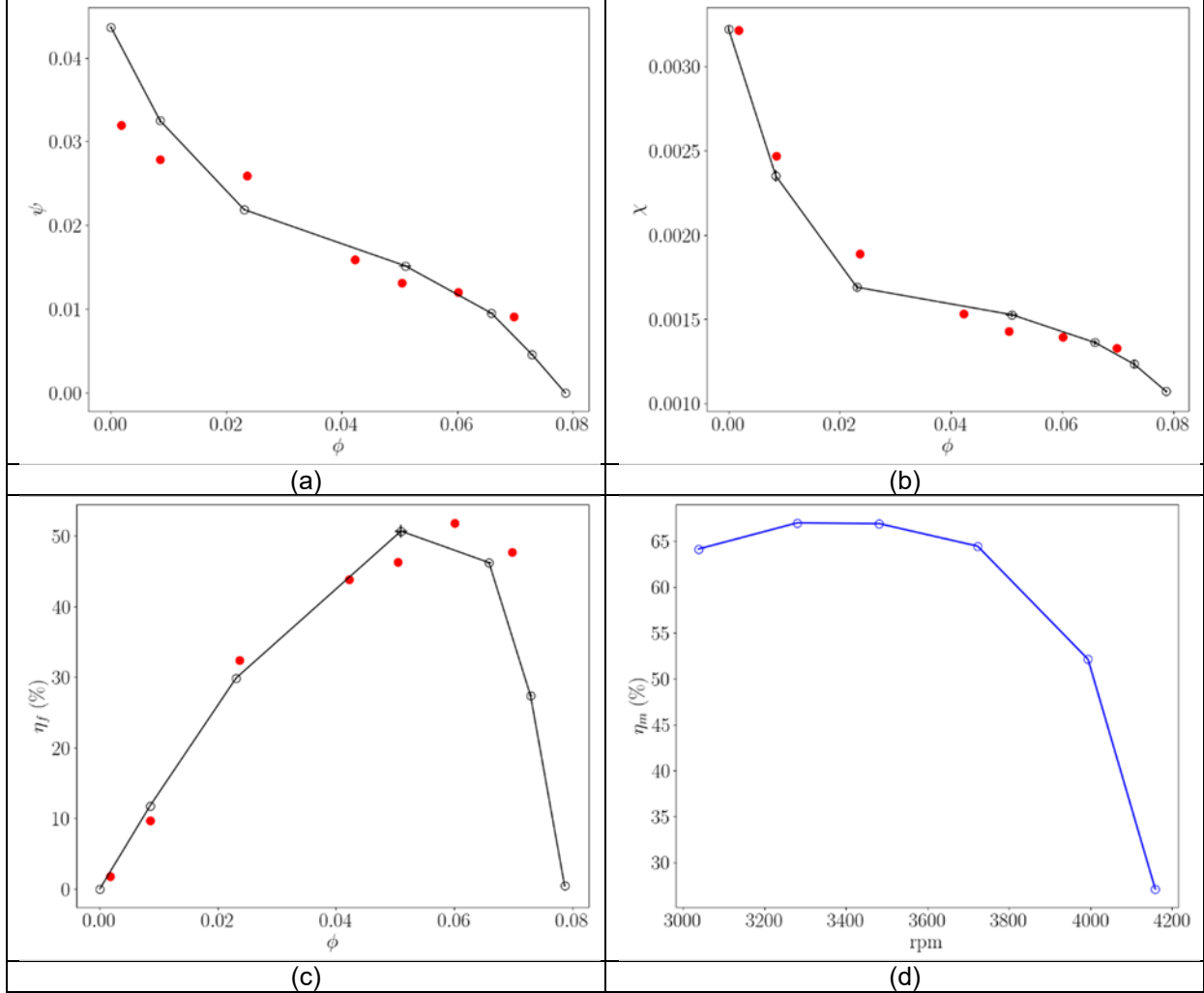
akış kabulleri kullanılmıştır. Fan etrafındaki akış için, donmuş rotor yaklaşımı olarak da bilinen MRF (Multiple Reference Frames) Modeli kullanılmıştır [10]. Bu modelde, fan civarındaki akış bölgesi üzerinde tanımlı ve fan ile birlikte dönen bir koordinat sistemi için yeniden yazılan hareket denklemleri çözülür. Fanın devir sayısı tüm analizlerde sabit (3500 rpm) alınmıştır. Hava yoğunluğu, laboratuvar deneylerinde ölçülen değerler ışığında  $\rho = 1,197 \text{ kg/m}^3$  olarak tanımlanmış, viskozite ise  $\mu = 1,7894 \times 10^{-5} \text{ Pa.s}$  alınmıştır. Analizlerde,  $k-\omega$  SST türbülans modeli kullanılarak Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes denklemleri çözülmüştür. Giriş sınır şartında türbülans şiddetinin değeri %5 ve türbülans viskozitesi oranı 10'dur. Çözümde basınç-hız çifti için *coupled* yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntemde, ayrıklaştırılan diferansiyel denklemler için temel bilinmeyenler olan hız ve basınç tek bir doğrusal denklem sisteminde birleştirilir ve çözülür. Hücre yüzeylerindeki gradyenlerin hesabı için hücre bazlı en küçük kareler algoritması tercih edilmiştir. Basınç için ikinci mertebe doğruluklu; momentum, türbülans kinetik enerjisi ve özgül türbülans yitim hızı denklemlerinin ayrıklaştırılmasında ise ikinci mertebe – akım yönlü ve ikinci mertebe doğruluklu sonlu hacimler tekniği kullanılmıştır. Her bir çalışma noktasında nümerik çözümün yakınsama kriteri olarak iterasyonlar arasındaki bağıl artışın değeri izlenmiştir. Buna ek olarak, çıkış sınır şartındaki hacimsel debi ile kanat üzerindeki momentin iterasyon sayısına bağlı değişimi izlenmiş, bunlara bağlı olarak yakınsama gerçekleştiğine kanaat getirilmiştir. Yakınsamanın ardından, sistemdeki hacimsel debi, rotor aerodinamik momenti ve deneylerde  $p_{s2}$  ölçümü yapılan düzlemdeki ortalama statik basınç değerleri kaydedilerek fan tanım eğrilerine ulaşılmıştır.



**Şekil 4.** Problem bölgesi, sınır şartları (sol üst), polihedral ağ yapısı (sağ üst) ve rotor yüzeyindeki ağ detayı (alt).

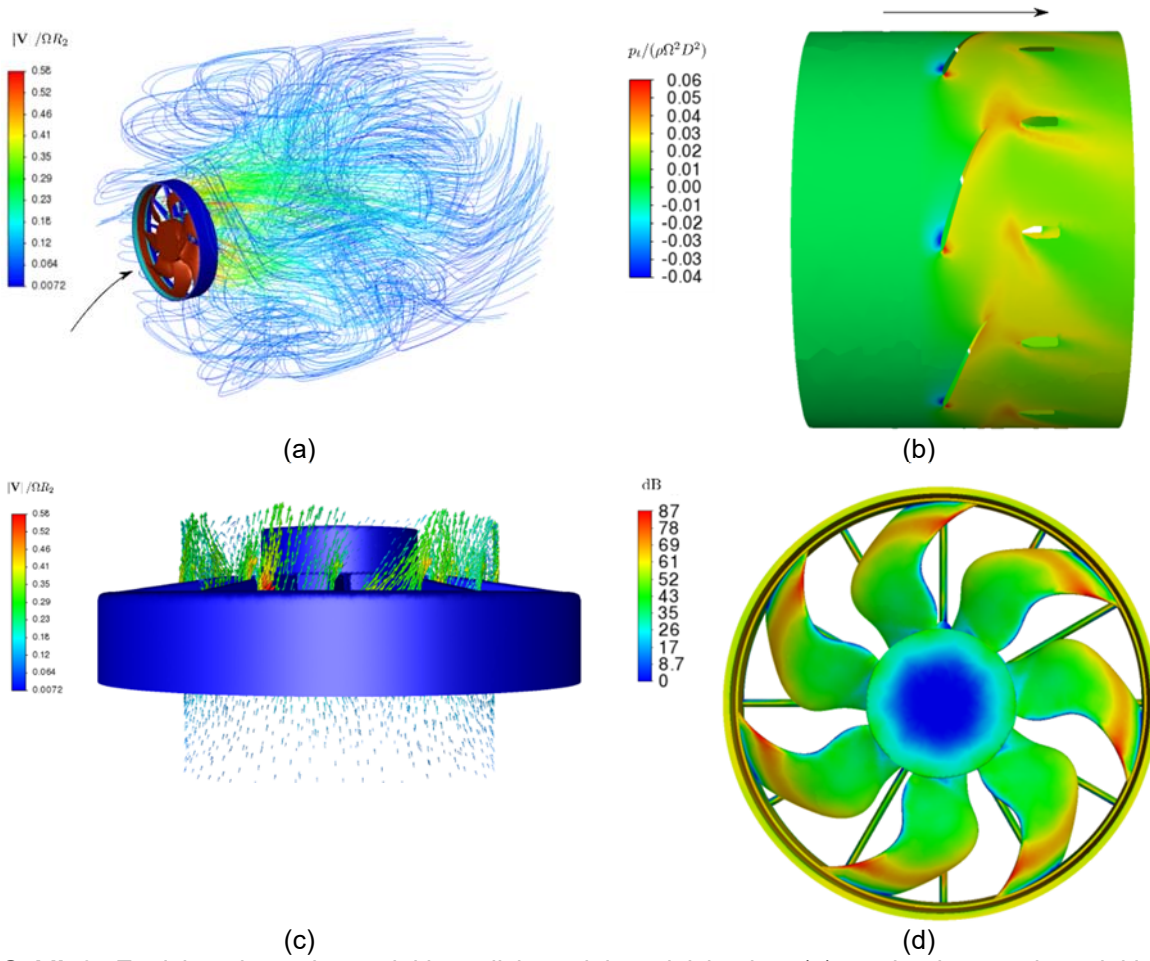
### 3. BULGULAR ve DEĞERLENDİRME

Tekrarlanan performans testleri sonucunda, fanın en iyi verim noktasında,  $\Phi = 0,051$ ,  $\Psi = 0,015$ ,  $X = 0.0015$  ve verimi  $\eta_f = \%50,7$  bulunmuştur. Performans eğrileri Şekil 5'te görülmektedir. Ayrıca, motor test düzeneğinden elde edilen veriler ışığında motor veriminin devir sayısına bağlı değişimi de Şekil 5'te yer almaktadır. Buna göre elektrik motorunun nominal çalışma devrindeki verimi  $\eta_m = \%66$  civarındadır. Bu verimin, deney aralığında (3038 rpm – 4159 rpm) motor yüklemesine bağlı olarak  $\%27 - \%64$  aralığında değiştiği görülmektedir.



**Şekil 5.** Deneyler (siyah) ve simülasyonlarla (kırmızı) bulunan boyutsuz tanım eğrilerinin kıyaslanması: (a) Basınç, (b) Mil gücü, (c) Fan verimi, (d) Motor verimi.

Deneyleri takiben gerçekleştirilen hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizlerinden elde edilen değerler de Şekil 5'te (kırmızı puntolar) verilmiştir. Sonuçlar irdelendiğinde, nümerik modelin deneyler ile nicel ve nitel olarak uyumlu olduğu söylenebilir. Basınç katsayısının düşük debilerde deneylerden saptığı gözlenmiştir. Bunun başlıca sebepleri, (1) düşük debilerde fan kesitlerindeki bağıl hız açısının kritik stol açısını aşması, (2) kısmi yükleme altında ikincil akışların kanat civarını domine ederek enerji kayıplarına yol açması olarak sayılabilir. Diğer taraftan kanat uyumlu akış beklenen en iyi verim noktası civarında ise uyum daha yüksektir.



**Şekil 6.** En iyi verim noktasındaki analizlere dair ard işlemler: (a) şartlandırma odasındaki akım çizgileri, (b) Kanat orta düzlemindeki toplam basınç kazancı, (c) Kanat orta düzlemindeki hız vektörleri, (d) Proudman formülüne dayalı hesaplanan kanat akustik gürültüsü.

Sayısal simülasyonlar yardımıyla, akış karakteristiklerine dair yararlı görselleştirmeler elde edilebilir. Şekil 6'da çeşitli görsellere yer verilmiştir. Buna göre, Şekil 6a'daki akım çizgilerinden görüldüğü üzere, fanı terkeden akış, test düzeneğinin yapısı gereği ani genişlemeye maruz kalmaktadır. Fan kafesinin ardında bir yerel akış jeti görülmekte ancak bu, ani genişleme etkisi ile yayılarak hızlar düşmektedir. Şekil 6b'de, fan orta düzleminde boyutsuzlaştırılmış toplam basınç (basınç katsayısı) konturlarına yer verilmektedir. Orta düzlemindeki akış karakteristikleri, eksenel fanın performansını görece düşük bir hata ile tahmin etmeye olanak verdiğinden önemlidir [11]. Burada, rotor kanatları yardımıyla akışa enerji kazandırıldığı ve kafes kanatlarının kısmen de olsa akışı düzeltici bir etkiye sahip olduğu görülmektedir. Daha verimli bir düzeltici kanat tasarımı için, rotor çıkışındaki hız üçgeni yardımıyla mutlak hızın çıkış açısı tahminlenebilir ve kafes kanat formu buna göre revize edilebilir. Kafesi terk eden akışın halen bir girdap (teğetsel) hız bileşenine sahip olduğu, Şekil 6c'deki hız vektörleri yardımıyla gözlenebilmektedir.

Son olarak Şekil 6d'de ise, Proudman formülüne dayalı olarak hesaplanan rotor akustik gürültü düzeyi konturları verilmiştir. Ses dalgalarının enerjisi, akış enerjisine nazaran çok düşük düzeyde olduğundan gürültünün doğrudan simülasyonu güç bir iştir. İdeal durumda akış gürültüsünün temel kaynağı olan türbülansın çözülmesi gerekir. Bunun için DNS (direct numerical simulation), LES (large eddy simulation) gibi yüksek çözünürlüklü çözümlerin zamana bağlı akışlar için gerçekleştirilmesi gerekir. Bu, çok maliyetli bir hesaplama süreci olduğundan ticari uygulamalarda yer bulmaz. Böylesi uygulamalarda, Ffowcs Williams ve Hawkins Modeli ile Geniş Bant Ses Kaynağı Modeli sık kullanılan iki modeldir [10]. Bu çalışmada, pratik bir uygulama örneği olarak Proudman formülüne dayalı Geniş Bant Ses Kaynağı Modeli kullanılmıştır. Bu model özetle, birim hacimdeki izotropik türbülansın

kaynaklı akustik gücü, türbülans model değişkenleri cinsinden bir korelasyonla hesaplar. Buna göre Şekil 6d'de türbülans şiddetinin yoğun olduğu bölgelerin, rotor yüzeyindeki başlıca gürültü kaynağı olduğu ve bunun 87 dB'e varan değerlere ulaştığı tahminlenmektedir.

## SONUÇ

Bu çalışmada, otomotiv sektöründe yaygın olarak kullanılan ticari bir eksenel soğutma fanının performansı, deneysel ve sayısal yöntemlerle saptanmıştır. Analiz ve test sonuçları genel olarak uyumlu bulunmuştur. Deneyler, fanın en iyi verim noktasındaki debi, basınç ve güç katsayısının,  $\Phi = 0,051$ ,  $\Psi = 0,015$ ,  $X = 0.0015$  olduğunu göstermiştir. Fan verimi  $\eta_f = \%50,7$  bulunmuştur. Motor performans testlerinde ise elektrik motorunun nominal çalışma devrindeki verimi  $\eta_m = \%66$  civarında bulunmuştur. Deneylerle uyumlu sonuçlar veren simülasyon metodolojisi, gelecekte fan tasarım süreçlerini hızlandıracağı ve prototip maliyetlerini düşüreceği için şüphesiz yararlı bir araç olarak kullanılabilir.

## TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın yazarları, simülasyonlar için yazılım/donanım desteği sağlayan ve fan prototipinin performans testlerinin gerçekleştirilmesine imkan veren Faz Elektrik Motor Makina san. ve Tic. A.Ş.'ye teşekkür eder.

## KAYNAKLAR

- [1] ABU-RAMADAN, E., DYBENKO, J., SAVORY, E., HUNT, A. G., & MARTINUZZI, R. J., Stator and Support Arm Aerodynamic Performance for Automotive Engine Cooling Fans with Realistic Inlet Conditions, SAE Transactions, 687-697, 2007.
- [2] HUR, K. H., HAIDER, B. A., & SOHN, C. H., A numerical investigation on the performance improvement of axial-flow automotive cooling fan with beads. Journal of Mechanical Science and Technology, 34, 3317-3323, 2020.
- [3] CAROLUS, T. H., BEILER, M., CAROLUS, T., & BEILER, M., Skewed blades in low pressure fans-A survey of noise reduction mechanisms. 3rd AIAA/CEAS aeroacoustics conference (p. 1591), 1997.
- [4] HEROLD, G., ZENGER, F., & SARRADJ, E.. Influence of blade skew on axial fan component noise. International Journal of Aeroacoustics, 16(4-5), 418-430, 2017.
- [5] HORVÁTH, C., & VAD, J., Broadband Noise Source Model Acoustical Investigation on Unskewed and Skewed Axial Flow Fan Cascades. Conference on Modelling Fluid Flow CMMF09, 2009.
- [6] PARK, M. J., & LEE, D. J., Sources of broadband noise of an automotive cooling fan. Applied Acoustics, 118, 66-75, 2017.
- [7] ZHANG, L., WANG, R., & WANG, S., Simulation of broadband noise sources of an axial fan under rotating stall conditions. Advances in Mechanical Engineering, 6, 507079, 2014.
- [8] DIXON, S. L., & HALL, C., Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery. Butterworth-Heinemann, 2013.
- [9] ANSI/AMCA. Laboratory Methods of Testing Fans for Certified Aerodynamic Performance Rating. 210-16/ASHRAE 51-16, 2016.
- [10] ANSYS Inc, ANSYS FLUENT Theory Guide. Release 2021 R2, 2021.
- [11] LEWIS, R.I., Turbomachinery performance analysis. Butterworth-Heinemann, 1996.





## ÖZGEÇMİŞ

### **Sinem GÖKER**

1998 yılı İzmir doğumludur. 2022 yılı Haziran ayında Makine Mühendisliği Bölümünü 2.'likle bitirmiştir. Halen Faz Elektrik şirketinde ürün tasarım ve simülasyon mühendisi olarak çalışmaktadır.

### **Hakan YAMAN**

1977 yılı İzmir doğumludur. Evli ve iki çocuk babasıdır. Ön lisans olarak Kırıkkale üniversitesi Kontrol ve otomasyon teknikleri bölümü bitirmiştir. Lisans Anadolu üniversitesi işletme bölümünü bitirmiştir, Aynı Üniversitede ölçme ve veri analitiği üzerine yüksek lisans yapmıştır.1995 yılından bu yana Faz elektrik şirketinde Ar-ge ve proses geliştirme alanında proses geliştirme şefi olarak çalışmaktadır.

### **Utku ŞENTÜRK**

1980 yılı Denizli doğumludur. Evli ve bir kız babasıdır. 2004 yılında Ege Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nü bitirmiştir. Aynı Üniversiteden 2007 yılında Yüksek Mühendis ve 2011 yılında Doktor ünvanını almıştır. 2015-2016 arasında Princeton Üniversitesi Makina ve Uzay Mühendisliği Bölümü'nde doktora sonrası araştırma yürütmüştür. Halen Ege Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde Doç. Dr. ünvanı ile görev yapmaktadır. Akışkanlar mekaniği, hesaplamalı akışkanlar dinamiği, ısı transferi konularında çalışmaktadır.