



2 kanatlı radyal tipteki bir çamur pompası çarkının optimizasyonu ve analizi

Mehmet Salih Cellek^{1*}, Tahsin Engin¹

¹Sakarya Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği, Sakarya
Email: mscellek@gmail.com

24.01.2013 Geliş/Received, 05.02.2013 Kabul/Accepted

ÖZET

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yazılımı olan Fluent ile karmaşık akışlı pompa, fan gibi türbo makinaların performanslarını belirlemek mümkün hale gelmiştir. HAD destekli tasarım maliyeti düşürmekle beraber zamandan da tasarruf sağlar.

Bu çalışmada radyal ticari bir çamur pompası çarkının optimizasyonu hedeflenmiştir. Bu amaçla pompa performansını belirleyen en önemli bileşen durumundaki pompa çarkında kanat açısının, kanat uzunluğunun ve ara kanatçığın kullanıldığı 4 farklı çark tasarlanmıştır. Analizler sonucunda her bir çarkın farklı debi aralıklarında pompa performansını etkilediği görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: HAD, çamur pompası, kanat, optimizasyon

The optimisation and analysis of a centrifugal slurry pump impeller with 2 blades

ABSTRACT

With FLUENT, which is Computational Fluid Dynamics (CFD) software, it becomes possible to define the performance of complicated flow in turbo machines like pumps and blowers. It is not only reduced costs but also saves time.

This study is aimed to optimize a commercial slurry pump impeller. Therefore, four different types of impellers were designed with using various blade angles, blade length and splitter blade on the impeller, which is the most crucial component of the pump. As a result of analysis it was seen that every impeller affected on the pump performance at different flow rate.

Keywords: CFD, slurry pump, blade, optimization

* Sorumlu Yazar / Corresponding Author

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Pompalar akışkana enerji verip basıncını artırarak bir noktadan başka bir noktaya iletilmesini sağlayan makinalardır. Radyal (santrifüj) pompalar sıvı ve sıvı-katı iletiminde yaygın olarak kullanılan bir türbo makina elemanıdır. Radyal tipli çamur pompaları da iki fazlı akış transferinde yüksek debi, nispeten düşük maliyet, bakım ve onarımın kolay olması gibi avantajlarından dolayı katı-sıvı transferinde yaygın bir şekilde kullanılmaktadır [1].

Önceleri su pompası kullanılarak katı-sıvı karışımı transfer ediliyorken, pompaların verimsiz ve hızlı bir şekilde aşınmaya maruz kalması ayrıca çalışma şartlarına bağlı olarak ihtiyaçların giderek şekillenmesi yeni arayışları ve yeni tasarımları beraberinde getirmiştir. Yeni tasarımlardan biri de çamur pompaları olmuştur. Kalın kanatları ve kendine özgü salyangoz tasarımı ile maden ocaklarında kömür ve minerallerin iletilmesinde, termik santrallerde kimyasal tasfiye, inşaat alanında biriken çamurlu suyun uzaklaştırılmasında, gıda sektöründe, nehir ve göl yataklarının temizlenmesinde, endüstriyel tesislerde uçucu külün uzaklaştırılmasında ve kâğıt hamurunun nakledilmesi gibi birçok alanda ihtiyaçlara karşılık vermektedir [2].

Çamur pompalarında, diğer çarklara oranla nispeten yüksek verimleri ve düzenli bir akış şekli oluşturmalarından dolayı kapalı çarklar geriye eğimli kanatlarla birlikte tercih edilmektedir. Çarklar su pompalarında olduğu gibi çamur pompalarında da pompa performansına etki eden en önemli pompa bileşenidir. Bu nedenle çark üzerindeki küçük bir iyileştirme pompa verimine doğrudan olumlu yönde etki edecektir [2].

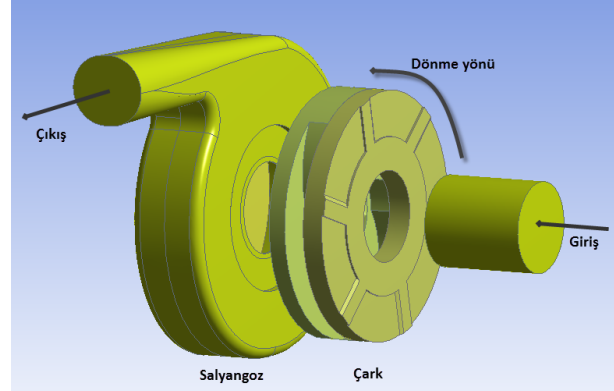
Son zamanlarda teknolojinin ilerlemesiyle bilgisayar destekli tasarım ve HAD uygulamaları sayesinde prototip üretimine gerek duyulmadan sonsuz sayıda deney imkanı doğmuştur. Böylece hem zaman hem de maliyet açısından tasarım süresi daha avantajlı bir hal almaktadır [3].

2. ÇAMUR POMPASI MODELİ VE ÇARKLAR (SLURRY PUMP MODEL AND IMPELLERS)

2.1. Çamur Pompası Geometrisi (Geometry of Slurry Pump)

Literatürde radyal su pompası üzerine yapılan çalışma sayısı oldukça fazla olmasına karşı radyal çamur pompası için aynı şey söylenemez. Bunun nedeni radyal pompaların aynı zamanda çamur pompası yerine kullanılıyor olmasıdır. Sıvı-katı iletimi durumunda radyal pompa ve çarkında yüksek aşınmaların ortaya

çıkması, çark kanatlarının kırılması gibi olumsuzluklar nedeniyle yeni çark tasarımları ihtiyaç haline gelmiştir. Bu çalışmada ele alınan kapalı çarklı radyal çamur pompasının CAD modeli ticari bir firma tarafından sağlanmıştır [4]. HAD analizi için CAD modeli ANSYS 14.0 aktarılmış gerekli düzenlemelerden sonra akışkan hacmi elde edilmiştir.



Şekil 1. Çamur pompasının katı model bileşenleri (Mud pump solid model components)

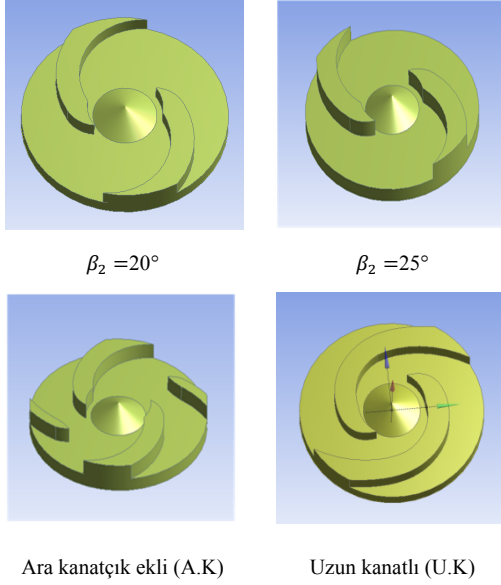
Tablo 1. Tasarımı yapılan radyal çamur pompasının temel boyutları (The basic dimensions of the radial mud pump designed)

z	b_1 (mm)	b_2 (mm)	d_1 (mm)	d_2 (mm)	D_1 (mm)	D_2 (mm)
2	30	30	130	355	130	101.6

Bu tabloda z kanat sayısını, b_1 ve b_2 kanat giriş ve çıkış genişliklerini, d_1 ve d_2 çark kanat başlangıç ve bitiş dairesel çaplarını, D_1 ve D_2 pompa girişi ve salyangoz çıkışı dairesel çaplardır.

2.2. Çark Tasarımları (Impeller Designs)

Pompa performansını belirleyen en önemli bileşen durumundaki pompa çarkında kanat açısının, kanat uzunluğunun ve ara kanatçık uygulamasının çark performansı üzerindeki etkilerinin incelenmesi amacıyla dört farklı çark oluşturulmuştur.



Şekil 2. Analizi yapılacak farklı çark modelleri (Different impeller models to be analyzed)

3. SAYISAL YÖNTEM (NUMERICAL METHODS)

Farklı kanat profilleriyle tasarlanan 4 farklı çarka sahip çamur pompasının analizi için ticari HAD yazılımı olan ANSYS® 14.0 [5] kullanılmıştır. Analiz için geometrik modeller önce 3-B bir katı modelleme programı yardımıyla oluşturulmuş ardından ANSYS 14.0' a aktarılıp gerekli düzenlemelerden sonra sonlu sayıda hacimsel elemana bölünerek üç-boyutlu sayısal ağ yapısı oluşturulmuştur. HAD yazılımı Reynolds-ortalama Navier-Stokes denklemlerini yapılandırılmamış sonlu-hacim metodunu kullanarak çözmektedir. Sayısal algoritma olarak SIMPLE kullanılmıştır.

3.1. Matematiksel Model (Mathematical Model)

Üç boyutlu, daimi olmayan, sıkıştırılmaz, zaman-ortalama Reynolds süreklilik momentum denklemleri aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\text{Süreklilik: } \nabla \cdot (\rho \mathbf{U}) + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (1)$$

$$\text{Momentum: } \frac{D(\rho \mathbf{U})}{Dt} = \rho \mathbf{g} - \nabla P + \mu_{eff} \nabla^2 \mathbf{U} + \mathbf{S}_M \quad (2)$$

Burada ρ akışkanın yoğunluğu, \mathbf{U} hızı, P dönmeden kaynaklanan etkileri hesaba katan değiştirilmiş basınç, μ_{eff} efektif viskozite ve \mathbf{S}_M aşağıdaki gibi tanımlanan kaynak terimidir :

$$\mathbf{S}_M = -\rho(2\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{U} + \boldsymbol{\omega} \times (\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r}))$$

burada \mathbf{r} ve $\boldsymbol{\omega}$ sırasıyla konum ile sabit dönme hızını göstermektedir.

Türbülans modeli olarak standart $k - \varepsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır. Denklem (2)' deki efektif viskozite moleküler viskozite μ ve türbülanslı girdap viskozitesi μ_t 'nin toplamı olarak tanımlanmıştır, $\mu_{ef} = \mu + \mu_t$. Burada $\mu_t = \rho c_\mu L_t \sqrt{k}$ 'dir. Türbülanslı girdap viskozitesindeki c_μ bir sabit, L_t uzunluk ölçөгüdür. L_t ile türbülans yayılım oranı arasında $\varepsilon = \sqrt{k^3}/L_t$ şeklinde bir matematiksel ilişki vardır, k ve ε değerleri, türbülans kinetik enerjisi k ve türbülans yayılım oranı ε için olan diferansiyel transport denklemlerinden doğrudan elde edilebilir.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho k \mathbf{U}) = \nabla \cdot \left[\frac{\mu_k}{\sigma_k} \nabla k \right] + 2\mu_k (\mathbf{E}_{ij} \cdot \mathbf{E}_{ij}) - \rho \varepsilon$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \varepsilon \mathbf{U}) = \nabla \cdot \left[\frac{\mu_\varepsilon}{\sigma_\varepsilon} \nabla \varepsilon \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t (\mathbf{E}_{ij} \cdot \mathbf{E}_{ij}) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}$$

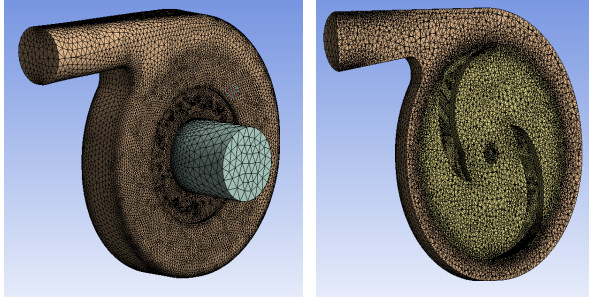
Denklemlerde $C_{1\varepsilon}$, c_μ , c_k , σ_ε and $C_{2\varepsilon}$ olmak üzere beş tane değiştirilebilir sabit vardır. Standart $k - \varepsilon$ modelinde bu değerler, $c_\mu = 0.09$, $c_k = 1.00$, $\sigma_\varepsilon = 1.30$, $C_{1\varepsilon} = 1.44$ ve $C_{2\varepsilon} = 1.92$ şeklindedir.

Denklemler (4) ve (5)'daki E_{ij} zaman-ortalama şekil değiştirme hızı tensörünü göstermektedir ve zamana-bağılı şekil değiştirme hızı ile aralarında $e_{ij}(t) = E_{ij} + e'_{ij}$ şeklinde bir ilişki vardır. Burada e'_{ij} zamana bağlı şekil değiştirme hızı $e_{ij}(t)$ 'nin çalkantı bileşenidir [6], [7].

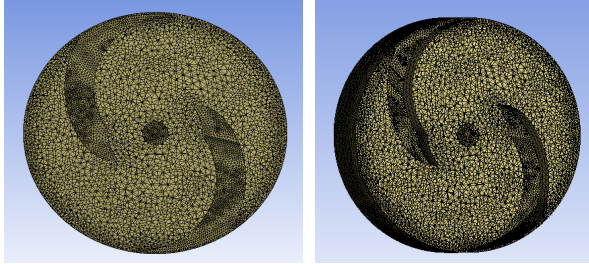
3.2. Ağ Yapısının Oluşturulması (Generating the Unstructured Mesh)

Üç ana bölüme ayrılmış olan sayısal katı model de en önemli kısmın çark olduğu bilinen bir gerçektir. Bu nedenle, pompa da akışın daha detaylı bir biçimde gözlenebilmesi için diğer iki bölümle birlikte çark bölümünde yeterince sayısal ağ elemanına ihtiyaç duyulmaktadır.

Sayısal katı modelin her üç bölümü için tetrahedral (dört yüzlü) elemanlar kullanılmıştır. Bunun nedeni tetrahedral ağ yapısı türbo makineler gibi karmaşık geometrilerde daha hızlı ve otomatik olarak uygulanabilme kabiliyetine sahip olmasıdır. [5].



Şekil 3. Çamur pompasına ait sonlu hacim ağı (Finite volume mesh of mud pump)



Şekil 4. Kanatları çıkarılmış çark hacmine ait sonlu hacim ağı (Finite volume mesh of volume of the impeller blades removed)

3.3. Sınır Şartları ve Kabuller (Boundary Conditions and Acceptances)

Dönel çark bölgesi hareketli olup diğer tüm kısımlar statik kabul edilmiştir. Pompa hareketli çarkı ile statik olan diğer kısımlar arasındaki etkileşimi sağlayabilmek için literatürde sıkça kullanılan “frame motion” modeli kullanılmıştır [8].

Analizler için çark 1000 d/d açısal hızla döndürülmüştür. Pompa giriş sınır şartı olarak serbest kütle girişi “mass flow inlet”, çıkışta ise çıkış basıncı “pressure outlet” sınır şartı tanımlanmıştır [9]. Diğer tüm yüzeylerde kaymama sınır şartı “no-slip” tanımlanmıştır. Her bir analizin yakınsama kriteri olarak son iki iterasyon arasındaki farkın 10^{-3} mertebesine inmesi beklenmiş ve yaklaşık olarak 1250 iterasyon civarında yakınsayan analizler, 3000 iterasyona kadar devam ettirilip sonlandırılmıştır.

HAD analizleri için Intel Core i7-2670QM işlemcili 16 GB RAM ön bellek kapasitesine sahip bir adet diz üstü bilgisayar, Intel Xeon işlemcili, 16 GB RAM ön bellek kapasitesine sahip bir adet HP xw 6400 Workstation kullanılarak analizler gerçekleştirilmiştir.

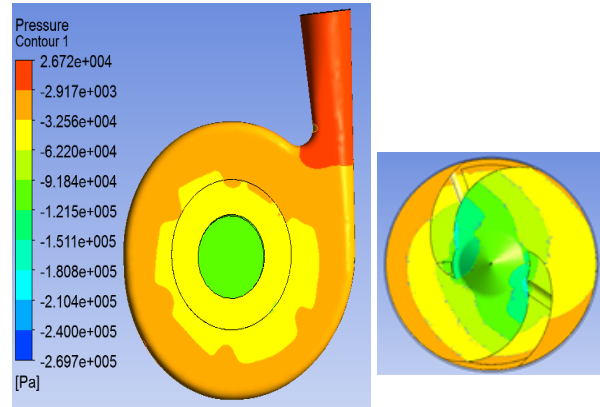
4. ANALİZ SONUÇLARI VE TARTIŞMALAR (ANALYSIS RESULTS AND DISCUSSIONS)

3.4. Giriş (Introduction)

Bu bölümde bir önceki bölümde belirtilen modeller ve sınır şartları kullanılarak kapalı ve yarı açık çarklı radyal çamur pompasının analiz sonuçları elde edilmiştir. Pompa içerisinde meydana gelen karmaşık akış, yüzeylerde oluşan statik basınç dağılımının yanı sıra hız vektörleri ve akım çizgileri sayesinde görselleştirilmiştir. Çark içerisinde akış alanını görselleştirmek amacıyla çarkın girişe bakan diski bir düzlemlerle kesilmiş ve görünmez kılınmıştır.

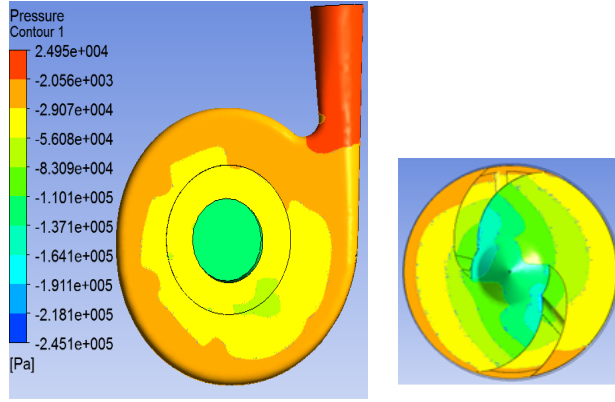
3.5. Basınç Dağılımları (Pressure Distributions)

HAD analizinde pompa sınır şartları belirlenirken çıkış basıncı 0 (Pa) olarak alınıp analizler yapılmıştır. Bu nedenle, pompa giriş basıncı sıfırın altında olması beklenen bir durumdur. Burada asıl önemli olan pompa çarkının akışkana aktardığı kinetik enerjisinin pompa çıkışında basınç enerjisine dönüşmesi sonucunda giriş ve çıkış arasında basınç farkı oluşturmaktır. Hesaplamalar yapılırken giriş ve çıkış arasındaki basınç farkı dikkate alınır.



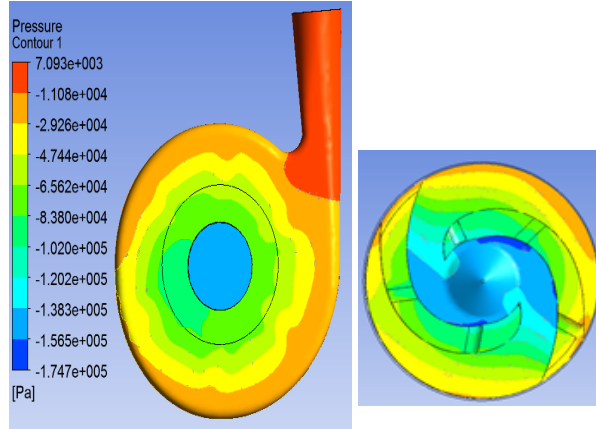
Şekil 5. $\beta_2 = 20^\circ$ olduğu durumda çamur pompası ve çarkında oluşan basınç dağılımları (Pressure distributions on mud pump and Wheel when $\beta_2 = 20$)

Yukarıdaki şekilde $\beta_2 = 20^\circ$ olduğu durum için basınç dağılımı görülmektedir. Pompa içerisinde en düşük basıncın çark iç bölgesinde olduğu görülmektedir. Bunun nedeni dönen çarkın pompa giriş bölgesinde düşük basınç alanı oluşturmaktır. En yüksek basıncın pompa salyangoz çıkışında meydana geldiği şekilde görülmektedir. Ayrıca kanadın her iki yakasında oluşmuş basınç alanları da belirgin bir şekilde görülmektedir. Bunlar basınç tarafı (pressure side) ve emme tarafı (section side) olarak bilinir.



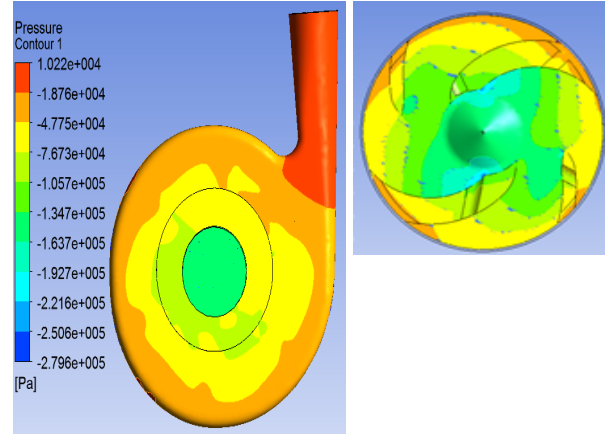
Şekil 6. $\beta_2 = 25^\circ$ olduğu durumda çamur pompası ve çarkında oluşan basınç dağılımları (Pressure distributions on mud pump and Wheel when $\beta_2 = 25^\circ$)

Yukarıdaki şekilde $\beta_2 = 25^\circ$ olduğu durum için basınç dağılımı görülmektedir. $\beta_2 = 25^\circ$ 'li çarkta $\beta_2 = 20^\circ$ 'li çarka benzer bir basınç dağılımı söz konusudur. Çark üzerinde kanat çıkış kenarı üzerinde basıncın yüksek olduğu görülmektedir. Pompa giriş ve çıkışı arasında basınç farkı olduğu şekilden de görülmektedir. Pompa bu basınç farkını akışkana aktarılıp gerekli basma yüksekliğini sağlayacaktır.



Şekil 7. Uzun kanatlı (U.K) kullanılması durumunda pompa ve çarkında oluşan basınç dağılımları (Pump in case of using long-winged (UK) and the pressure distribution of Wheel)

Yukarıdaki şekilde uzun kanatlı çark kullanılması durumunda basınç dağılımı görülmektedir. Uzun kanatlı çark kullanılması durumunda diğer çarklar gibi çark bölgesinden salyangoz bölgesine doğru basıncın arttığı görülmektedir.



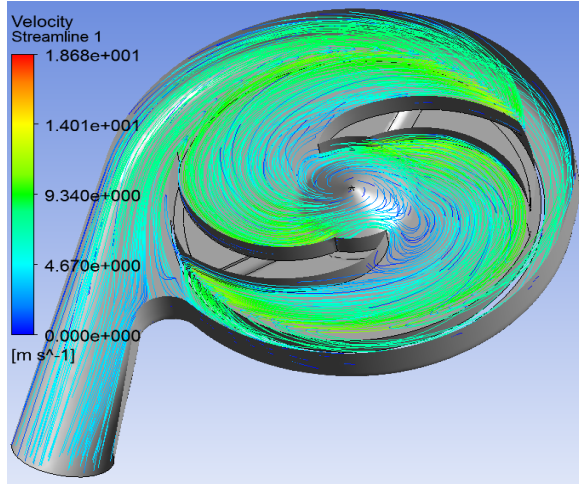
Şekil 8. Ara kanatçık (A.K) kullanılması durumunda pompa ve çarkında oluşan basınç dağılımları

Şekil 8 ara kanatçık ekli çamur pompasında oluşan basınç dağılımını vermektedir. Kanat çıkış kenarlarında basınç değerlerinin yüksek olduğu görülür.

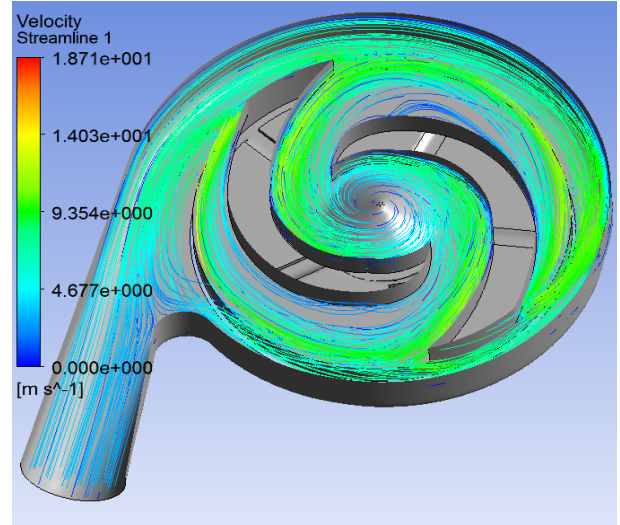
Ara kanatçık ekli çark kullanılması durumunda basınç dağılımı diğer pompalara yakın görülse de ara kanatçık dolayısıyla salyangoz çıkışında daha yüksek basınç değeri elde edilir. Bunun nedeni, çark akış koridorunda ara kanatçıklar akışkana kinetik enerji kazandırır. Bu enerjinin bir kısmı salyangoz çıkışında basınç enerjisine dönüşür.

4.3. Akım Çizgileri (Streamlines)

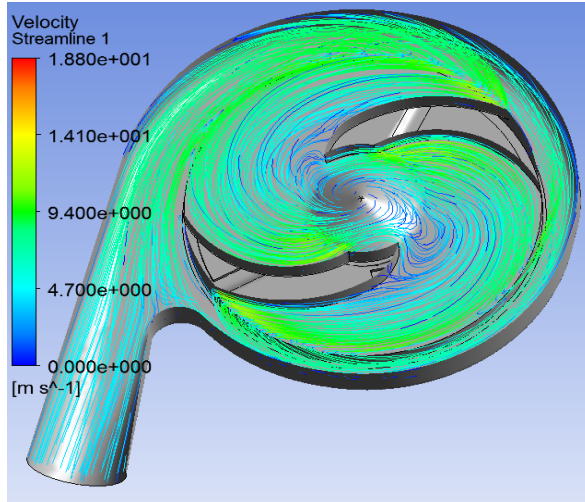
Akım çizgileri, akış alanı boyunca akışkan hareketinin anlık yönlerini göstermeleri bakımından oldukça kullanışlıdır. Örneğin sürekli dolanımlı akış bölgeleri ve akışkanın katı bir çeperden ayrılması akım çizgileri deseni yardımıyla kolaylıkla saptanabilir. Akım çizgileri renksiz olabileceği gibi renkli olarak da görülebilmektedir. Akım çizgileri üzerinde basınç, hız veya sıcaklık dağılımını görmek mümkündür [10]. Bu çalışmada akım çizgileri üzerinde hızın gösterilmesi tercih edilmiştir.



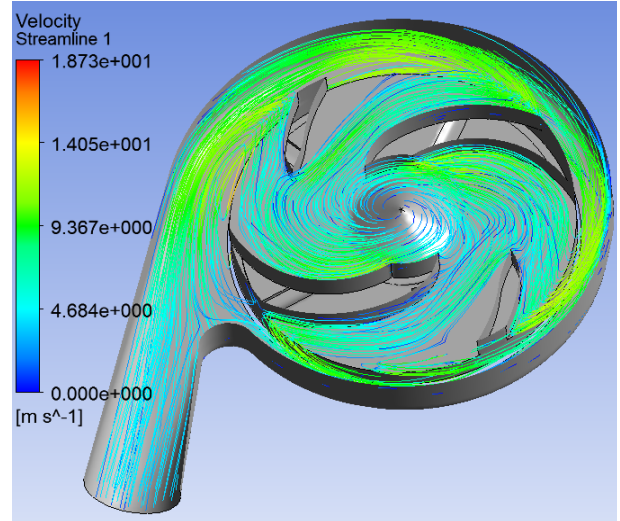
Şekil 9. $\beta_2 = 20^\circ$ olduğu durumda pompada oluşan akım çizgileri (In case of $\beta_2 = 20^\circ$ stream lines of the pump)



Şekil 11. Uzun kanat kullanılması durumlarında çamur pompasında oluşan akım çizgileri (In case of the use of the long wind of the mud pump, flow lines)



Şekil 10. $\beta_2 = 25^\circ$ olduğu durumda pompada oluşan akım çizgileri (In case of $\beta_2 = 25^\circ$ stream lines of the pump)



Şekil 12. Ara kanatçık kullanılması durumunda çamur pompasında oluşan akım çizgileri (In case of the use of december aileron , flow lines)

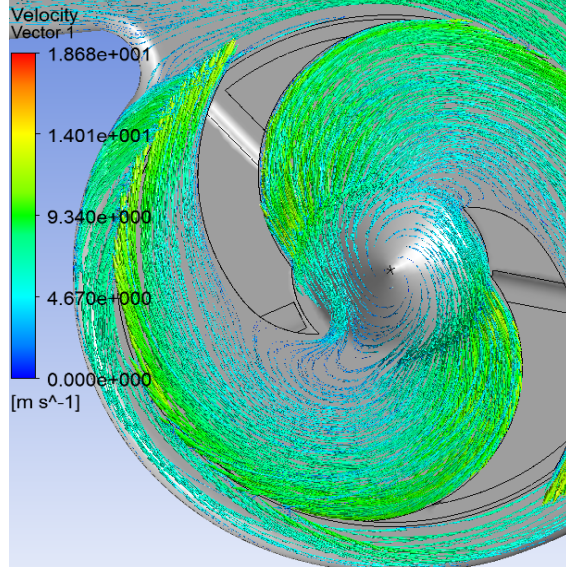
Şekil 9 ve şekil 10 ' da $\beta_2 = 20$ ve $\beta_2 = 25^\circ$ çark durumunda çamur pompalarında oluşan akım çizgileri görülmektedir. Her iki pompada akım çizgilerinin birbirine yakın yönlerde hareket ettikleri görülmektedir. Her iki çarkın kanat girişlerinde akış ayrılmaları görülmektedir. Kanat sayısı azlığından dolayı geniş akış koridorunda çarkı terk eden akışkan salyangoza yönelmektedir. Böylece akışkanın salyangoza daha fazla teması söz konusudur. Bu durum sürtünmelerin artmasına dolayısıyla enerji kaybına neden olmaktadır.

Uzun kanatlı çark kullanılması durumunda pompa ve çarkında daha düzenli bir akışın meydana geldiği görülmektedir. Ayrıca kanat girişinin yeniden tasarlanması ile girişte akış ayrılması ve ikincil akışları en aza indirmiştir. Ara kanatçık kullanılması durumunda ise çark çıkışlarında hızların yüksek olduğu şekilden de görülmektedir. Bu avantajın yanında bir dezavantaj olarak da yüksek basınç ve hızlarda sıvı içerisinde bulunan katı partikülleri nedeniyle bu bölgelerin aşınmaya daha fazla maruz kalacağı unutulmamalıdır.

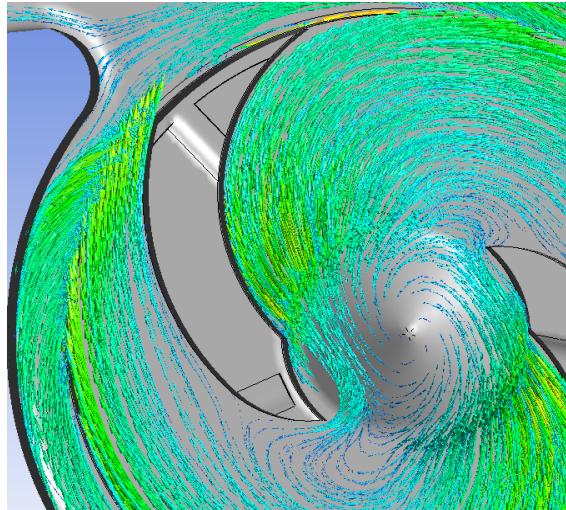
4.4. Hız Vektörleri (Velocity Vectors)

Akım çizgileri anlık hız alanının yönünü gösterirken, hem deneysel hem de hesaplamalı akışlar için anlık

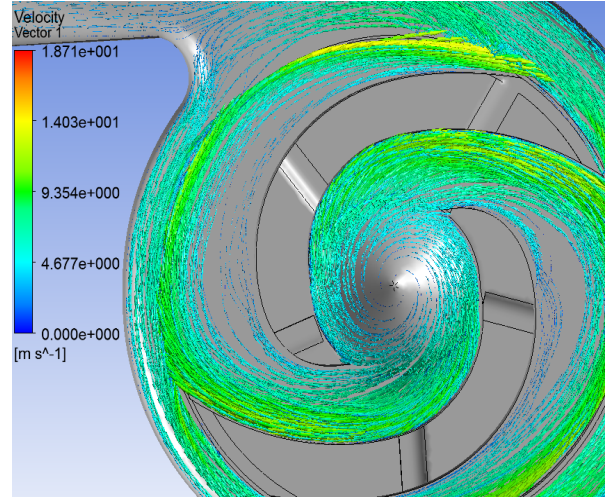
vektörel bir özelliğin hem yönünü hem de şiddetini gösteren oklar dizisinden oluşan vektör çizimleri de kullanışlı bir akış desendir. Hız vektörleri, akışın yönü ve şiddetinin yanında sıcaklık, basınç gibi diğer özellikleri de eş zamanlı olarak kolaylıkla görselleştirilebilmektedir.



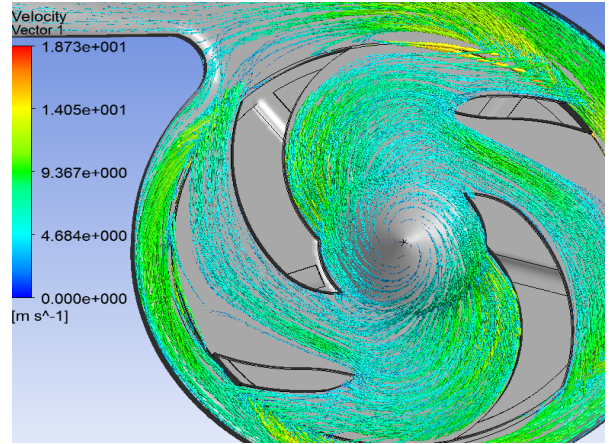
Şekil 13. $\beta_2 = 20^\circ$ olan çarkta hız vektörleri (Velocity vectors in case of $\beta_2 = 20^\circ$ wheel)



Şekil 14. $\beta_2 = 25^\circ$ olan çarkta hız vektörleri (Velocity vectors in case of $\beta_2 = 25^\circ$ wheel)



Şekil 15. U.K kullanılması durumunda çarkta hız vektörleri (Velocity vectors in case of the use of U.K)

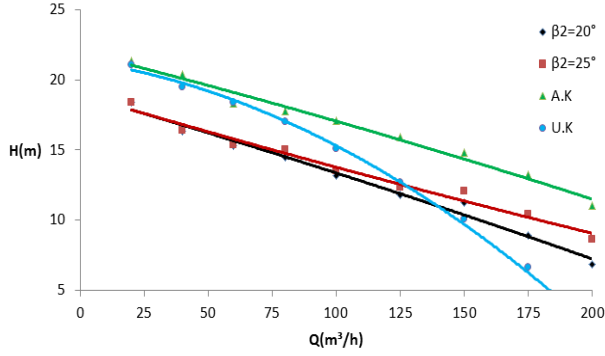


Şekil 16. A.K kullanılması durumunda çarkta oluşan hız vektörleri (Velocity vectors in case of the use of A.K)

Her bir pompa da salyangoz dil bölgesinde akışın bir kısmı tekrar çark bölgesine yönelmektedir. Bu durum pompanın fazla mil gücü tüketmesine neden olmaktadır. Hız vektörleri yardımıyla kanat girişinde $\beta_2 = 20$ ve $\beta_2 = 25^\circ$ olduğu çarklarda ikincil akışlar net olarak görülmektedir. Ayrıca kanat üzerinde akış ayrılmaları uzun kanatlı çarkta daha belirgin olduğu gözlenmektedir. Hız vektörleri yardımıyla çark kanat çıkışında akışkanın kinetik enerji kazanıp hız artışı görmek mümkün olmaktadır.

4.5. Pompa Performans Eğrileri (Pump Performance Curves)

Yapılan analizler sonucunda radyal çamur pompasının su iletmesi durumunda pompa performans eğrileri elde edilmiş ve karşılaştırılmıştır.

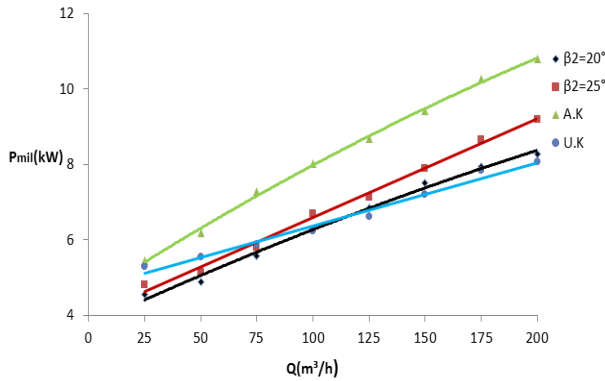


Şekil 17. Çamur pompasına ait sonlu hacim ağı (Finite volume mesh of mud pump)

Analiz sonuçlarıyla oluşturulmuş debi-yük eğrilerinin karşılaştırılması yukarıdaki şekilde verilmektedir. Bu sonuçlara göre;

Kanat çıkış açısının pompa basma yüksekliğine de etkili olduğu görülmüştür. Büyük kanat açılı çarkın ($\beta_2 = 25^\circ$) akışkana daha fazla basınç enerjisi kazandırdığını söyleyebiliriz.

Uzun kanat ve ara kanatçık kullanılması durumlarında pompa basma yüksekliklerinin daha yüksek olduğu görülmektedir. Uzun kanatlı çarkta artan debiyle birlikte basma yüksekliğindeki düşük daha keskindir. Ara kanatçıkların pompa basma yüksekliğini belirgin bir şekilde artırdığı görülmektedir.

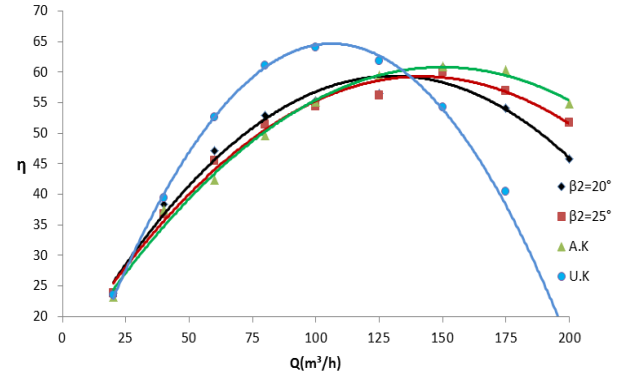


Şekil 18. Çamur pompasına ait sonlu hacim ağı (Finite volume mesh of mud pump)

Analiz sonuçlarıyla oluşturulmuş debi- mil gücü eğrilerinin karşılaştırılması yukarıdaki şekilde verilmektedir. Bu sonuçlara göre;

$\beta_2 = 25^\circ$ 'li kanat açısına sahip çarkın daha fazla mil gücü tükettiği, dolayısıyla $\beta_2 = 20^\circ$ çıkış açısına sahip çarka göre daha düşük verime sahip olduğu şekildedir görülmektedir.

Ara kanatçık ekli çarkın en fazla mil gücü tüketen çark olduğu, çalışma noktası civarında ise uzun kanatlı çarkın düşük mil gücü tükettiği grafikten anlaşılmaktadır.



Şekil 19. Farklı kanat profillerinde pompa debi-verim eğrileri (Pump flow-yield curves in different blade profiles)

Çamur pompasının farklı çark tasarımlarıyla su ile yapılan analizleri sonucunda debi-verim eğrilerinin değişimi şekil 19' da görülmektedir.

$\beta_2 = 20^\circ$ ve $\beta_2 = 25^\circ$ kanat çıkış açlarına sahip çarklardan küçük açılı çarkın düşük debilerde daha verimli olduğunu öte yandan yüksek debi değerlerinde ise kanat çıkış açısı büyük olan çarkın daha verimli olduğunu debi-verim eğrisinden görebilmekteyiz.

Uzun kanatlı çark kullanılması durumunda çamur pompasının çalışma debisi $100 \text{ m}^3/\text{h}$ olmaktadır. Bu debi değerinde pompa verimi yaklaşık olarak % 64 olmaktadır. İki kanatlı çark için bu performans gayet iyidir. Çalışma debisinden sonra artan debiyle birlikte pompa verimi düşmektedir.

Ara kanatçık ekli çarkın çalışma noktası $150 \text{ m}^3/\text{h}$ olarak belirlenebilir. Çalışma noktasından daha düşük debilerde pompanın en düşük verime sahip olduğu görülmektedir. Fakat çalışma noktası debisinde ise en yüksek verime sahiptir.

5. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yazılımı olan Fluent ile karmaşık akışlı pompa, fan gibi türbo makinaların imalattan önce performanslarını tahmin etmek mümkün hale gelmiştir. HAD destekli tasarım maliyeti düşürmekle beraber zamandan da tasarruf sağlar.

Çarklar su pompalarında olduğu gibi çamur pompalarında da pompa performansına etki eden en önemli pompa bileşenidir. Bu nedenle çark üzerindeki küçük bir iyileştirme pompa verimine doğrudan olumlu yönde etki ettiği görülmüştür.

Çamur pompası çarkının kanat çıkış kenarında yüksek basınç ve hızlar oluşur. Bu nedenle katı-sıvı iletimi esnasında çarkın bu bölgeleri katı partikülleri dolayısıyla ilk olarak aşınacağı düşünülmektedir.

Kanat çıkış açısının pompa performansı üzerinde etkili olduğu teyit edilmiştir. Düşük debilerde küçük kanat açılı ($\beta_2 = 20^\circ$) çarkın daha verimli olduğu, yüksek debilerde ise büyük kanat açılı ($\beta_2 = 25^\circ$) çarkın daha verimli olduğu anlaşılmıştır. Çalışma noktasında ise verimler birbirine yakın olduğu (% 56.4 - % 56.2) anlaşılmıştır. Büyük kanat açılı çarkın ($\beta_2 = 25^\circ$) akışkana daha fazla basınç enerjisi kazandırması sonucu yük değerleri daha yüksektir.

Uzun kanatlı çarkın, 100 m³/h debide pompa performansını $\beta_2 = 25^\circ$ 'lik çarka göre % 13 artırmıştır. Bu debi değerinde bu çarkın en verimli çark olduğu anlaşılmıştır.

Ara kanatçık ekli çarkın çalışma noktası 150 m³/h olarak belirlenmiştir. Çalışma noktasından daha düşük debilerde bu çarkın en düşük verime sahip olduğu fakat çalışma noktası debisinde ise en yüksek verime sahip olduğu görülmüştür. Bunun nedeni akışkanın daha çark üzerindeyken ara kanatçıklar tarafından hızlandırılıp salyangozda enerji kaybına uğramadan çıkışa yönlendirilmesi olarak düşünülmüştür. Ayrıca ara kanatçıkların pompa basma yüksekliğini belirgin bir şekilde artırdığı görülmüştür. Bununla birlikte mil gücü de tüketimi artmaktadır.

KAYNAKLAR (REFERENCES)

- [1] Engin, T., "Radyal Pompaların Katı-Sıvı Karışımı İletiminde Kullanılmasının Deneysel İncelenmesi. Doktora Tezi, SAÜ, 2000.
- [2] Cellek, M.S., "Radyal Tipteki Bir Çamur Pompası Optimizasyonu ve Analizi ", Yüksek Lisans Tezi, SAÜ, 2013.
- [3] Kaya, M., "Santrifüj Pompa Performansının Sayısal Analizi. Yüksek Lisans Tezi", ITU, 2009.
- [4] Tufekçioğlu Kaçuk Sanayi ve Ticaret Limited Şirketi.
- [5] Ansys 14.0 , www.ansys.com, 2012.
- [6] Engin, T., "Çeşmeci Ş., Atlı Z., Gür M., "Yarı-Açık Kanatlı Endüstriyel Sıcak Gaz Fanlarındaki Aralık Kayıplarının Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği İle Modellenmesi" ANOVA Kullanıcılar Konferansı Bildiriler Kitabı, 5-7 Temmuz 2006, Bilkent Otel, Ankara, 2006.
- [7] Engin T, "Study of Tip Clearance Effects in Centrifugal Fans with Unshrouded Impellers Using Computational Fluid Dynamics", Proc.

IMEchE Vol. 220 Part A: Journal of Power and Energy, January 1, (2006), 599-610.

- [8] Açıkgöz, A., Gelişli, M.Ö., Ertürk, E., " Çok kademeli pompa performansının CFD yöntemleriyle belirlenmesi", 5. Pompa Vana Kongresi, Hilton, İstanbul, 22-24 Kasım, sf. 34-39, 2004.
- [9] Atlı, Z., "Yarı Açık Çarklı Merkezkaç Fanların Aralık Kayıplarının Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği İle Simülasyonu", Yüksek Lisans Tezi, SAÜ, 2006.
- [10] Cengel Y, A., Cimbala J, M., Fluid Mechanics Fundamentals And Applications, Mc. Graw-Hill Higher Education, 2006.

