

ÖN-DÖNMENİN POMPA PERFORMANSINA ETKİSİNİN SAYISAL VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Özgür CANBAZ
Makina Yüksek Mühendisi
Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.
ozgurc@laynebowler.com.tr

Onur KONURALP
Makina Yüksek Mühendisi
Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.
konuralp@laynebowler.com.tr

Prof. Dr. Kahraman ALBAYRAK
Makina Mühendisliği Bölümü, ODTÜ
albayrak@metu.edu.tr

ÖZET

Pompalar genellikle ön-dönmenin olmadığı giriş koşullarında çalışırlar. Bu yüzden tasarımda, girişteki mutlak akış hızının teğetsel bileşeni sıfır kabul edilir. Böylelikle pompa, çarkın kanat profilinde ya da giriş çaplarında başka problemler olmadığı sürece tasarlandığı performans değerlerine uygun çalışır. Belirlenen değerlerde tasarlanmış bir pompanın farklı giriş koşulunda çalışması durumunda farklı performans değerleri elde edileceği açıktır. Ön-dönmeli giriş koşullarında pompa performansı ve kavitasyon karakteristiği değişmektedir. Literatürde giriş yönlendirici kanatları olarak bilinen yapılar bu tip performans ayarlamaları için kullanılır.

Bu çalışmada, pompa çarkında ön-dönmeli giriş koşullarının pompa performansına etkisi sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Yapıları gereği özgül hızı yüksek pompalar, özgül hızı düşük pompalara göre giriş ön-dönmesinden çok daha büyük oranda etkilenmektedirler. Bu yüzden, bu çalışmada eksenel tip bir pompa ele alınmıştır. Pompanın performansı bir kademe ve iki kademe olarak incelenmiştir. Bir kademe için HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) analizleri 90 derece altı ve üstündeki giriş açısı değerlerini kapsayacak şekilde çeşitli ön-dönmeli giriş koşullarında gerçekleştirilmiştir.

Eksenel pompa laboratuvar deneyleri, emişte düz yönlendirici kanatlar ile bir kademe ve iki kademe olarak iki şekilde gerçekleştirilmiştir. Laboratuvar deneyleri ile elde edilen pompa performansı, ön-dönmesiz durumda elde edilen HAD sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre eksenel pompada bir kademede elde edilen sonuçlar ile iki kademede her kademedeki elde edilen sonuçlar arasında farklılıklar gözlemlenmiştir. İkinci kademede oluşan performans farklılığı birinci kademede difüzörden çıkan akıştan kaynaklanmaktadır. Birinci kademede difüzörden çıkan akış

hızının teğetsel bileşeni ikinci kademenin girişinde ön-dönme oluşturmaktadır. Performans farklılığının oluşan bu ön-dönme ile ilişkisi incelenmiştir.

1. GİRİŞ

Pompaların çalışma koşulları pompa performansını etkilemektedir. Özellikle pompaların giriş koşulları bu bakımdan çok önemlidir. Genellikle önerilen ve tecrübe ile belirlenmiş giriş koşullarının yaratıldığı sistemlerin kullanılması, pompaların doğru performansta ve güvenilir bir şekilde çalışmasını sağlamaktadır. Pompaların çark girişinde oluşabilecek en ufak bir akış bozukluğu performans değişimi, kavitasyon ve titreşim problemlerini beraberinde getirebilmektedir. Çark girişindeki akışın açısını belirten ön-dönme, pompa giriş koşullarından birisidir.

Bu çalışmada, ön-dönme kavramı üzerinde durulmuş ve etkileri üzerinde sayısal ve deneysel çalışmalar yapılmıştır. Pompalar genellikle ön-dönmenin olmadığı koşullarda çalıştırılrsa da bazı durumlarda ön-dönme yaratılarak performans ayarı yapılabilmektedir. Bazı durumlarda ise, pompa çarkı zorunlu olarak bir ön-dönmeye maruz kalabilir. Bu çalışmada, eksenel tip bir pompa iki kademe çalıştırılmıştır. İkinci kademede oluşan performans farklılığının çark girişindeki akışın etkisiyle ilişkisi incelenmiştir.

2. ÖN-DÖNME NEDİR?

Pompa tasarımları, ön-dönmesiz giriş koşulları düşünülerek yapılmaktadır ve pompalar genellikle ön-dönmenin oluşmadığı durumlarda çalıştırılırlar. Tasarım yapılırken giriş hız üçgenindeki mutlak akış hızının teğetsel bileşeni sıfır kabul edilir. Fakat pompaların çalıştığı sistemdeki giriş

elemanlarından kaynaklı sebeplerden dolayı bir ön-dönme oluşabilmektedir. Ön-dönme belirli koşullar için tasarlanmış pompanın performansını ve güvenilir çalışmasını etkilemektedir. Akışın çark girişine bir teğetsel hız bileşeni ile girmesi ön-dönme olarak adlandırılır. Ön-dönme giriş yönlendirici kanatlarının açısız olarak değiştirilmesi ile de yaratılmaktadır. Bu tip değişiklikler ile performans ayarı yapılmaktadır.

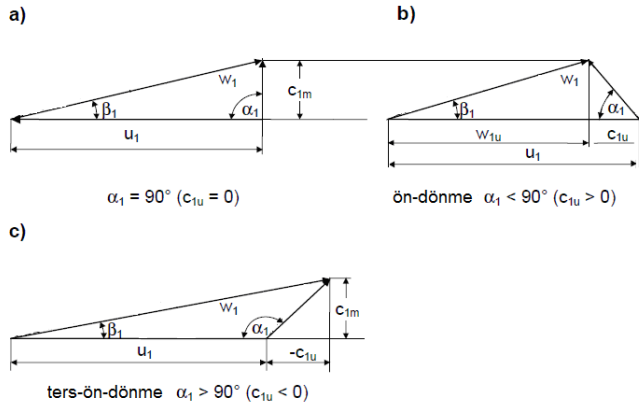
Akış, çarka tam olarak aksel yönde girmiyor ($\alpha_1 \neq 90^\circ$) ise mutlak akış hızının teğetsel bileşeni, $c_{1u} \neq 0$ demektir, (Şekil 1). Teğetsel hız bileşeni (c_{1u}), meridyonel hız bileşeni (c_{1m}) yardımı ile Denklem (1) ile hesaplanır.

$$c_{1u} = \frac{c_{1m}}{\tan \alpha_1} \quad (1)$$

Sonsuz sayıda kanat yaklaşımı ile teorik basma yüksekliği ($H_{th,\infty}$), Euler denklemi yardımı ile hesaplanır.

$$H_{th,\infty} = \frac{c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1}{g} \quad (2)$$

Basma yüksekliği, çarka giren akışın aksel yön ile yaptığı açının (α_1) değiştirilmesiyle değiştirilebilmektedir. Denklem (2)'ye göre c_{1u} basma yüksekliğini etkileyen bir terimdir. Giriş hız üçgeni incelendiğinde ön-dönme, c_{1u} değerinin pozitif olmasından dolayı basma yüksekliğini düşürmektedir. Buna karşılık ters-ön-dönme basma yüksekliğini artırmaktadır.



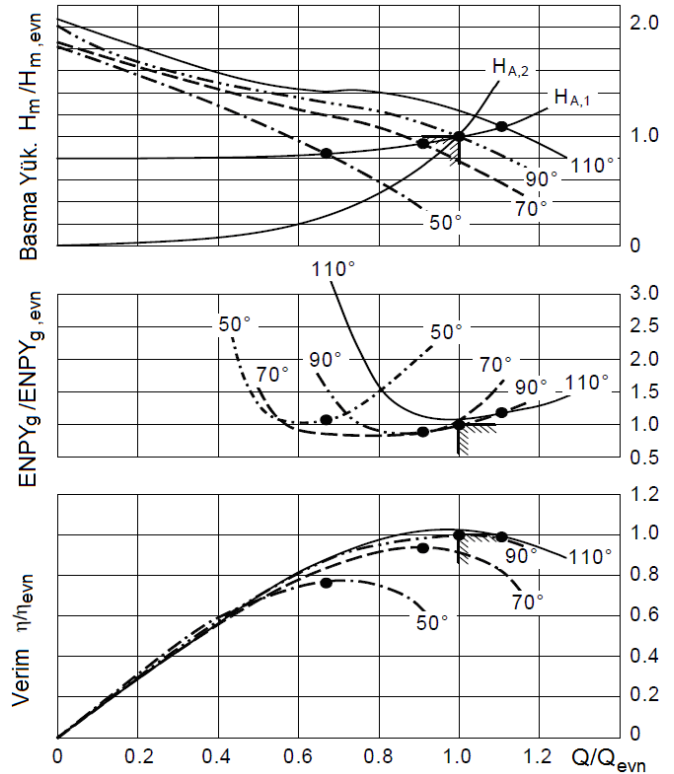
Şekil 1 - Ön-dönmesiz (a), ön-dönmeli (b) ve ters-ön-dönmeli (c) giriş hız üçgenleri

d_1/d_2 çap oranı (giriş çapının-çıkış çapına oranı) büyüdükçe yani yüksek özgül hızlı çarklara doğru gidildikçe ön-dönme ile kontrol çok daha etkili olmaktadır. Ön-dönme ile performans kontrolü karışık ve aksel akışlı pompalarda uygulanmaktadır, [1].

Şekil 2'de ön-dönme ile performans ayarı yapılmış bir pompanın karakteristiği görülmektedir, [1]. Karakteristiğe göre, ön-dönme yaratılarak pompanın en verimli noktasındaki debi ve basma yüksekliği birlikte düşürülmektedir. Yani en verimli çalışma noktası daha düşük debiye kaymaktadır. Ancak ön-dönme artırıldıkça pompa verimi büyük oranda düşmektedir. Çark kanat açısının değiştirilmesi yöntemi ile yapılan performans ayarında bu kadar büyük verim düşümü olmamaktadır. Bu sebepten dolayı ön-dönme ile kontrol yönteminde değiştirilebilecek yararlı performans aralığı daha dardır, [2].

Pompa performansı değiştirildiğinde $ENPY_g$ (Emmedeki Gerekli Net Pozitif Yük) karakteristiği de değişmektedir, (Şekil 2).

Şekil 2'deki eğrilere göre, ayarlanabilir debi aralığı, karakteristiği yataya yakın sistemlerde ($H_{A,1}$) dik karakteristiğe sahip sistemlere ($H_{A,2}$) göre daha geniştir. Basma yüksekliğinin çok değişmediği geniş bir debi aralığının istendiği durumlarda ön-dönme ile kontrol yönteminin kullanılması uygundur, [1].



Şekil 2 - Ön-dönme ile performans ayarlaması yapılan bir pompanın karakteristiği, [1]

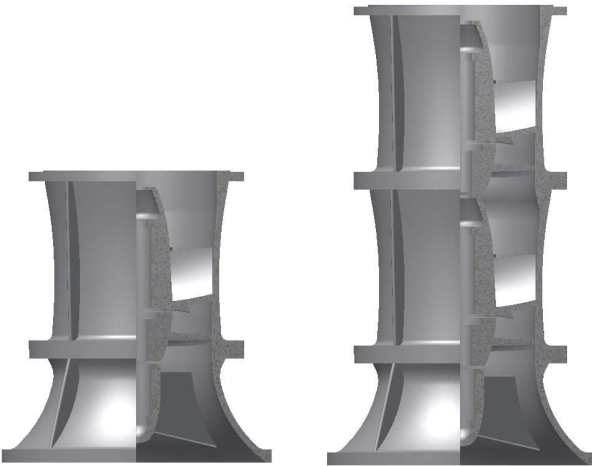
3. EKSENEL BİR POMPANIN BİR KADEME VE İKİ KADEME OLARAK İNCELENMESİ

Düsey milli pompalar genellikle kademeli olarak kullanılırlar. Belirli bir çaptaki pompanın bir kademe ve çok kademeli olarak performans deneyi yapıldığında, çok kademeli pompaların pompa verimlerinin bir miktar arttığı görülür. Kademe başına düşen basma yüksekliğinde de küçük miktarda artış olmaktadır. Karışık akışlı ve radyal tip pompalar genellikle çok kademeli olarak kullanılır. Eksenel akışlı pompaların kademeli kullanımı çok yaygın ve ekonomik değildir. Bu çalışma eksenel bir pompanın kademeli olarak çalıştırıldığında ne gibi sonuçlar elde edileceğini görmek için yapılmıştır.

Eksenel pompanın bir kademe ve iki kademe olarak HAD analizleri ve laboratuvar deneyleri yapılmıştır. Bir kademe ve iki kademedeki sonuçlar değerlendirilmiş, karşılaştırmalar yapılmıştır. İki kademe sonuçlar alınırken ilk kademe ve ikinci kademenin performansı ayrı ayrı incelenmiş bu sonuçlar bir kademedeki sonuçlar ile karşılaştırılmıştır.

3.1. Pompanın Tasarım Değerleri ve Özellikleri

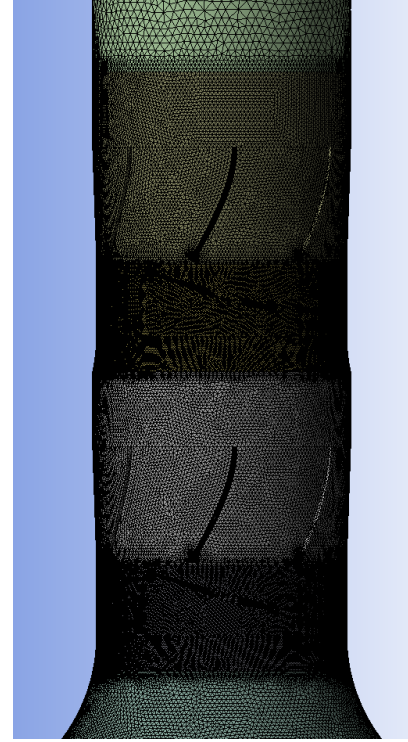
Eksenel pompanın birimsiz özgül hızı yaklaşık olarak 3.5'tir. 750 d/d hızda, 500 l/s debi ve 4 m basma yüksekliğini sağlayacak şekilde tasarlanmıştır. Eksenel bir pompa olduğu için giriş ve çıkış çapları birbirine eşittir. Yüksek verimliliğin sağlanması için çark kanatları özel airfoil profilleri kullanılarak tasarlanmıştır, [4]. Pompanın bir kademe ve iki kademe olarak görüntüleri Şekil 3'te gösterilmiştir.



Şekil 3 - Eksenel pompanın bir ve iki kademe katı modelleri

3.2. Pompanın Bir Kademe ve İki Kademe Olarak HAD Analizleri

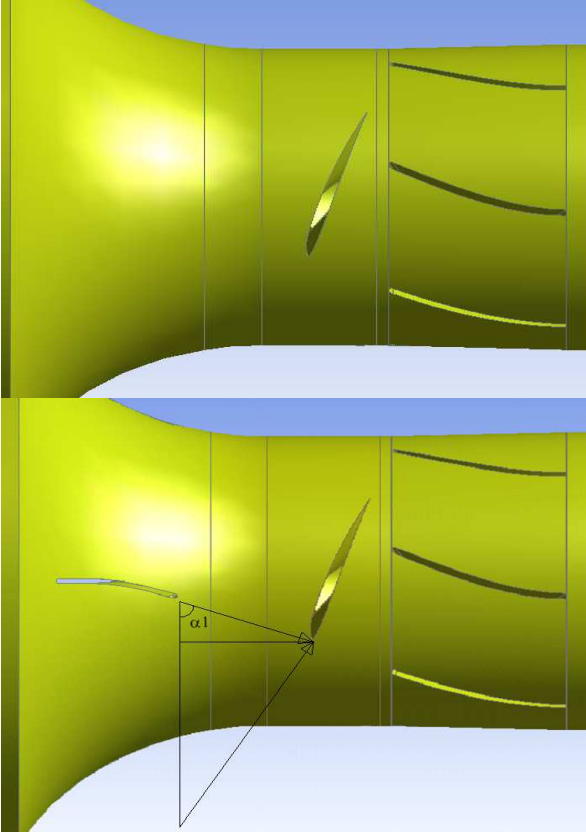
Analizler ANSYS Fluent yazılımı kullanılarak yapılmıştır. Pompanın bir kademe ve iki kademe olarak katı modelleri hazırlanmıştır. Akış hacimleri çıkartılmıştır. Çeşitli sayısal ağ eleman sayısında karşılaştırmalar yapılmış, bir kademe analiz için yaklaşık olarak 5 milyon elemanlı sayısal ağ kullanılmasına karar verilmiştir. Bir kademe ile iki kademe analizleri arasında sayısal ağ eleman sayısından bağımsızlığın elde edilebilmesi için iki kademe analizlerdeki sayısal ağ sayısının yaklaşık olarak 8 milyon civarında olmasına karar verilmiştir. K-epsilon türbulans modeli ve SIMPLE çözüm yöntemi seçilmiştir. Pompanın girişine debi ve çıkışına statik basınç sınır şartları girilerek analiz yapılmıştır. Performans eğrisi oluşturacak şekilde farklı debi sınır şartlarında analizler tekrarlanmıştır. Her analizde yeterli yakınsama elde edildiği anda analiz sonlandırılmıştır.



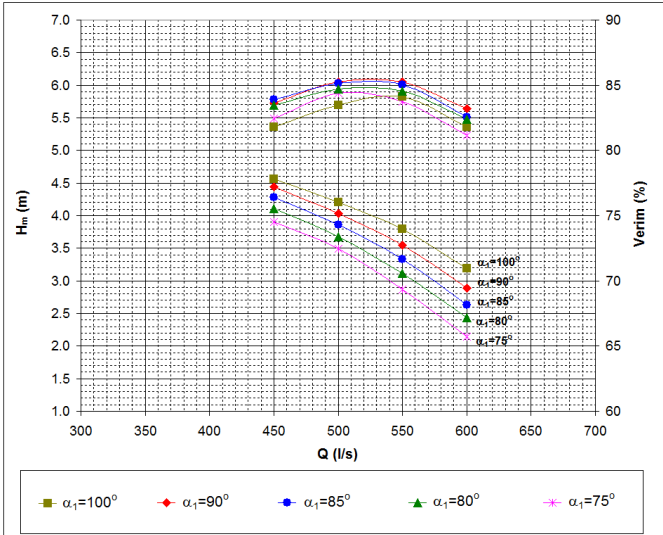
Şekil 4 - Sayısal Ağ

Bir kademe pompanın ilk analizleri düz yönlendirici kanatlarla birlikte (giriş açısı 90°) ve yönlendirici kanatlar olmadan yapılmıştır. Daha sonra ön-dönmenin bir kademe pompanın performansına etkisinin belirlenebilmesi için üç farklı ön-dönme ve bir ters-ön-dönme açılarında analizler yapılmıştır.

Girişteki akışa teğetsel hız bileşeni yaratabilmek için emişteki yönlendirici kanatların çıkışına belirli açılar verilmiştir. Bu şekilde, çark girişinde belirli bir ön-dönme yaratılmıştır.



Şekil 5 - Emişte yönlendirici kanatsız ve kanatlı modeller (farklı α_1 açıları yaratacak şekilde)

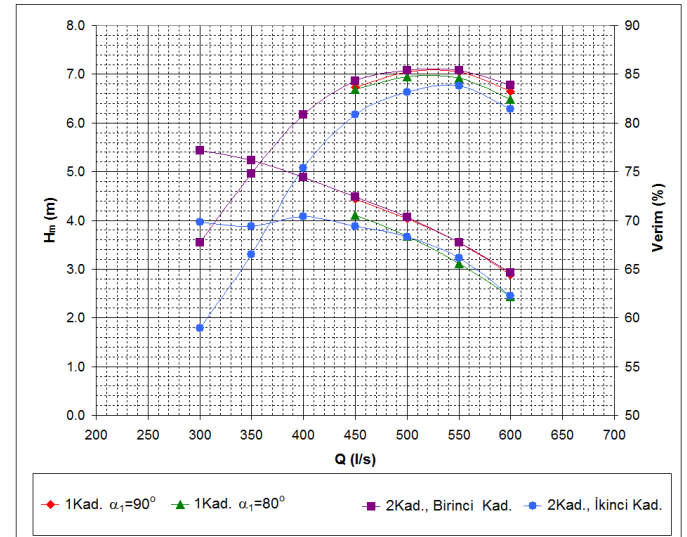


Şekil 6 - Bir kademe pompa için çeşitli α_1 açılarındaki çarka girişi durumlarında elde edilen analiz sonuçları

Düz kanatlara sahip pompanın analizi ($\alpha_1=90^\circ$) ile kanatsız olarak yapılan modelin analizinden aynı sonuçlar elde edilmiştir, (Tablo 1).

Elde edilen sonuçlara göre, beklenildiği gibi ön-dönme durumunda pompanın basma yüksekliği değeri düşmekte ve en verimli noktası daha düşük debiye kaymaktadır. Ters-ön-dönmede ise pompa tam tersi şekilde davranmaktadır.

Çalışmanın ikinci aşamasında eksenel pompa iki kademe olarak analiz edilmiştir. İlk aşamada elde edilen ön-dönmeli analiz sonuçları ile karşılaştırma yapılmıştır. Bir kademe ve iki kademe için analiz sonuçları Şekil 7 ve Tablo 1'de verilmiştir. Eksenel pompanın iki kademe analizinde oluşan performans farklılığı incelenmiştir.



Şekil 7 - İki Kademe ve bir kademe pompa analiz sonuçlarının karşılaştırması

Model		Debi (l/s)	Basma Yük. (m)	Verim (%)
Bir Kademe Pompa	Emiş Kanatsız	500	4.05	85.2
	Emiş Kanatlı - $\alpha_1=90^\circ$	500	4.04	85.2
	Emiş Kanatlı - $\alpha_1=80^\circ$	500	3.68	84.7
İki Kademe Pompa	Birinci Kad.	500	4.08	85.4
	İkinci Kad.	500	3.65	83.2

Tablo 1 - 500 l/s'de HAD sonuçları

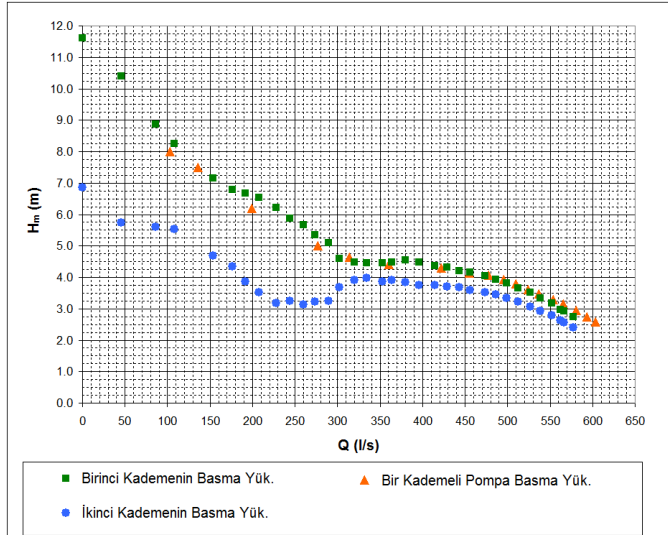
Bir kademeli pompanın performansı ile iki kademe analizin birinci kademesinin performansı emiş koşulları aynı olduğu için birbirine uyumludur. Fakat ikinci kademe bir miktar performans düşüklüğü net bir şekilde görülmektedir. Bu düşüklük kendini kanatlar üzerinde okunan tork değerinde de

göstermektedir. Yaklaşık olarak 80°'lik giriş açısı ile ön-dönme yaratılan analiz sonucuna benzer bir sonuç ikinci kademe elde edilmiştir. İkinci kademedeki performans farklılığına sebep olan unsurun birinci kademenin difüzöründen çıkan akışta var olan teğetsel hız bileşenlerinin olduğu söylenebilir.

Performans düşüklüğü olan ikinci kademenin ve normal çalışan birinci kademenin toplam performansı incelendiğinde, bu iki çarkın ortalama performansı bir kademe pompasının performansından düşüktür. Q-H performans karakteristiği incelendiğinde ikinci kademe karakteristiği kararsız yapıya çok daha yüksek debilerde geçmektedir. Bu kararsızlık bölgesi iki kademe pompasının toplam performans eğrisini de etkilemiştir.

3.2. Pompanın Bir Kademe ve İki Kademe Olarak Laboratuvar Deneyleri

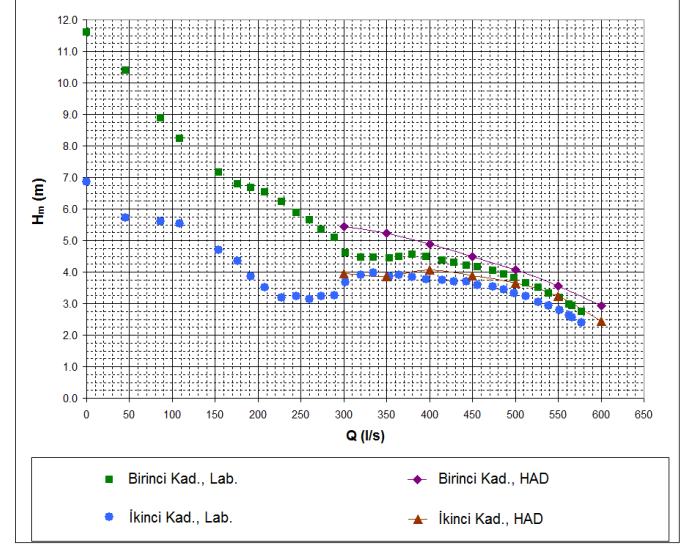
Pompanın laboratuvar deneyleri 185 kW - 750 d/d bir elektrik motoru kullanılarak yapılmıştır. Eksenel pompaların performans eğrisi incelendiğinde kapalı vanaya doğru pompanın çektiği güç artmaktadır. Bu yüzden eğrinin her noktasında pompayı çalıştırabilmek için büyük güçte bir motor gereklidir. Pompa verimini hesaplayabilmek için pompa mili üzerindeki tork ve dönüş hızı bir Torkmetre ile ölçülmüş; böylelikle mil gücü hesaplanmıştır. Pompanın çıkışındaki basınç ölçülmüş gerekli hesaplar yapılarak pompanın her debide basma yüksekliği ve pompa gücü hesaplanmıştır. Deneylerde tam bir performans eğrisi elde edilmiştir.



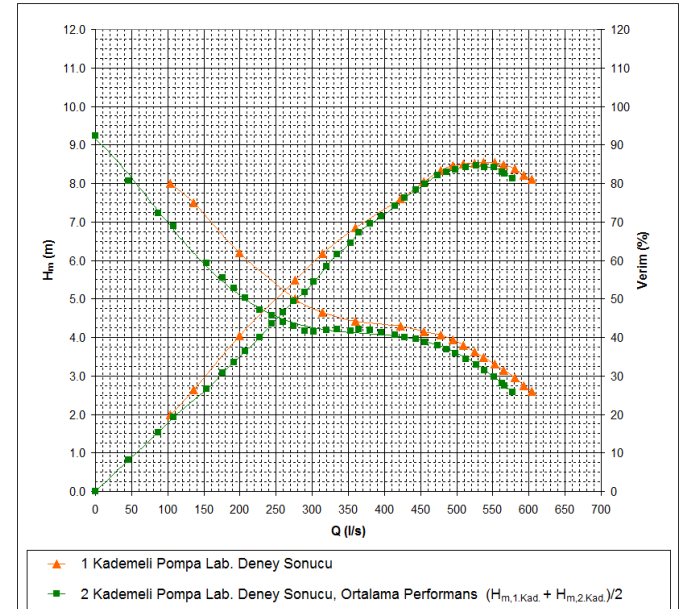
Şekil 8 - İki kademe ve bir kademe pompaların laboratuvar deney sonuçları

Pompanın laboratuvar deneyleri bir kademe ve iki kademe olarak ayrı ayrı gerçekleştirilmiştir. İki kademe olarak yapılan deneylerde birinci kademedeki difüzörün çıkışındaki

basınç ikinci bir basınç sensörü ile ölçülmüştür. İki kademe pompasının birinci ve ikinci kademesinin basma yükseklikleri hesaplanmıştır. Şekil 8'de basma yüksekliği karşılaştırmaları verilmiştir. Sonuçlara göre, birinci kademenin performansı HAD analizlerinde de elde edildiği gibi bir kademe pompasının performansı ile uyumludur, (Şekil 9). İkinci kademedeki çarkın basma yüksekliği, HAD sonuçlarında olduğu gibi laboratuvar deneylerinde de düşük çıkmıştır.



Şekil 9 - İki kademe pompasının laboratuvar deney sonuçları ve HAD sonuçları karşılaştırması



Şekil 10 - Bir kademeli pompanın performansı ile iki kademeli pompanın ortalama performans karşılaştırması

Şekil 10'da iki kademe ve bir kademe olarak pompaların performans karşılaştırmaları yapılmıştır. İki kademe pompanın performans eğrisini karşılaştırabilmek için hesaplanan toplam basma yüksekliği değeri ikiye bölünmüştür. İki kademeli olarak çalıştırılan pompanın bir kademeli pompayla verimleri yaklaşık aynıdır. Fakat ikinci kademenin basma yüksekliğinin düşük olması yani ikinci kademedeki pompanın bir ön-dönme maruz kalması toplam basma yüksekliğini düşürmüştür.

3. SONUÇ

Bu çalışmada pompaların emiş koşullarından birisi olan ön-dönmenin performansa etkisi eksenel bir pompa ele alınarak incelenmiştir. Ön-dönme pompalarda çarkın daha düşük bir basma yüksekliğinde çalışmasına, ters-ön-dönme ise daha yüksek bir basma yüksekliğinde çalışmasına sebep olur. Bazı uygulamalarda bir performans ayarlama yöntemi olarak da kullanılmaktadır.

Bu çalışmada eksenel bir pompanın bir kademe ve iki kademe HAD analizleri yapılmış sonuçlar deneyler ile karşılaştırılmıştır. HAD analizlerinde elde edilen ikinci kademedeki performans düşüklüğü deneyler ile doğrulanmıştır. İkinci kademeye gelen akışın ön-dönmeli oluşu ikinci kademedeki çarkın daha düşük bir performansta çalışmasına neden olmaktadır.

Bir kademe pompanın emişine çeşitli ön-dönme ve ters-ön-dönme yaratacak şekilde sabit kanatlar yerleştirilmiştir. HAD analizleri yapılmış ve düz yönlendirici kanatlarla yapılan bir kademe analizlerle karşılaştırılmıştır. Yaklaşık olarak 80 derecelik akış açısı ile çarka giriş yapıldığında iki kademe analizin ikinci kademesindeki değerlere ulaşılmaktadır. Fakat eğri karakteristiği bakımından bir miktar farklı olduğu söylenebilir. Bu karakteristik farklılığı birinci kademedeki akışın sürekli aynı açıda çıkmadığını göstermektedir. Çok daha karmaşık bir yapıda ikinci çarka giren akış ikinci kademe performans eğrisini, ön-dönme yaratılarak elde edilen performans eğrisinden ayırmaktadır.

KAYNAKLAR

1. Gulich J. F. , 2008 , Centrifugal Pumps , Springer Berlin Heidelberg, New York.
2. Sulzer Pumps Ltd., 1992, Sulzer Centrifugal Pump Handbook.
3. Breugelmans F., Sen Mete, "Prerotation and Fluid Recirculation In the Suction Pipe of Centrifugal Pumps".

4. Canbaz Ö., Konuralp O., Albayrak K., 2011, "Eksenel Pompalarda Performansın İç Akış Çözümleri İle Geliştirilmesi", Pomsad 7. Pompa-Vana Kongresi Bildiriler Kitabı.

5. Tan L., Baoshan Z., 2014, "Influence of Prewhirl Regulation by Inlet Guide Vanes on Cavitation Performance of a Centrifugal Pump".

6. Zhai, L. L., Wu P., Jiang Q. L., 2012, "Studies of Impact of Prerotation Problem of the Secondary Impeller on Performance of Multi-stage Centrifugal Pumps", 26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems.

7. FLUENT User Manual.

ABSTRACT

Pumps generally run at no inlet-whirl conditions. Therefore the tangential velocity component of the absolute velocity is assumed as zero at the pump design. Thus, pump satisfy the design criteria as long as the impeller profiles or inlet-outlet diameters have not other problems. It is clear that different performance results are obtained when a pump runs at the different inlet conditions. The inlet conditions having prerotation affects the pump performance and cavitation characteristic. In literature, the inlet elements which is known as inlet guide vanes (IGV) are used for this type of performance adjustments.

In this work, the effect of inlet conditions having prerotation at the inlet of the pump impeller is investigated numerically and experimentally. Because of the structure of the high specific speed pumps, they are affected from the inlet prerotation more than the low specific speed pumps. For this reason, axial flow type pump is investigated in this work. Performance of the pump is investigated as one-stage and two-stage. For one-stage the CFD (Computational Fluid Dynamics) analyses are performed at various inlet conditions created prerotation with below and up the 90 degrees angles.

The laboratory tests are performed as one-stage and two-stage with the suction having straight guide vanes. The pump performance obtained by laboratory tests are compared with the CFD results obtained from the case having no prerotation. Based on the results, results obtained from the one-stage differs with the results of each stage of two-stage case. The performance deviation of second stage of two stage case is due to the flow leaving the diffuser of first stage. The tangential component of the flow velocity leaving the first stage diffuser creates a pre-rotation at the inlet of the second stage. The relationship between the performance deviation and the prerotation is investigated.