

SANTRİFÜJ POMPANIN KANATLI VE KANATSIZ DİFÜZÖRÜNDEKİ AKIŞIN SAYISAL İNCELENMESİ

K. Melih GÜLEREN, Cahit GÜRLEK , Ali PINARBAŞI
Cumhuriyet Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Sivas

Geliş Tarihi : 03.09.2003

ÖZET

Bu çalışmada 5 kanatlı bir santrifüj pompanın kanatlı ve kanatsız difüzöründe akış karakteristiği sayısal olarak incelenmektedir. Kullanılan yöntem, kararlı, sıkıştırılmaz ve viskoz akış kabulüyle, 2-boyutlu Navier-Stokes denklemlerinin sonlu hacimler tekniğine uygun olarak çözülmesini içermektedir. Çalışmada kullanılan pompanın çalışma aralığı 890 d/dak, çark çapı yaklaşık 20 cm ve geriye dönük kanat geometrisine sahiptir. Kanatsız difüzör, paralel düzlemsel duvar tipi olup, kanatlı difüzör ise 9 kanatlı ve salyangoz çeperi ile kuşatılmıştır. Çark çıkışı ve difüzördeki jet ve çevrintili akış yapıları ayrıntılı olarak araştırılmış olup, kanatlı ve kanatsız difüzör durumunda pompa performansına olan etkileri irdelenmiştir. Sonuçlar, performans eğrilerinin yanında, difüzördeki hız vektörleri, eş basınç eğrileri ve türbülans kinetik enerji dağılımları olarak verilmiştir. Ayrıca elde edilen sonuçlar, mevcut deneysel verilerle karşılaştırılarak aralarındaki paralellik araştırılmış olup büyük bir uyum içerisinde olduğu görülmüştür.

Anahtar Kelimeler : Sayısal simülasyon, Kanat, Kanatsız, Yayıcı, Santrifüj pompa

NUMERICAL SIMULATION OF THE FLOW IN THE CENTRIFUGAL PUMP WITHIN VANE AND VANELESS DIFFUSER

ABSTRACT

In this study, the flow in a 5-bladed centrifugal pump within vaned and vaneless diffuser is analyzed numerically. The method contains of assumption as steady, incompressible and viscous flow solved according to 2-D Navier-Stokes equations relating finite volume technique. The pump used in this study runs at 890 rpm, its impeller diameter is approximately 20 cm and it has back-swept blade geometry. The jet-wake flow structures within the impeller and diffuser passages are investigated elaborately and in addition to this, the effects of vaned and vaneless diffuser of the pump are analyzed. The results are shown as velocity vectors, pressure and turbulent kinetic energy distributions in centrifugal pump, beside the performance curves. Moreover, the results are compared with available experimental data which is seen good agreement.

Key Words : Numerical simulation, Vane, Vaneless, Diffuser, Centrifugal pump

1. GİRİŞ

Günümüzde mühendislik bilim dalının en çok üzerinde durduğu konulardan biri hiç şüphesiz

enerjiyi doğru ve etkili kullanmaktır. Turbomakinalar, hem enerji üretiminde hem de kullanımında, mühendislikte önemli bir yer tutmaktadır. Bu bilim dalının bir kolu olan pompalarda ise doğru enerji iletimi hayati önem

taşımaktadır. Pompa içerisindeki akış yapısı titreşim ve seslere, dolayısıyla da bir çok yapı hatalarına yol açmıştır. Bu problemlerin üstesinden gelmek, verimi artırmak ve çevresel etkilerden arınmak için karmaşık, kararlı ve kararsız akış yapılarını daha iyi anlamak gerekmektedir. Bu amaca uygun olarak geçmişte ve halen birçok araştırmacı tarafından santrifüj pompalar üzerinde deneysel ve sayısal çalışmalar yoğun bir şekilde yapılmaktadır. Bu çalışmaların birçoğu, karmaşık akış yapısına sahip santrifüj pompa içerisindeki akışta etkin olan türbülans yapısının fiziğini araştırmaya ve mevcut kayıp etmenlerini giderebilmek için difüzörün etkin rolü üzerinde yoğunlaşmıştır (Pınarbaşı and Johnson 1995; Sinha, 1999; Güleren, 2003). Bu çalışmada, santrifüj pompa içerisinde hareket eden akış ayrıntılı bir şekilde görüntülenmiştir. Pompanın, kanatlı ve kanatsız difüzöre sahip olma durumuna göre, dizayn noktası etrafında detaylı akış dağılımı incelenmiştir. Esas olarak amaç, pompanın, kanatlı ve kanatsız difüzör durumuna göre göstereceği performansı sergilemektir. Bu çalışmadaki pompanın geometrik değerleri ve akış debisi dikkate alındığında Re sayısının 63000'e kadar ulaştığı

hesaplanabilmektedir (Güleren, 2003). Dolayısıyla bu çalışmada türbülans analizi görmezlikten gelinemez (Güleren ve Pınarbaşı, 2001; Sano et al., 2002; Güleren, 2003).

2. POMPA GEOMETRİSİ

Bu çalışmada elde edilen nümerik sonuçlar, Johns Hopkins Üniversitesi'nde kanatlı difüzörlü bir dikey santrifüj pompanın deneysel olarak test edildiği sonuçlar referans alınarak karşılaştırma yapılmıştır. Kullanılan çark, logaritmik bir profile sahip 19 derecelik çıkış açısına sahip, beş adet geriye dönük kanattan oluşmaktadır. Girişte, çark kanadının göbekteki giriş açısı 14.1° olurken pompanın ön yüzeyindeki açılı göbekte ters yönde 4.2° civarında olmaktadır. Pompa merkezine göre akışın çarka giriş ve çıkış çapları sırasıyla 8.51 cm ve 20.32 cm'dir. Pompa ile ilgili ayrıntılı geometrik veriler Tablo 1'de sunulmaktadır. Ayrıca daha detaylı bilgi ve şekilleri Sinha, (1999) ve Güleren, (2003) tezlerinde bulunabilir.

Tablo 1. Pompa Boyutları ve Deneysel Çalışma Koşulları

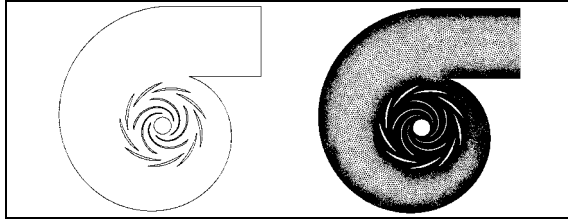
Rotor/Çark	
Giriş / Çıkış çapı	8.51 / 20.32 cm
Kanat sayısı	5 geriye dönük
Kanat çıkış açısı	21.3°
Difüzör/Yayıcı/Stator	
Kanat sayısı	9
İç/ Dış çap	24.45 / 30.5 cm
Kanatların giriş / çıkış açısı	$10.6^{\circ} / 10.97^{\circ}$
Kanat uzunluğu	13.44 cm
Kanatın hücum bölgesi çapı	14.15 cm
Kanatın firar bölgesi çapı	24.79 cm
Eksenel genişlik	1.27 cm
Deneysel Koşulları	
Motor devri	890 d/dak
Tasarım debisi	5.67 l/s
Tasarım debi katsayısı	0.118
Tasarım özgül hızı	0.49
Sunulan deneylerin debi oranı	2.52 l/s – 3.78 l/s
Sunulan deneylerin debi katsayısı oranı	0.052-0.078

3. KANATLI VE KANATSIZ DİFÜZÖRLÜ MODELLER VE AĞ YAPILARI

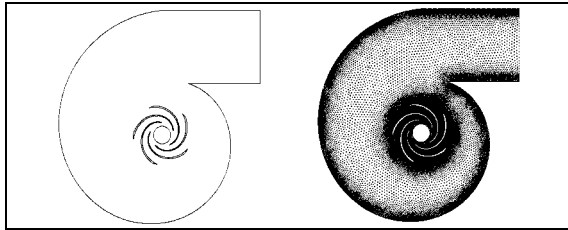
Modeller ve bunun üzerinde oluşturulan ağlar, pompa geometrisinde belirtilen özelliklere göre GAMBIT 2.0 katı model ve ağ oluşturma

programında gerçekleştirilmiştir (Anon., 2000a). Şekil 1 ve Şekil 2'de sunulan üçgensel ağ yapıları sayısal analiz için seçilmiştir. Bunun nedeni geometrilerin bu elemanlara uygun olmaları ve diğer bir alternatif olan dörtgensel elemanlardan çok daha kısa sürede oluşturulabilmeleridir. Şekil 1'de gösterilen kanatlı difüzör için ağ yapısı salyangoz cidarında, çark ve difüzör çevresinde akış değişimlerinin daha fazla olacağı gerçeğine uygun

olarak çok daha sık bir şekilde donatılmıştır. Pompa genelinde kanatlı difüzör için toplam 93006 eleman ve buna karşılık 48879 düğüm noktası kullanılmıştır. Bu olgulardan da yola çıkılarak çok kaliteli ağ oluşturulduğu düşünülebilir. Şekil 2’de görüldüğü gibi difüzör kanatları aynı pompa için ortadan kaldırılmıştır. Bu modelde de diğerinde olduğu gibi akış değişimlerinin fazla gerçekleşeceği bölgelerde daha sık ağ kullanılmıştır. Bu model için ise toplam 39936 eleman ve buna karşılık 20986 düğüm noktası kullanılmıştır. İlk modelle kıyasla bunda daha az eleman ve düğüm noktası kullanılmasının sebebi 9 adet kanatın bu modelde olmayışındır.



Şekil 1. Kanatlı difüzörlü pompa için model ve ağ yapısı



Şekil 2. Kanatsız difüzörlü pompa için model ve ağ yapısı

4. SAYISAL ÇÖZÜMLEME YÖNTEMİ VE SINIR KOŞULLARI

Bu çalışmada sayısal çözümleme için FLUENT paket programı kullanılmıştır. Program sonlu hacimler yöntemi ile çalışmaktadır. Paket programda, akış denklemlerini sayısal olarak çözülebilecek, cebirsel denklemlere dönüştürmek için kontrol hacmini esas alan bir teknik kullanır (Anon., 2000b). Bu teknik, akış denklemlerinin integrasyonunu her kontrol hacminde alma ilkesine dayanır. Bu integrasyon sonucu her bir kontrol hacmini karakterize eden denklemlerin ortaya çıkmasını sağlar. Bu denklemleri daha iyi incelemek için ϕ gibi bir parametre tanımlanırsa, kararlı bir rejim için H gibi herhangi bir kontrol hacmi için akış denklemi (1)’deki gibi olur. Bu denklem akışkanlar mekaniğinde transport denklemi olarak bilinir ve süreklilik, momentum ve enerji denklemlerini karakterize eder. Denklem (1), ϕ değeri 1 olursa

süreklilik denklemine ve hız olursa momentum denklemine dönüşür. Bu denklemlerin integrasyonu alınmış diferansiyel biçimi Navier-Stokes denklemleri olarak bilinir ve yaygın olarak kullanımı (2) ve (3)’te verilmiştir.

$$\oint \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} = \oint \Gamma_{\phi} \nabla \phi \cdot d\vec{A} + \int_H S_{\phi} dH \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{V}) + \vec{V} \cdot (\nabla \cdot \rho \vec{V}) + \rho \vec{V} \cdot \nabla \vec{V} = -\nabla p + \nabla \cdot \tau_{ij} + \rho \vec{f} \quad (3)$$

Yapılan sayısal çözümlemede akışın kararlı, sıkıştırılmaz ve 2B (2-boyutlu) olduğu varsayımı yapılmıştır. Akışın türbülanslı olması nedeni ile çözümlemede ayrıntıları Anon., (2000b)’de bulunan standart k-ε türbülans modeli kullanılmıştır.

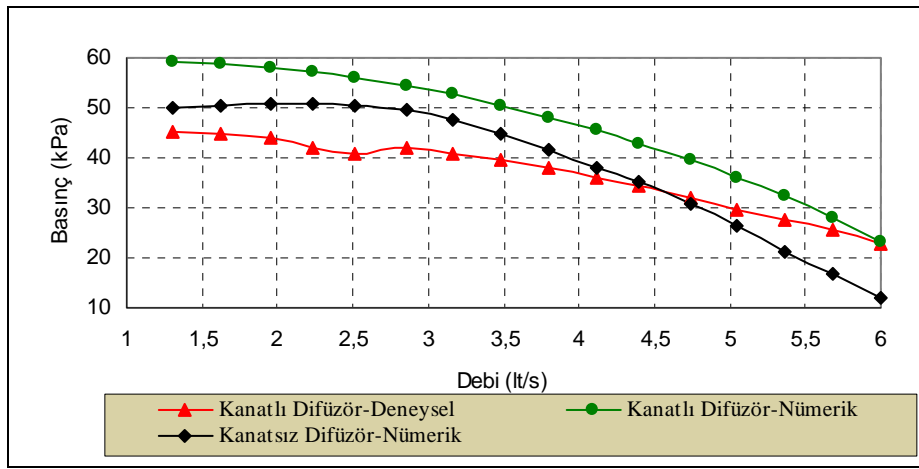
Akışın çark bölgesinde motor devir hızıyla aynı değerde döndüğü, akış çarktan çıkıp salyangoza girdiğinde ise herhangi bir gücün etkisinde kalmadığından durağan akış varsayımı yapılmıştır. Doğru bir yaklaşımla salyangoz cidarlarında ve difüzörlerde akış hızının olmadığı, yani kaymama sınır koşulu kullanılmıştır. Çark kanatları ise devir hızıyla aynı derecede dönmektedir. Girişte ise yüzeye normal doğrultuda düzgün akış koşulları konmuştur. Pompa çıkışında ise sabit statik basınç sınır koşulu kabul edilmiştir.

5. BULGULAR VE DEĞERLENDİRMELER

Pompada deneysel analizlerin kanatlı difüzör için yapıldığı daha önce belirtilmişti. Sayısal çözümleme için modellenen kanatlı difüzörlü pompa için, ilk önce performans eğrisi çıkarılmıştır. Çıkış statik basıncı sabit tutulmak kaydıyla; debi artırılarak ve azaltılarak, kendisine karşılık gelen giriş-çıkış basınç farkı hesaplanmıştır. Sayısal çözümleme ve deneysel çalışmada basınç için statik basınç esas alınmıştır. Pompa giriş ve çıkış kesit alanları hemen hemen aynı olduğu için hızlarda, dolayısıyla da dinamik basınçta çok fazla bir değişim olmayacaktır. Bu yüzden giriş-çıkış alanları arasındaki toplam basınç değişimi statik basınç değişimine yaklaşık eşit olacaktır (Güleren (2003)). Şekil 3’de 16 farklı debi değeri için kanatlı difüzörde elde edilen sayısal ve deneysel basınç değişimleri görülmektedir. Bu grafiğe göre sayısal ve deneysel verilerde iyi bir uyum olduğu gözlemlenmektedir. Bununla birlikte veriler debi arttıkça birbirlerine yaklaşmaktadır. Bu

yöntem uygulanarak, Güleren'in (2003) yapmış olduğu 3B analiz sonucu değerler deneysel verilerle adeta yapışık olmaktadır. Dolayısıyla sayısal çözümlemenin ve seçilen çözüm yöntemlerinin tercih edilebilir olduğu, performans eğrisinden kaynaklanan farklılığın tamamen 2B analizin bir sonucu olduğu bulgusu çıkartılabilir. 16 adet farklı debi değeri göz önünde bulundurulursa analizden çıkarılacak ortalama yüzdelik hata değeri % 25 civarında olmaktadır. Ortaya çıkan bu değerlerin biraz fazla gözükmesine rağmen yapılan kararsız çalışmalarda ağ değişimlerinde bu farkın azalacağı Güleren'in (2003) çalışmasında sergilenmiştir. Performans eğrileri bu kez kanatlı ve kanatsız difüzörlü pompalar için karşılaştırılabilir. Kanatlı

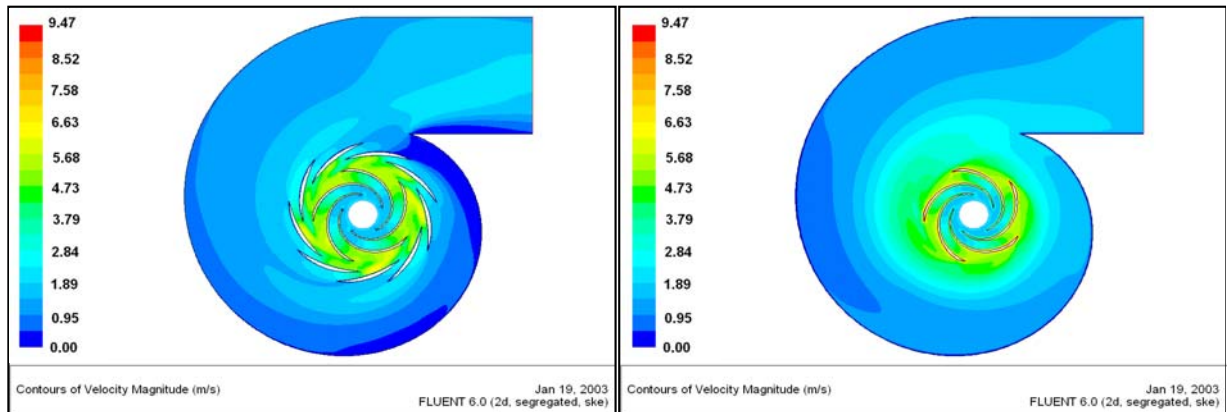
difüzör için uygulanan tüm sayısal uygulamalar kanatsız için de yapılmıştır. Sonuçta ortaya dikkat çekici bir sonuç çıkmıştır. Minimum debiden başlayarak maksimum debiye kadar değerler kontrol edildiğinde kanatlı difüzör için olan sonuçların daima daha yüksek olduğu görülebilir. Dolayısıyla kanatlı difüzörler, kanatsız olanlara göre pompaya daha fazla basınç, dolayısıyla da performans kazandırmıştır. Bütün debi değerlerinin kontrolü sonucunda kanatlı difüzörün pompaya % 25.7'lik ek bir performans sağladığı görülmüştür. Dolayısıyla kanatlı difüzör kullanılması gereken bir pompaya kanatsız difüzör kullanılması sonucunda performans % 25.7 oranında düşecektir.



Şekil 3. Kanatlı difüzör için numerek ve deneysel sonuçların karşılaştırılması, kanatlı difüzör ile kanatsız difüzör arasında performans farklılığı

Kanatlı ve kanatsız difüzörün, tasarım noktasında göstermiş olduğu eş hız eğrileri Şekil 4'te görülmektedir. Pompada kullanılan difüzörün sağlamış olduğu pozitif etki eş hız eğrilerinden açıkça görülmektedir. Özellikle difüzörün olması halinde maksimum hız değerleri pompa çarkı ile

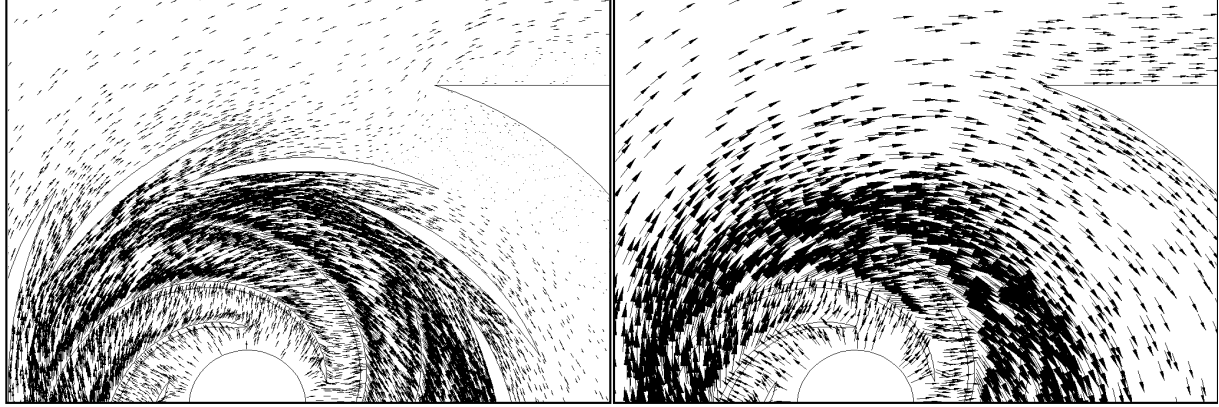
difüzör arasında gözlenmiş olup, difüzör çıkışında hızlarda belirgin bir azalma, yani mevcut kinetik enerjinin basınç enerjisine, difüzör yardımıyla ulaştığı görülmektedir. Yine düzgün olmayan dağılımın çark ile difüzör kanat izi etrafında belirginleştiği söylenebilir.



Şekil 4. Kanatlı ve kanatsız difüzörlü pompada tasarım noktasında eş hız bölgeleri

Şekil 5 ise yine kanatlı ve kanatsız difüzörün pompa dili etrafındaki hız vektörlerinin ayrıntılı incelemesini içermektedir. Kanatsız konumda hız vektörlerinin büyüklüğündeki fark burada açıkça görülebilir. Pompa dili ile çark arasındaki açıklığın,

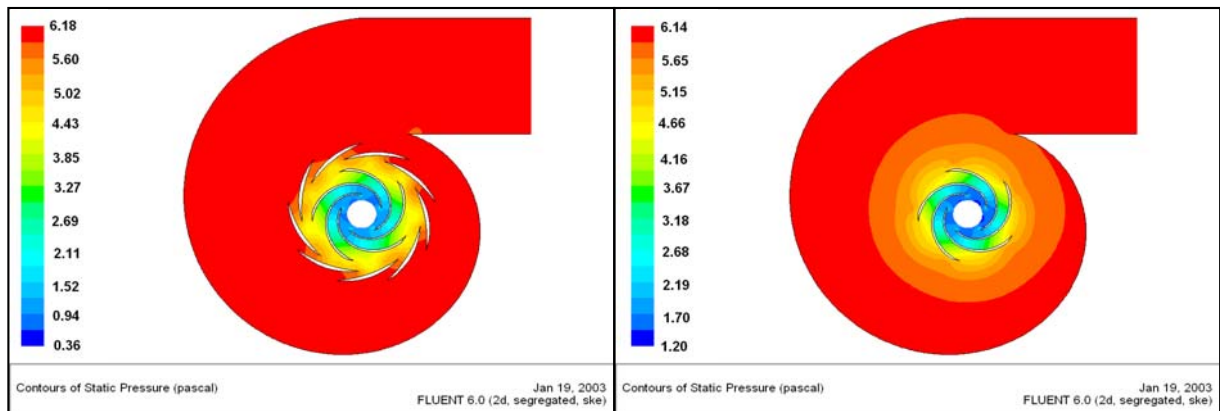
kanatsız difüzörde fazla olması sebebiyle, meydana gelen ters akış hareketleri özellikle, çark ile pompa dilinin salyangoz tarafı civarında belirgin bir şekilde kendini hissettirmektedir.



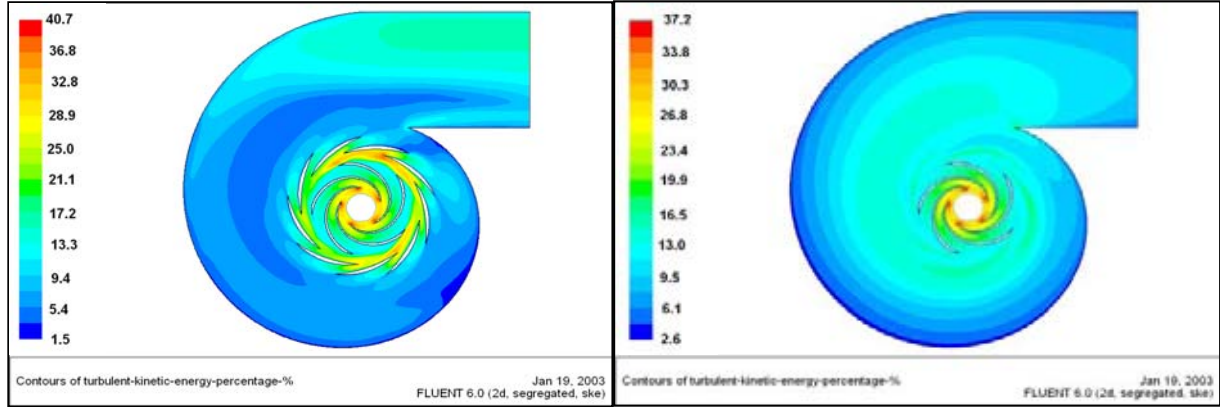
Şekil 5. Kanatlı ve kanatsız difüzörlü pompada tasarım noktasında hız vektörleri

Şekil 6'da ise pompa içerisindeki statik basıncın değişimini, kanatlı ve kanatsız difüzör kullanımı durumunda açıklamakta olup, kanatsız difüzör konumunda basınç kazanımının, difüzör kullanılması durumuna göre daha düşük ve etkisiz düzeyde olduğu söylenebilir. Kanatlı difüzörlerde türbülans kinetik enerjilerdeki dağılımın genelde pompa çarkı ile difüzör arasında yoğunlaştığı, buna karşın pompa çıkışında ve pompa genelinde, kanatsız difüzör kullanımına oranla daha düşük düzeyde türbülans kinetik enerji oranları meydana geldiği söylenebilir (Şekil 7). Kanatsız difüzörün

genelinde yüksek olan türbülans oranları, pompa çıkışına doğru kendini hissettirmekte olup, çark kanat izi etrafında %30'ların üzerinde bir dağılım gözlenmektedir. Yine elde edilen bu sonuç Pınarbaşı ve Johnson (1994) tarafından yapılan bir santrifüj kompresördeki deneysel verilerle birleştirilebilir. Kanatlı difüzör durumunda, özellikle pompa çıkışında hissedilen ve uniform olmayan kinetik enerji dağılımlarının sebebi olarak ikincil akımlar nedeniyle meydana gelen salınımların sonucu olduğu tahmin edilmektedir.



Şekil 6. Kanatlı ve kanatsız difüzörlü pompada tasarım noktasında eş basınç bölgeleri (10^4)



Şekil 7. Kanatlı ve kanatsız difüzörlü pompada tasarım noktasında eş türbülans bölgeleri

6. SONUÇLAR

Katı modeli oluşturulan pompalarda gereksinime cevap verecek düzeyde üçgenel elemanlardan oluşan ağ kullanılmıştır. Kanatsız difüzörlü pompada, kanatlı olana göre az eleman ve düğüm sayısına sahip ağ kullanılmıştır. Bunun da nedeni olarak kanatların kanatsız difüzörde yer almaması olarak gösterilmiştir. Kanatlı difüzör için elde edilen performans eğrisi deneysel çalışmada elde edilen sonuçlarla oldukça iyi bir uyum içinde olmaktadır. Kanatsız difüzörlü pompa ile karşılaştırıldığında, kanatlı olanın performansının daha iyi olduğu dolayısıyla, veriminin daha iyi olacağı sonucu çıkarılmaktadır. Pompada gözlemlenen akış kayıplarının genelde, çark kanat izi ile difüzör arasındaki açıklığın optimum bir seviyede olmamasından kaynaklanabileceği söylenebilir. Bu nedenle çark ve difüzör açıklığının optimizasyonu üzerine yapılacak olan ileri çalışmalar, makalede gözlemlenmiş olan kayıpları yok edebilmek için yapıcı olabileceği sonucu çıkarılabilir.

7. SİMGELER

A	: Kontrol Alanı (m ²)
f	: Yerçekimi İvmesi Bileşeni (m/s ²)
H	: Kontrol hacmi (m ³)
p	: Basınç (kPa)
Re	: Reynolds Sayısı
S	: Akış kaynağı
t	: Zaman (s)
V	: Hız (m/s)
φ	: Akış denklemleri parametresi
Γ	: Difüzyon katsayısı
∇	: Gradyan (Laplace operatörü)
μ	: Dinamik Viskozite (kg/m.s)
ρ	: Yoğunluk (kg/m ³)
τ	: Kayma Gerilmesi (kPa)
ω	: Devir hızı (rad/s)

8. KAYNAKLAR

- Anonymous, 2000a. Gambit 2.0 User Guide, FLUENT Inc.
- Anonymous, 2000b. Fluent 6.0 User Guide, FLUENT Inc.
- Güleren, M., Pınarbaşı, A. 2001. İki Boyutlu Geometrik Cisimler Üzerindeki Farklı Türbülans Model Yaklaşımları, 13. Ulusal Türk Isı Bilim Tekniği Kongresi, Konya, Türkiye.
- Güleren, M. 2003. Santrifij Pompadaki Durgunluğun Nümerik Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Cumhuriyet Üniversitesi, Sivas, Türkiye.
- Pınarbaşı, A. and Johnson, M. W. 1994. Detailed Flow Measurements in a Centrifugal Compressor Vaneless Diffuser, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 116, No. 3, pp. 453-461.
- Pınarbaşı, A., Johnson, M.W. 1995. A Study of Reynolds Stress Dissipation and Loss Generation in a Centrifugal Compressor Vaneless Diffuser, ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, 95-GT-150, Houston, Amerika.
- Sano, T., Yoshida, Y., Tsujimoto, Y., Nakamura Y., Matsushima, T. 2002. Numerical Study of Rotating Stall in a Pump Vaned Diffuser, Transactions of the ASME, Vol. 124, pp. 363-370.
- Sinha, M. 1999. Doktora Tezi, Rotor-Stator Interactions, Turbulence Modelling and Rotating Stall in a Centrifugal Pump with Diffuser Vanes, Johns Hopkins University, Baltimore, Amerika, Ağustos.