







Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi

Araştırma Makalesi

Radyal Fanlarda Karma Kanat Yapısının Numerik Olarak İncelenmesi

 Halil KARTAL^{a,*},  Burak KURŞUN^b,  Korhan ÖKTEN^b  Levent UĞUR^b,

^a Ar-Ge Merkezi, Silverline Endüstri A.Ş., Amasya, TÜRKİYE

^b Makine Mühendisliği Bölümü, Mühendislik Fakültesi, Amasya Üniversitesi, Amasya, TÜRKİYE

* Sorumlu yazarın e-posta adresi: levent.ugur@amasya.edu.tr

DOI: 10.29130/dubited.1094817

ÖZ

Bu çalışmada, geriye dönük bir pervane yapısını karma kanat yapısına dönüştürerek debi-rotor, dönüş hızı ilişkisinin değişimi incelenmiştir. Ayrıca bu çalışmada pervane geometrisinin bir kısım ölçüleri sabitlenerek, geriye kalan kritik ölçüler üzerinde parametrik çalışma gerçekleştirilmiştir. Bunun için deneysel veriler ile benzer sonuçların elde edildiği, literatür çalışmaları ile benzer olan analiz metodolojisi kullanılmıştır. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizlerinde, mesh yapısı ve hava giriş ve çıkış hacimleri gibi geometrik özellikler sabit tutularak, analiz sonuçlarına etkiyen ana faktörün kanat geometrisi olması sağlanmıştır. HAD analizlerinde öncelikli olarak farklı mesh yapılarındaki analiz sonuçları karşılaştırılarak analiz sonuçlarının mesh yapısından bağımsız olması sağlanmıştır, sonrasında analiz sonuçları ile deney sonuçları karşılaştırılarak analiz sonuçları doğrulanmıştır. Yapılan çalışmada geriye dönük kanat yapısının ve karma kanat yapısının debi, basınç, tork, verim değerleri karşılaştırılmış sonrasında karma kanat geometrisini ilk geometriden ayıran iki kritik ölçünün debi, basınç, tork ve verim üzerine spesifik etkileri bu çalışma içerisinde paylaşılmıştır. İncelenen literatür çalışmalarından bilindiği üzere geriye dönük kanat yapıları yüksek verimlilik elde etmek amacı ile tasarlanmaktadır, ileri dönük kanat tiplerine kıyasla yüksek debilere yüksek devir hızlarında ulaşabilmektedir. Bu çalışmada elde edilen bulgular göstermektedir ki; karma kanat tipi sayesinde devir hızını değiştirmeden daha yüksek bir debi elde edilebilmesi mümkün olabilmektedir.

Anahtar Kelimeler: Geriye Eğik Radyal Kanat, İleri Dönük Radyal Kanat, Karma Tip Radyal Kanat, Hesaplanabilir Akışkanlar Dinamiği (HAD), Radyal Kanat Performans

Numerical Investigation of Mixed Blade Structure in Radial Fans

ABSTRACT

In this study, it is investigated how the Flow-Rotor Rotation Speed relationship changes by converting a backward propeller structure to a mixed blade structure. In addition, in this study, some dimensions of the propeller geometry were fixed and a parametric study was carried out on the remaining critical dimensions. For this purpose, the analysis methodology, which is similar to the literature studies, was used, in which similar results were obtained with the experimental data. In Computational Fluid Dynamics (CFD) analyses, geometric properties such as mesh structure and air inlet and outlet volumes were kept constant, so that the main factor affecting the analysis results was blade geometry. In CFD analyses, first of all, the analysis results in different mesh structures were compared to ensure that the analysis results were independent from the digital network structure, then the analysis results were verified by comparing the analysis results with the test results. In the study, the flow rate, pressure, torque, efficiency values of the backward blade structure and the mixed blade structure were compared, and then the specific effects of the two critical dimensions that distinguish the mixed blade geometry from the first geometry on flow, pressure, torque and efficiency were shared in this study. As it is known from the literature studies examined, backward blade structures are designed to achieve high efficiency, they can reach high flow rates at

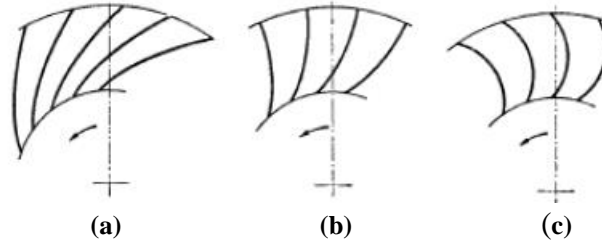
high rotational speeds compared to forward facing blade types. The findings obtained in this study show that; Thanks to the mixed blade type, it is possible to obtain a higher flow rate without changing the rotation speed.

Keywords: Backward Curved Radial Blade, Forward-Facing Radial Blade, Mixed Type Radial Blade, Computable Fluid Dynamics (CFD), Radial Blade Performance

I. GİRİŞ

Fanlar, motordan aldıkları elektrik enerjisini akışkan hareketine çeviren turbo makinelerdir. Çoğunlukla havanın veya hava içerisindeki partiküllerin istenilen debi ve basınçta bir ortamdan başka bir ortama aktarılması amacı ile endüstriyel uygulamalarda kullanılmaktadır.

Akışkanın, fana giriş ve çıkış yönüne göre radyal ve aksel olarak iki tip altında incelenebilirler. Aksel fanlarda akışkan, giriş yönü ile aynı yönde fanı terk ederken radyal fanlarda, akışkanın giriş yönü ile çıkış yönü arasında 90° açı farkı bulunmaktadır [1]. Radyal fanlar kanat çıkış açısına göre ileri dönük, geriye dönük ve düz kanatlı radyal fanlar olarak isimlendirilmektedirler. Şekil 1’de radyal fanları göstermektedir.



Şekil 1. Radyal fanlar, (a) Geriye dönük kanat, (b) Radyal kanat, (c) İleri eğimli kanat

İleri dönük radyal fanlar aynı debiyi, daha küçük çaplarda daha düşük hızlar ile basabilmeleri, düşük devir hızının sağlaması ve düşük ses düzeyi ile bilinmektedirler, bilinen en önemli dezavantajı ise %50-60 düzeylerindeki verim değerleridir [2]. Yüksek enerji veriminin gerekmediği havalandırma sistemleri, ısı üreten ekipmanların soğutulması ve otomotiv sektöründe ileri dönük radyal fanlar sıklıkla tercih edilmektedir. Geriye dönük radyal fanlar ise yüksek verim gerektiren endüstriyel uygulamalarda tercih edilmektedir. Bu tip fanlar, kanat yapıları sebebi ile ileri dönük radyal fanlara kıyasla daha düşük torklarda çalışabilmektedirler. Yüksek debi ihtiyacını karşılayabilmek için ise daha büyük çaplara ve daha yüksek devir hızlarına ihtiyaç duyarlar. Ancak yüksek debi ihtiyacı duyulan tasarımlarda yüksek ses düzeyi dezavantaj olarak ortaya çıkmaktadır [3].

Adachi ve ark. [4] tarafından yapılan çalışmada iç çapı $D1=130\text{mm}$, dış çapı $D2=160\text{mm}$ olan ileri dönük 36 kanat sayısına sahip bir radyal fanın giriş ve çıkış açılarının fan performansı üzerine etkileri incelenmiş ve ideal bir giriş çıkış açısı kombinasyonu belirlenmiştir. Fan performansının ölçümünde orifice plaka yöntemi kullanılmış, orifice üzerinde oluşan basınç farkı için elektrik motorunun çekmiş olduğu güç 800 ile 3100 Rpm aralığında değişen devirlerde ölçülmüştür. Dokuz farklı kanat geometrisi üzerinde yapılan performans ölçüm çalışması sonucunda ideal giriş açısının $75\sim 90^\circ$ aralığında çıktığı, 160° üzerindeki çıkış açılarında mutlak hızın radyal bileşenin küçüldüğü bu noktadan sonra debi kaybı yaşandığı belirtilmiştir. Bu nedenle ideal çıkış açısı $150\sim 160^\circ$ olarak seçilmesi önerilmiştir. Diğer bir çalışmada Lin ve ark. [5] dizüstü bilgisayarlarda kullanılan ileri dönük radyal fanlarda laboratuvar ve analiz çıktılarının eşleştirilmesi ve farklı çalışma aralıklarında fan performans eğrilerinin çıkarılması konusunda bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Radyal fanın performans ölçümleri için Air Movement and Control Association (AMCA) standardında tarif edilen ölçüm yöntemleri kullanılmıştır. Yapılan deneysel sonuçlar göstermektedir ki verimlik ölçümünde $1\sim 3\%$, performans ölçümünde ise $3\sim 6\%$

kesinlikte ölçüm yapılabilir. Had analiz yöntemlerinde basınç-hız algoritmasında “SIMPLE” method, basınç hesaplamasında ise “PISO” algoritması seçilmiştir. Türbülans metodu ise k-epsilon kullanılmıştır. Ayrıca ilgili çalışmada mesh yapısından bağımsızlık kontrolünde 1.18-1.2 M üzerindeki eleman sayılarında sonuçların değişmediği, ideal eleman sayısının ~1.2M olduğu aktarılmıştır. Gerçekleştirilen HAD analizleri ile deneysel ölçümler arasında %3-5 fark bulunduğu ilgili çalışmada aktarılmıştır. Fan devir hızı 1650 rpm seçilmiş ve farklı hacimsel debilere karşılık statik basınç ve verim eğrileri çıkarılmıştır.

Jung ve ark. [6] tarafından yapılan çalışmada ise radyal fanlarda akış ayrılmaları bölgesel olarak incelenmiş ve kanat genişliği ve boğaz yapısının çıkış debisi ve hidrostatik verim üzerine etkileri araştırılmıştır. Geometri üç boyutlu olarak modellenmiş, akışın sıkıştırılmaz olduğu varsayılmış ve Had analizleri zamana bağı (unsteady) olarak çözülmüştür. Had analizlerinde Ansys Fluent yazılımı kullanılmıştır. Fluent Had analizi kurgusunda türbülans modeli k-epsilon tercih edilmiş, basınç-hız algoritması “SIMPLE” seçilmiştir. Giriş koşulu sabit debi, çıkış koşulu ise statik basınç olarak belirlenmiştir. Fan performans verilerinin deneysel sonuçlara daha yakın olarak elde edilebildiği düşünülerek analiz zamana bağı olarak çalıştırılmış ve dönen hacim ile sabit hacim arasındaki akış geçişleri “sliding mesh” yöntemi ile hesaplanmıştır. İncelemede Kanat genişliğinin pervane çapına olan oranı kullanılarak değerin boyutsuz olması tercih edilmiş. b kanat genişliği, d₂ ise pervane çapı olmak koşulu ile b / d₂ oranı üzerinde parametrik çalışma gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmada kanat genişliğinin artması düşük debilerde verimi düşürürken, yüksek debilerde arttırdığı görülmüştür. Boğaz yapısı üzerinde yapılan incelemede ise pervane çapının küçültülmesi boğaz bölgesinde akış ayrılmasına neden olduğu, bu durumun ise verim kaybına neden olduğu ilgili çalışma çıktısı olarak sunulmuştur.

Son ve ark. [7] tarafından yapılan çalışmada, radyal fan salyangoz hava giriş kanalının yarıçapı ve hava giriş çeperinin, tepe yarıçapı değerinin debi ve ses üzerine olan etkileri incelenmiştir. Ansys Fluent yazılımı kullanılan çalışmada üç boyutlu ve sıkıştırılmaz akış tipi tercih edilmiştir. r/R (giriş bölgesi tepe yarıçapının pervane yarıçapına oranı) ve D/R (hava giriş alanı çapının pervane çapına oranı) giriş parametreleri olarak belirlenmiştir. Yapılan parametrik çalışmalarda elde edilen bulgulardan birkaçı şöyledir; hava giriş alanı çapı debi ve verimde önemli bir etkiye sahiptir, çok küçük veya çok büyük seçilmesi istenmeyen çalkantı bölgeleri yaratmakta ve bu çalkantılar verimi düşürmektedir. Önerilen D/R oranı %86’dır. r/R oranında ise ideal değerin %9 olduğu belirtilmiştir.

Cioccio [8] Had analizleri ile deneysel verilerin karşılaştırılması üzerine bir çalışma gerçekleştirilerek Had analizlerinin akış karakteristiğini anlamada önemli bir araç olduğu savunmuştur. Çalışmada Ansys Fluent isimli ticari yazılım kullanılmış, türbülans modeli Fluent’in güncel versiyonlarında en başarılı türbülans metodu olarak önerdiği k-omega SST modeli seçilmiştir. SST modelinin, duvar bölgelerinde k-epsilon modeli ile, duvardan uzak bölgelerde ise k-omega modeli ile hesaplama yapan karma bir model olduğu ve bu yönü ile en verimli türbülans modeli olduğu yine bu çalışmada aktarılan bilgiler arasındadır. Pervane geometrisi ise 10 adet geriye eğik ve uzunluğu 71,141mm olan kanatlardan oluşmaktadır. Diğer çalışmalar ile benzer olarak hız basınç algoritması SIMPLE, momentum, türbülans kinetik enerji gibi ayrıklaştırma seçimlerinde ise “First Order Upwind” yöntemi tercih edilmiştir. Yapılan Had analizleri ile deneysel sonuçların uygun düzeyde örtüştüğü ve analizin kurgusunun doğru ve gerçekçi olduğu savunulmuştur. Ayrıca yapılan Had analizlerinde kanat geçişlerindeki debi kaybının 1-2% düzeyinde verim kaybına neden olduğu savunulmuştur.

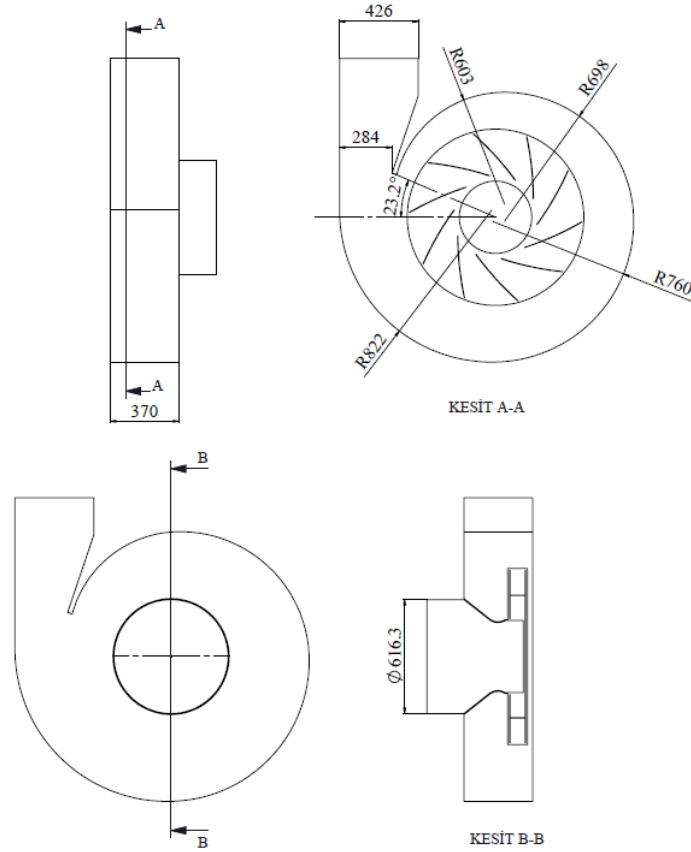
Rosa ve ark. [9] tarafından yapılan çalışmada ise kütleli debisi 0.1205 kg/s devir hızı ise 3550 rpm olan geriye dönük kanat yapısına sahip bir radyal fanın Had analizleri ile verim eğrileri çıkarılmıştır. Rans denklemlerinin kullanıldığı analiz Ansys Cfx isimli ticari yazılım ile gerçekleştirilmiştir. Mesh optimizasyonu için çalışmada, ~783K eleman seçimi uygun bulunmuştur. Giriş koşulu olarak “0” statik basınç, çıkış koşulu olarak ise kütleli debi tanımlanmıştır. Nominal debi değerinin %20-130 aralığında yapılan verim analizlerinde statik basınç değerinin pervane çapı ile orantılı olarak arttığı, aynı çap değeri için kanatların ön yüzeyindeki basınç değerinin arka yüzeydeki basınç değerine göre daha yüksek olduğu belirtilmiştir.

Özellikle son dönemlerde bilgisayar destekli Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yazılımları ile elde edilen sonuçların deneysel veriler ile uyumunda ciddi ilerlemeler kaydedilmiştir. Böylece prototip üretimi için ayrılması gereken zaman ve mali kaynaklardan ciddi tasarruflar elde edilmektedir [10].

Literatürde geriye dönük ve ileri dönük radyal fanlar üzerine birçok çalışma bulunmaktadır. HAD analizlerinde, radyal fanlara ait sınır koşulları, devir sayısı ve akışkan özellikleri gibi tanımlamalar yapılarak çıkış debisi, çıkış basıncı, hız vektörleri, kuvvet ve tork değerleri gibi değerler ve bu değerlerin çeşitli bölgelerdeki dağılım grafikleri elde edilebilmektedir. Yapılan bu çalışmada ise literatürden farklı olarak karma tip kanat yapısının performans verileri incelenmiştir.

II. FİZİKSEL MODEL

Bu çalışmada Church yöntemi ile tasarlanmış pervane yapısı üzerinden Chicago Blower Corporation (CBC) firması tarafından dizayn edilen fan geometrisi kullanılmıştır. Kullanılan fana ait genel ölçüler Şekil 2’de verilmiştir.



Şekil 2. CBC Firması Fan Geometrisi

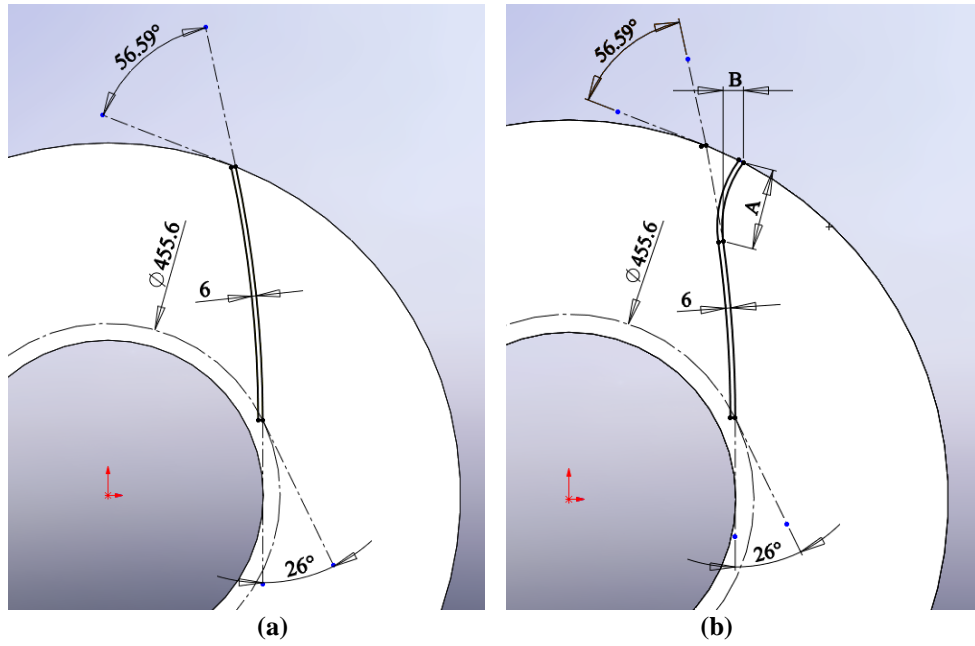
Başlangıç tasarımı olarak CBC fanın seçilmesinin nedeni, tasarım girdileri ile deney sonuçlarının uyumu ve literatürde deney sonuçlarına ait verilerin bulunmasıdır. Bu sayede, yapacağımız çalışmadaki analiz sonuçlarının doğruluğu karşılaştırılabilir. Fiziksel model Solidworks v20 software (Dassault Systemes SolidWorks Corp., Waltham, MA, USA) tasarım programında oluşturulmuştur. Akış hacmi yine Solidwork tasarım programında oluşturularak Ansys SpaceClaim

2022 R2 versiyonuna aktarılmıştır, giriş-çıkış yüzeyleri ve akış hacimlerinin tanımlamaları yine aynı programda gerçekleştirilmiştir.

Analiz ve laboratuvar sonuçlarının doğrulanmasından sonra yeni kanat yapısına ait geometri Şekil 3'teki gibi oluşturulmuş ve yeni kanat yapısını oluşturan A ve B ölçüsüne ait parametrik çalışma gerçekleştirilmiştir. A ve B ölçüsü için Tablo 1'de verilen ölçüler seçilmiştir. Parametrik analizlerde bu ölçülerin kombinasyonları Fluent tarafından otomatik olarak belirlenmektedir.

Tablo 1. A ve B ölçüsü Değer Tablosu

A (mm)	90	95	100	105	110	115	120	125
B (mm)	25	28	30	32	34	36	38	40



Şekil 3. (a) Mevcut Kanat Yapısı, (b) Karma Kanat Yapısı

III. MATEMATİKSEL MODEL

Akışkan hareketlerinin incelenmesi için süreklilik, momentum denklemlerinin çözülmesi gerekmektedir ısı transferinin de incelenmesi gereken durumlar mevcut ise enerji denklemlerinin de akış hacmi içerisinde çözülmesi gerektiğini böylece akışkanın numerik olarak analiz edilebileceği literatür çalışmaları ile belirtilmiştir [11]. HAD yazılımlarının kullanmış olduğu temel akışkanlar dinamiği denklemleri aşağıdaki gibi sıralanabilmektedir.

Korunum Denklemleri;

Sürtünmeli, Newton tipi, kararlı ve sıkıştırılamaz akışlarda temel korunum denklemleri; süreklilik (1), momentumun korunumu (2) ve enerjinin korunumu (3) denklemlerinden oluşmaktadır.

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

x-momentum:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (2a)$$

y-momentum:

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (2b)$$

z-momentum:

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (2c)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} (\overline{\rho u C_p T}) + \frac{\partial}{\partial y} (\overline{\rho v C_p T}) + \frac{\partial}{\partial z} (\overline{\rho w C_p T}) = \frac{\partial}{\partial x} \left((k_i + k_t) \frac{\partial \overline{T}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left((k_i + k_t) \frac{\partial \overline{T}}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left((k_i + k_t) \frac{\partial \overline{T}}{\partial z} \right) \quad (3)$$

Belirtilen eşitliklerde, k_t ; türbülanslı eddy iletkenliği, μ ; eddy viskozitesini, μ_t ; türbülanslı eddy viskozitesini, ρ ; yoğunluğu, T ; sıcaklığı, u ; x yönündeki hız vektörünü, v ; y yönündeki hız vektörünü, c_p ; özgül ısıyı, P ; basıncı temsil etmektedir. Bu çalışmada k-omega SST türbülans modeli kullanılmıştır, k-epsilon ve omega türbülans modellerinin karması olan bu model duvar yüzeylerinde k-omega diğer bölgelerde ise k-epsilon modeli uyguladığından en doğru türbülans modeli olarak önerilmektedir [12]. Eşitlik 4'te k ve w'nin transfer denklemleri gösterilmiştir. β' , α , β , σ_k ve σ_ω değerleri kullanılan çeşitli sabitlerdir [12].

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \nabla(\rho\vec{v}\omega) = \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \nabla_\omega \right] + \alpha_k^\omega P_k - \beta \rho \omega^2 + P_{\omega b} \quad (4a)$$

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho\vec{v}k) = \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla_k \right] + P_k - B' \rho k \omega + P_{kb} \quad (4b)$$

Sınır Şartları;

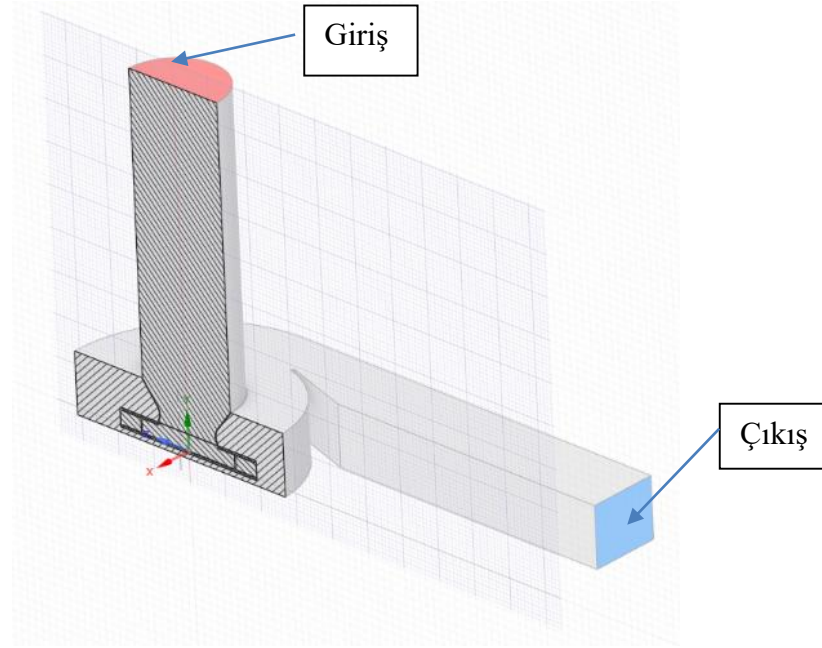
HAD yazılımlarının ayarlar kısmında, kullanılacak olan türbülans yöntemi, sınır şartları, akışkanın tipi gibi özellikler belirlenmelidir, bu bölümde kritik olan tanımlamaların, nasıl yapıldığı açıklanmıştır. Bu kapsamda bazı kabuller ve tanımlamalar aşağıdaki gibidir;

- Sisteminin giriş ve çıkış yükseklik farkları ihmal edilmiştir.
- Girişe 2.54 kg/s kütleli debi ve çıkışa 1 atmosfer basıncı tanımlanmıştır.
- Akışın sürekli ve sıkıştırılmaz olduğu kabul edilmektedir.
- Akışkan hava olarak tanımlanmıştır, giriş ve çıkış hızlarının yoğunluğa etkisi ihmal edilmiştir. Havanın yoğunluğu 1.02 kg/m³ alınmaktadır. Gerçek şartlarda havanın içeriğinde bulunabilecek su buharı gibi bileşenler ihmal edilmektedir.
- Ortam sıcaklığı sabit ve 25°C olarak alınmıştır.
- Fanın devir hızı 2970 rpm olarak girilmiştir.

CFX ve FLUENT gibi HAD yazılımlarında döner hacim tanımlamaları "Frozen Rotor" olarak bilinen yöntem ile tanımlanmaktadır.

Analizler zamandan bağımsız olarak çözülmüştür. Şekil 4'te fanın dönme merkezinden alınan kesit görüntü verilmiştir, akışkanın sisteme girdiği ve çıktığı yüzeyler aynı görselde görülebilmektedir. Fan

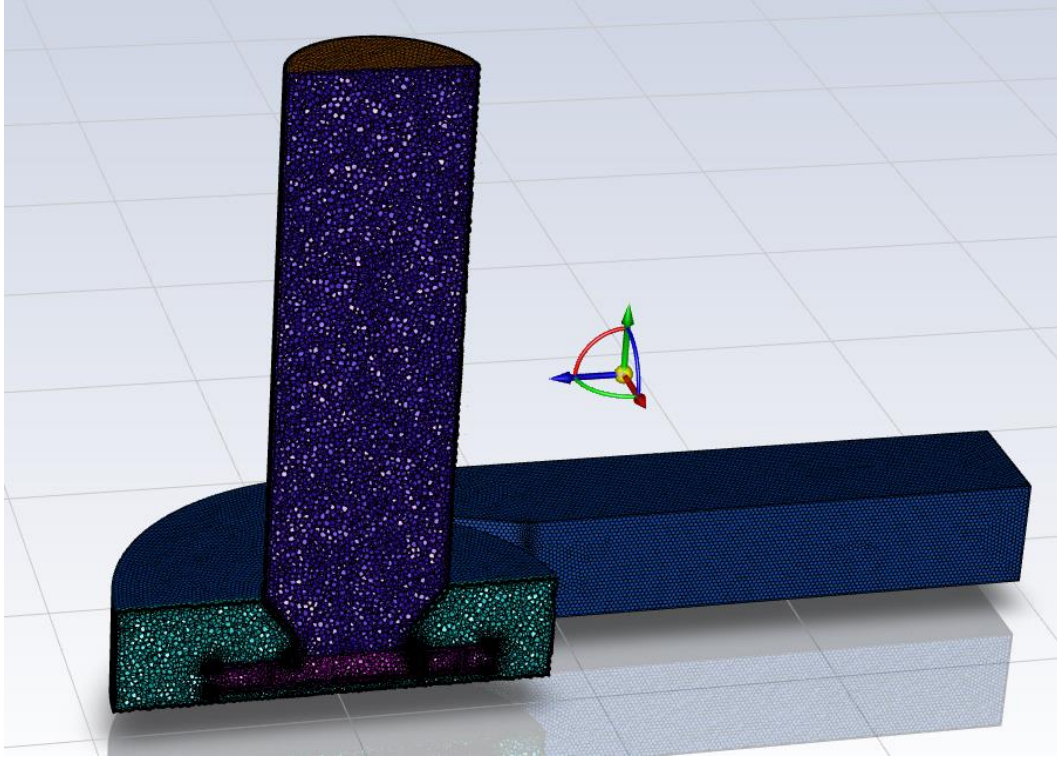
ve akış geometrisi Şekil 4'te verilen CBC fan geometrisi ile birebir referans alınarak oluşturulmuştur. Analiz sonuçlarının deney sonuçları ile uyum içerisinde olması için sınır şartları akademik bir çalışmaya benzer şekilde kurgulanmıştır [13].



Şekil 4. Analiz Geometrisi

IV. MESH OPTİMİZASYONU

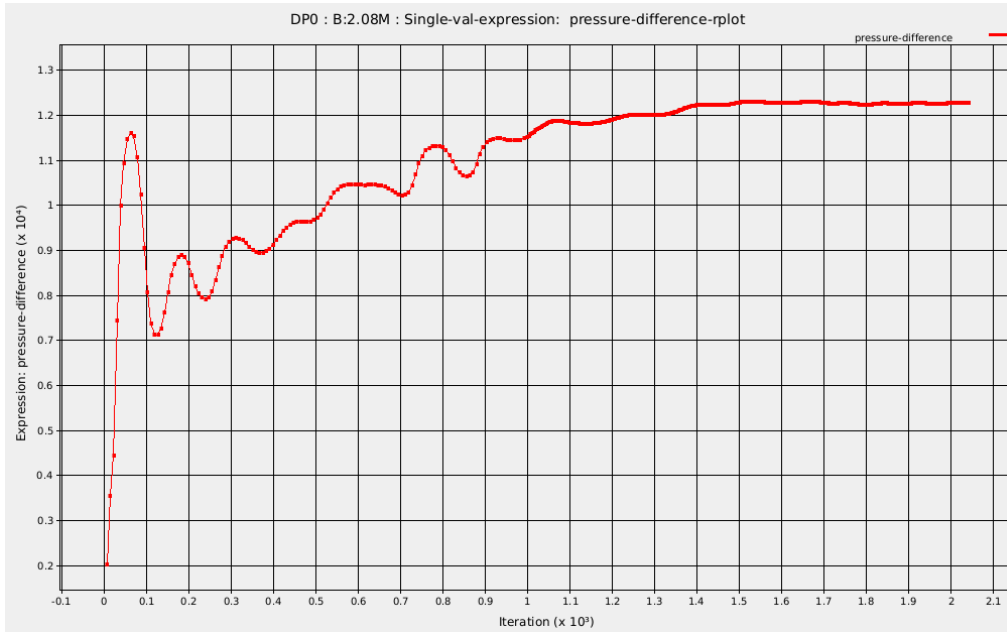
Ansys SpaceClaim 2022R1 yazılımında hazırlanan geometri mesh yapısının oluşturulması için Fluent Meshing 2022 R1 yazılımına aktarılmıştır. Mesh olarak bilinen yapı geometriden transfer edilen hacimlerin hesaplanabilir küçük yapılara bölünmesidir. Bu kısımda önemli olan nokta ise bu küçük hacimlerin ölçülerine karar verilmesidir, çok küçük ölçülerin kullanılması bilgisayar kapasitesini aşırı artıracığından dolayı zaman kaybına ve yakınsamaların uzamasına neden olabileceği gibi çok büyük ölçülerde hacimler kullanmakta sonuçların doğruluğunu azaltacaktır. Bu hataların engellenmesi için bir çıkış parametresi belirlenip farklı eleman sayılarında davranışının incelenmesi gerekmektedir. Bu yöntem “Mesh Optimizasyonu” veya “eleman sayısından bağımsızlık” olarak ifade edilmektedir. Çalışma kapsamında oluşturulan mesh yapısı Şekil 5’de verilmiştir.



Şekil 5. Mesh Yapısı

Bu çalışmada incelenen çıkış parametresi giriş ve çıkış yüzeyleri arasındaki statik basınç farkı olacaktır. Bu değerin değişimi ayrıca çözüm ekranında sayısal olarak incelenerek iterasyon sayısına göre yakınsaması gözlemlenecektir. Böylece gereğinden az veya çok iterasyon yapılması engellenerek optimum iterasyon sayısı belirlenecektir.

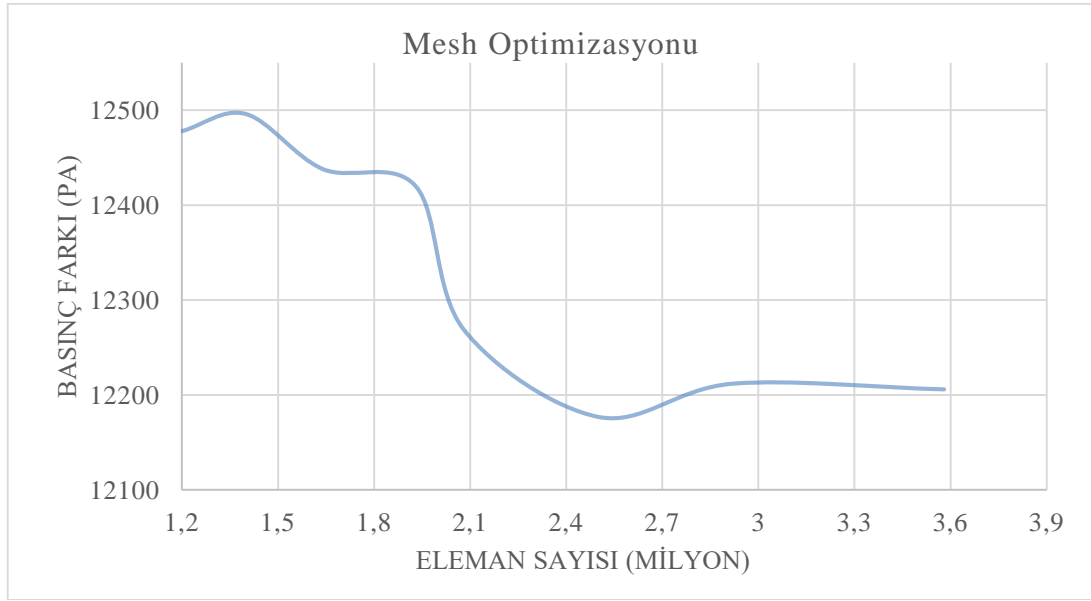
Yakınsama grafiği Şekil 6 incelendiğinde 1500 iterasyondan sonra basınç farkı değerindeki değişimin ihmal edilebilecek düzeye indiği görülmüştür.



Şekil 6. İterasyona Bağlı Basınç Fark Değişim Grafiği

Mesh hazırlığında dikkat edilmesini gereken bir diğer unsur hacmin bölündüğü küçük elemanların geometrik şekillerinin optimize edilmesidir. Geometrik şekillerin uygunluğu HAD yazılımlarında çarpıklık (skewness) olarak ifade edilmektedir ve 0 - 1 arasında bir değer ile ifade edilir. Ansys Fluent programı minimum 0.9 altında değere ulaşılmasını önermektedir [12]. Tüm farklı eleman sayılarında elde edilen skewness değeri 0.9 nin altında olacak şekilde ayarlamalar yapılmıştır. Ansys Fluent Meshing yazılımından alınan maksimum skewness değerinin 0.4351372 olduğu gözlemlenmiştir. Bu skewness değerinin < 0.9 şartını sağladığından dolayı mesh yapısının uygun olduğu söylenebilmektedir.

Eleman sayılarına göre giriş-çıkış statik basınç değerinin değişimi Şekil 7’de gösterilmektedir, bu değerler incelendiğinde 2.9 milyon üzerindeki eleman sayısından sonra basınç farkında dikkate alınabilir bir değişim oluşmadığı görülmektedir. Yapılan diğer analizlerde 2.9 milyon üzerindeki eleman sayısı kullanılmıştır.



Şekil 7. Eleman Sayısına Bağlı Basınç Farkı Değişim Grafiği

V. DENEY VE ANALİZ SONUÇLARININ KARŞILAŞTIRILMASI

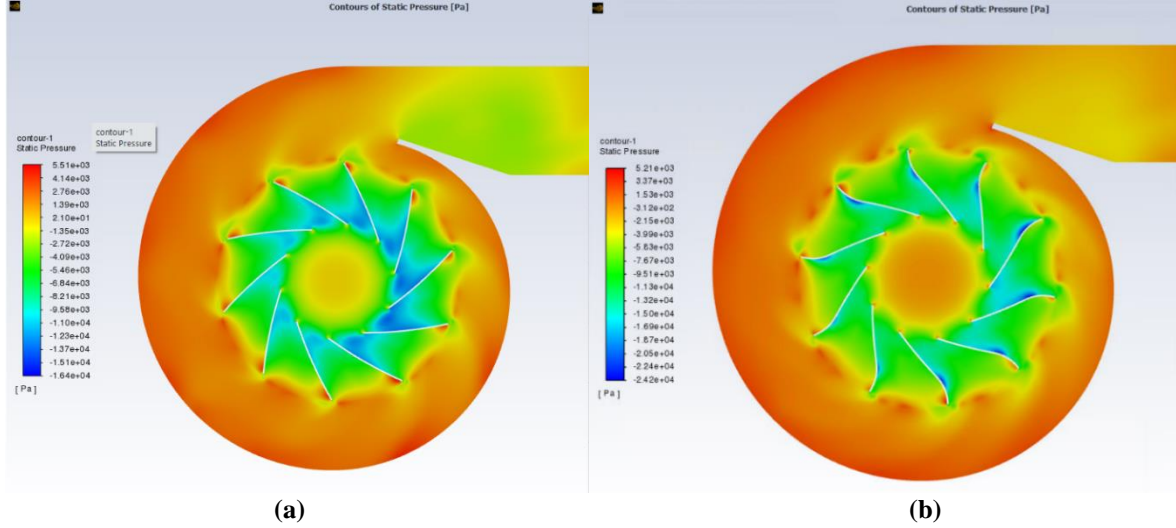
Aynı geometri üzerinde yapılan analiz çalışmasının sonuçları [13] ve bu makale için yapılan analiz çalışmasının sonuçlarının karşılaştırması Tablo 2’de gösterilmiştir. Tablo 2 incelendiğinde yakınsamanın % 96.6 oranında gerçekleştiği görülmüştür. Böylece analiz yönteminin doğruluğu kanıtlanmıştır. Çalışmanın devam eden kısmında aynı analiz yöntemi kullanılacaktır. Benzer çalışmada, analiz ve deneysel sonuçlarının kıyaslanması için, çalışma için seçilen fanın üreticisi tarafından Air Movement and Control Association (AMCA) standartlarına göre yapılan ölçüm sonuçları kullanılmıştır [13]. Bu standart ile yapılan ölçümlerin doğruluğu muadil çalışmalar ile de doğrulanmıştır [14].

Tablo 2. Basınç farkı karşılaştırma tablosu

Bu çalışma basınç farkı (Pa)	Benzer çalışma basınç farkı (Pa)	Fark (%)
12269	12700	3.4

VI. BULGULAR VE TARTIŞMA

Geriye eğik kanat geometrisi karma kanat geometrisine dönüştürülerek analizler gerçekleştirilmiştir. Tablo 2’deki sonuçların elde edildiği mesh yapısı aynen korunarak mesh yapısı kaynaklı fark oluşumu engellenmiştir. Şekil 8’de mevcut kanat yapısı ve A=100 mm, B=25 mm konfigürasyonuna sahip karma kanat yapısının statik basınç görselleri verilmiştir.



Şekil 8. Mevcut Kanat Yapısı Statik Basınç (a) , Yeni Kanat Yapısı Statik Basınç (b)

Bu aşamada her iki kanat tipinin debiye ve basınca olan ilişkisi inceleneceğinden ötürü sınır şartlarındaki giriş debisi yerine “0” toplam basınç tanımlaması yapılacaktır. Devir sayısı ilk analizde olduğu gibi 2790 rpm olarak sabit tutulacaktır.

Tüm konfigürasyonlar için Eşitlik 5’ e göre hidrostatik verim değeri hesaplanmıştır [14].

$$\eta = \frac{Q \cdot P}{T(2\pi N/60)} \quad (5)$$

Eşitlikte, Q; çıkış debisini, P; giriş ve çıkış statik basınç farkını, T; tork değerini, N; devir sayısını ifade etmektedir.

Mevcut kanat yapısının performans verileri Tablo 3’te gösterilmektedir. Karma kanat yapısı ile olan karşılaştırmaları her grafik özelinde yapılacaktır.

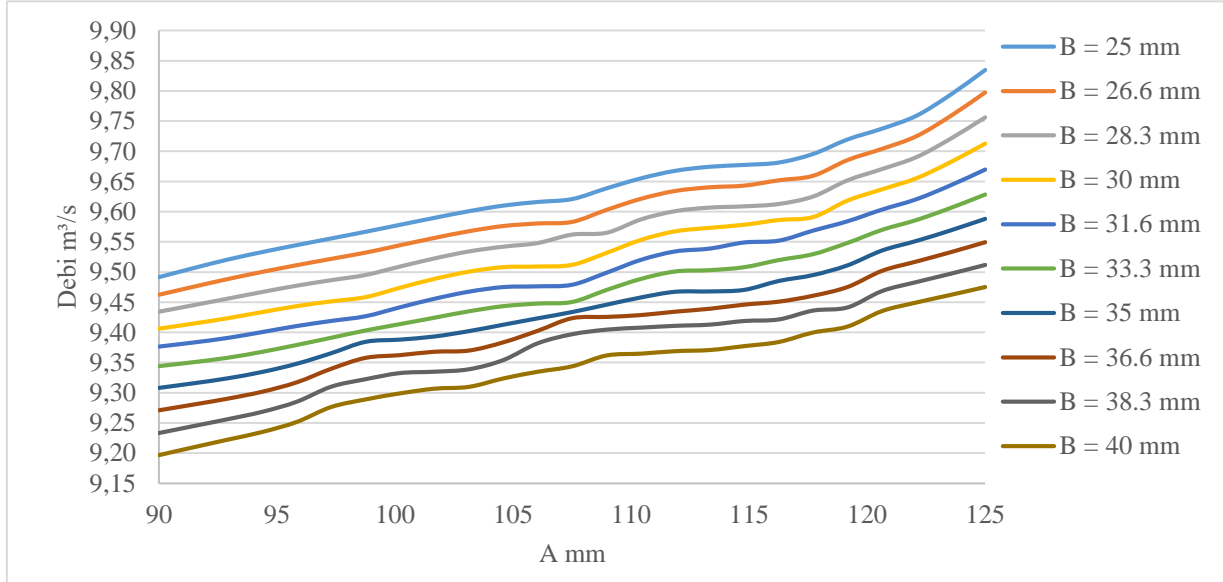
Tablo 3. Mevcut Kanat Yapısı Performans Verileri

Debi (m ³ /s)	Basınç(Pa)	Tork(N.m)	Verim(%)
7.96	419	353	29

Şekil 9’da debi değerinin A ve B ölçüsüne bağlı değişimi görülmektedir. Şekilde görülen bulgular aşağıdaki gibi değerlendirilmiştir.

- Aynı B değeri için A değerinin artışı ile debi değeri artış göstermektedir.
- Aynı A değeri için B değerinin düşüşü ile debi değeri artış göstermektedir.

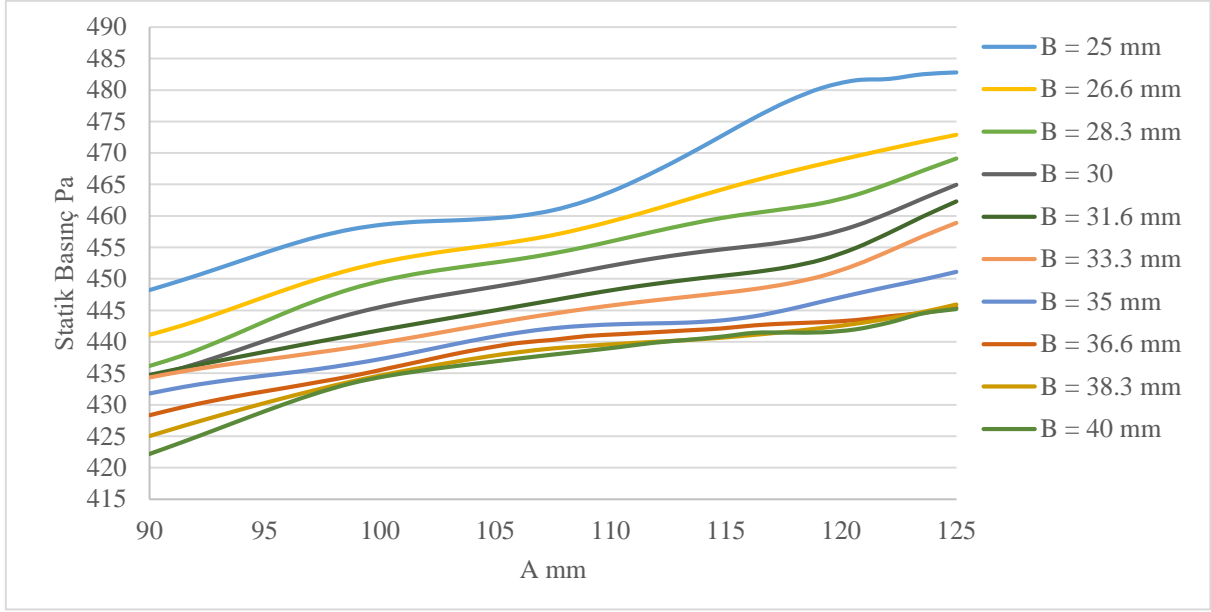
- Seçilen aralıktaki her A ve B değeri için debi mevcut kanat yapısında elde edilen 7.96 m³/s değerinden daha yüksek elde edilmektedir.
- Çalışmanın sonuç kısmında da bahsedileceği üzere bu eğrilerin oluşumunda salyangoz tasarımı önemli bir etkidir, farklı bir salyangoz geometrisinde bu eğrilerin oluşumu da değişiklik gösterecektir. Özellikle salyangoz dil geometrisi performans verileri üzerinde önemli bir etkidir [14].



Şekil 9. A ve B Ölçüsü- Debi Değişim Grafiği

Şekil 10'da giriş ve çıkış bölgesi arasındaki statik basınç fark değerinin A ve B ölçüsüne bağlı olarak değişimi görülmektedir. Bulgular aşağıdaki gibi sıralanmıştır.

- Aynı B değeri için A değerinin artışı ile basınç değeri artış göstermektedir.
- Aynı A değeri için B değerinin düşüşü ile basınç değeri artış göstermektedir.
- B'nin düşük değerlerin de A değerinin artışının basınç üzerindeki olumlu etkisi B'in yüksek değerlerine kıyasla daha fazla olduğu görülmektedir.
- Mevcut kanat yapısındaki statik basınç değeri (419 Pa) A ve B'nin tüm değerlerindeki statik basınç değerine kıyasla daha düşük olduğu görülmektedir. Basınç eğrileri debiye kıyasla daha salınımlı bir form izlemektedir, bunun nedeni Resim 6.1 de de görülebileceği üzere kanat aralıklarındaki türbülanslar dan kaynaklı basınç dalgalanmalarıdır.



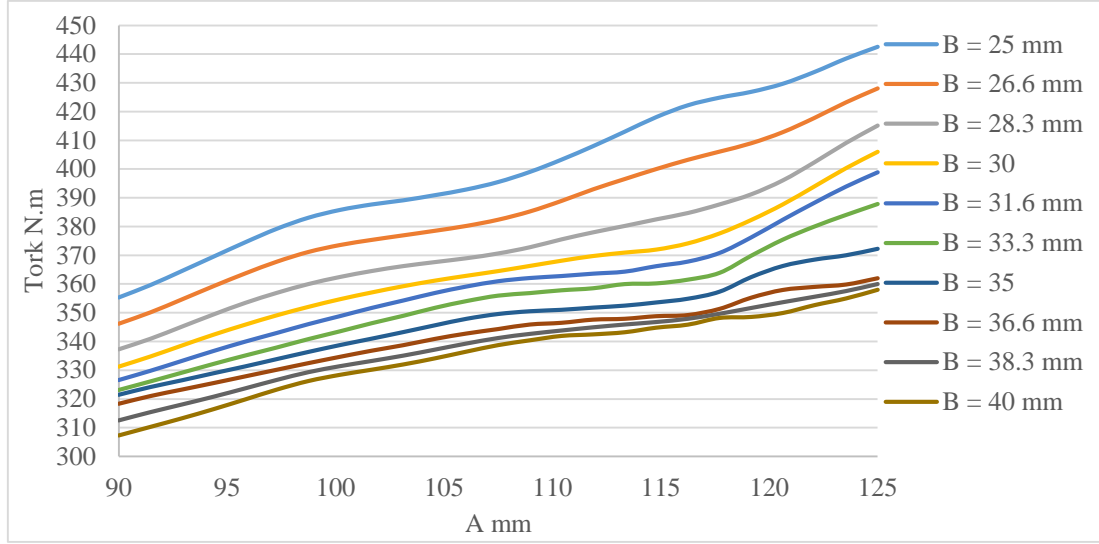
Şekil 10. A ve B Ölçüsü- Statik Basınç Değişim Grafiği

Şekil 11’de tork değerinin A ve B ölçüsüne bağlı değişimi görülmektedir. Sonuçlar aşağıdaki gibi saptanmıştır.

- Aynı B değeri için A değerinin artışı ile tork değeri artış göstermektedir.
- Aynı A değeri için B değerinin düşüşü ile tork değeri artış göstermektedir.
- B’nin düşük değerlerin de A değerinin artışının tork üzerindeki olumlu etkisi B’in yüksek değerlerine kıyasla daha fazla olduğu görülmektedir.
- Mevcut kanat yapısındaki tork değeri (353 N.m) yalnızca B=25 mm deki tüm A değerlerinden daha yüksek çıkmaktadır, diğer A ve B kombinasyonları için kesin bir yorum yapmak mümkün olamamaktadır. Bunun nedeni kanat aralıklarında oluşan statik basınç dalgalanmasının kanat yüzeylerinde de basınç dalgalanması yaratmasıdır. Tablo 4’te mevcut kanat yapısı ve mevcut kanat yapısına kıyasla daha yüksek ve daha düşük tork değerine sahip iki farklı A ve B kombinasyonuna sahip kanat formunun kanat yüzeylerindeki statik basınç ve tork karşılaştırması verilmiştir. Tablo 4 incelendiğinde kanat yüzeylerindeki statik basınç değeri ve tork değeri arasındaki ilişki net olarak görülebilmektedir.

Tablo 4. Kanat yüzeylerindeki statik basınç ve tork ilişkisi

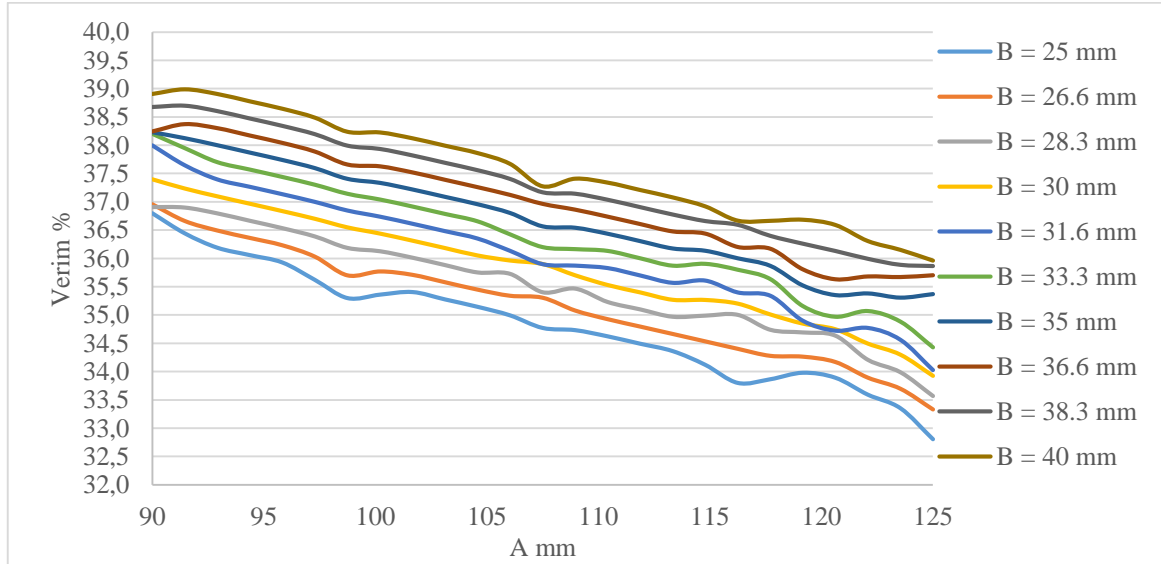
Kanat Formu	Statik Basınç(Pa)	Tork(N.m)
Mevcut Kanat	6129	353
A=90, B=40	5976	305
A=107.5, B=25	7572	391



Şekil 11. A ve B Ölçüsü- Tork Değişim Grafiği

Şekil 12’de verim değerinin A ve B değerine bağlı değişimi görülmektedir. Sonuçlar aşağıdaki gibi sıralanmıştır.

- Aynı B değeri için A değerinin artışı ile verim değeri düşüş göstermektedir.
- Aynı A değeri için B değerinin artışı ile verim değeri artış göstermektedir.
- Mevcut kanat yapısındaki verim değerine (%29) kıyasla tüm A ve B kombinasyonlarındaki verim değeri daha yüksek bir değer almaktadır, bu artışın ana nedeni debi değerindeki önemli artıştır.
- Örnek olarak mevcut kanat yapısındaki debi değeri $7.96 \text{ m}^3/\text{s}$ iken en düşük debi değerine sahip karma kanat yapısında debi değeri $9.2 \text{ m}^3/\text{s}$ dir, bu artış yaklaşık %15 e karşılık gelmektedir.

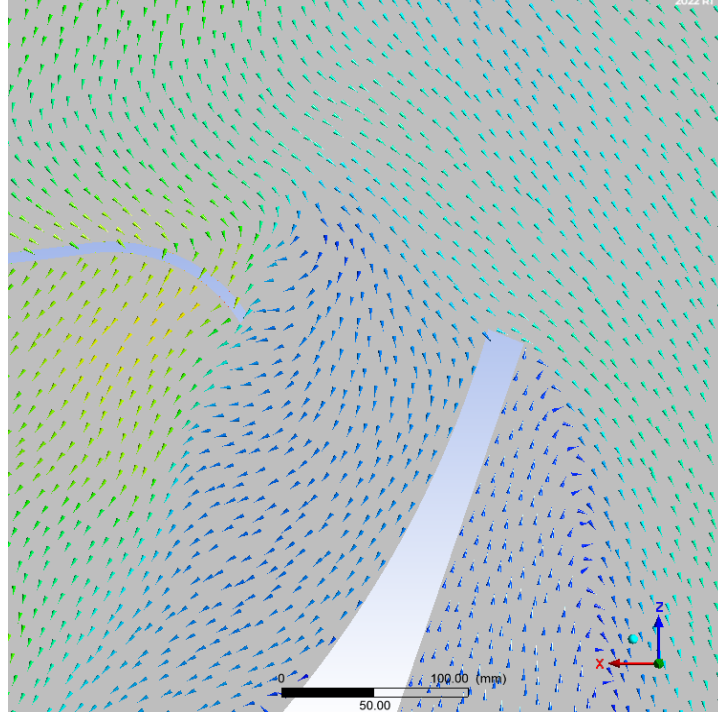


Şekil 12. A ve B Ölçüsü-Verim Değişim Grafiği

VII. SONUÇ

Bu çalışmadan elde edilen sonuçlar değerlendirildiğinde karma kanat yapısını oluşturan A ve B değeri konfigürasyonu ile debinin artırılması mümkün olabilmektedir.

Radyal fan çalışmalarından bilindiği üzere kanat formu dışında debi, basınç, verim gibi performans verilerine etkiyen diğer ana faktör salyangoz formu ve bu form üzerinde ise dil yapısı ve konumudur[14], bu çalışmada elde edilen veriler ve kanat formu üzerindeki parametrik sonuçların salyangoz formu sabit tutularak elde edildiği unutulmamalıdır. Salyangoz formu üzerinde yapılacak bir değişiklik elde edilen parametrik sonuçları değiştirecektir. Örnek olarak Şekil 13'te $A=90$, $B=40$ konfigürasyonuna ait kanat yapısının salyangoz dil yapısı ile oluşturduğu akış etkileşimi görülebilmektedir.



Şekil 13. $A=90$, $B=40$ Konfigürasyonuna Ait Akış Çizgileri

VIII. KAYNAKLAR

- [1] F.P. Bleier, *Fan handbook: selection, application and design*, McGraw- Hill, 1998.
- [2] N. Montazerin, A. Damangir, and H. Mirzaie, "Inlet induced flow in squirrel-cage fans," *Journal of Power and Energy*, vol. 214, pp. 243–253, 2000.
- [3] W.W. Peng, *Fundamentals of turbomachinery*, John Wiley & Sons, 2007.
- [4] T. Adachi, N. Sugita and Y. Yamada, "Study on the Performance of a Sirocco Fan (Optimum Design of Blade Shape)," *International Journal of Rotating Machinery*, vol. 7 (6), pp. 405-414, 2001.
- [5] S. Lin, and C. Huang, "An Integrated Experimental and Numerical Study of Forward-Curved Centrifugal Fan," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 26, pp. 421-434, 2002.
- [6] Y. Jung, and J. Bake, "A Numerical Study on the Unsteady Flow Behavior and Performance of an Automotive Sirocco Fan," *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 22, pp. 1889-1895, 2008.
- [7] P. Son, J. Kim, S. M. Byun, and E. Y.Ahn, "Effects of Inlet Radius and Bell Mouth Radius on Flow Rate and Sound Quality of Centrifugal Blower," *Journal of Mechanical Science and Technology*,

vol. 26, (5), pp. 1531-1538, 2012.

[8] Dom Di. Cioccio, "Methodology for a Numerical Analysis of the Aerodynamic Performance of a Centrifugal Fan Trough Computational Fluid Dynamics (CFD)," *25th ABCM International Congress of Mechanical Engineering (COBEM 2019)*, Berlin, 2015.

[9] O. P. Singh, R. Khilwani, T. Sreenivasulu and M. Kannan, "Parametric Study of Centrifugal Fan Performance : Experiments and Numerical Simulation," *International Journal of Advances in Engineering & Technology*, vol. 1, pp. 33-50, 2011.

[10] Y., Ozbakis, and F. Erzincanli, "Air Flow Control Valve Development with Reinforced Operating Parameters," *Surface Review and Letters*, vol. 28(12), 2150124, 2021.

[11] A. Whitfield and N. C. Baines, "Design of Radial Turbomachines," *Longman Scientific & Technical Publications*, pp. 414, England, 1990.

[12] Ansys Fluent Theory Guide, (2013). vol. 15.0

[13] A. Ö. Korcan, "Bir Endüstriyel Fan Tasarımı ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ile Analizi," *Erzincan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, vol. 13, pp. 348-363, 2020.

[14] J. Cai, D. Qi, F. Lu, and X. Wen, "Study of tonal fan noise reduction by modification of the volute cutoff," *ACTA Acustica united with Acustica*, vol. 96, pp. 1115-1124, 2010.

[15] O. Hancerli, "Radyal fan performansına etki eden parametrelerin sayısal olarak incelenmesi," *Hitit Üniversitesi, 2019*.