

KISMİ YÜK ALTINDA ÇALIŞAN POMPALARDA KARARSIZ AKIŞ BÖLGESİNİN İNCELENMESİ

Özgür CANBAZ

Tasarım Mühendisi, Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.

Onur KONURALP

Proje ve Kalite Kontrol Müdürü, Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.

Prof. Dr. Kahraman ALBAYRAK

Makina Mühendisliği Bölümü, ODTÜ

ÖZET

Her pompanın en verimli bir çalışma noktası olmasına rağmen, tasarımcıları tarafından öngörülen çalışma aralığı vardır. Bu çalışma aralığını sınırlayan bazı parametreler, akış kaynaklı olarak, kavitasyon, gürültü ve titreşimdir. Bu tür problemlerin en sık yaşandığı bölge olan ve pompanın çalışma aralığını belirleyen kısmi yükteki davranışı, pompalar için önemlidir. Pompalarda kısmi yük, en verimli çalışma debisinden daha düşük debideki çalışma durumudur. Kısmi yük bölgesi, ikincil akışların, ayrılmaların ve geri akışların yoğun yaşandığı dolayısıyla kararsız akışın olabileceği bir çalışma bölgesidir. Bu çalışmada, kısmi yükte çalışma durumu ve pompaların debi-basma yüksekliği eğrisindeki kararsızlığa neden olan etkenler hakkında bilgi verilmiştir. Karışık akışlı bir pompanın tasarımında yapılan bazı değişiklikler ile bu bölgede debi-basma yüksekliği karakteristiğindeki kararsızlığın iyileştirilmesi ile ilgili HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) analizleri gerçekleştirilmiştir. Kararsızlığın azaltılması yönünde yapılan tasarım değişiklikleri ile elde edilen pompaların HAD analizi sonuçları incelenmiştir.

1. GİRİŞ

Pompaların en verimli çalışma noktası, akış problemlerinin ve diğer fiziksel problemlerin en az yaşandığı noktadır. Bu sebepten dolayı, pompalar en verimli çalışma debisine yakın bölgelerde seçilmeye çalışılmaktadır. Bu bölge, pompaların tasarımcıları tarafından öngörülen, testlerle doğrulanmış, güvenilir bir çalışma aralığını ifade etmektedir. Pompaların, bu çalışma aralığının uzağında çalıştırılması uygun görülmemektedir.

Bu makalede pompaların kısmi yükte çalışma durumları incelenmiştir. Kısmi yük pompanın en verimli çalışma debisinin altındaki debilerde çalışma durumudur. Kısmi yük bölgesinde, ikincil akışlar, ayrılmalar ve geri akışlar yoğun yaşanmaktadır. Dolayısıyla kısmi yük bölgesinde "kararsızlık" probleminin oluşma olasılığı yüksektir.

1.1. Kararsızlık Nedir?

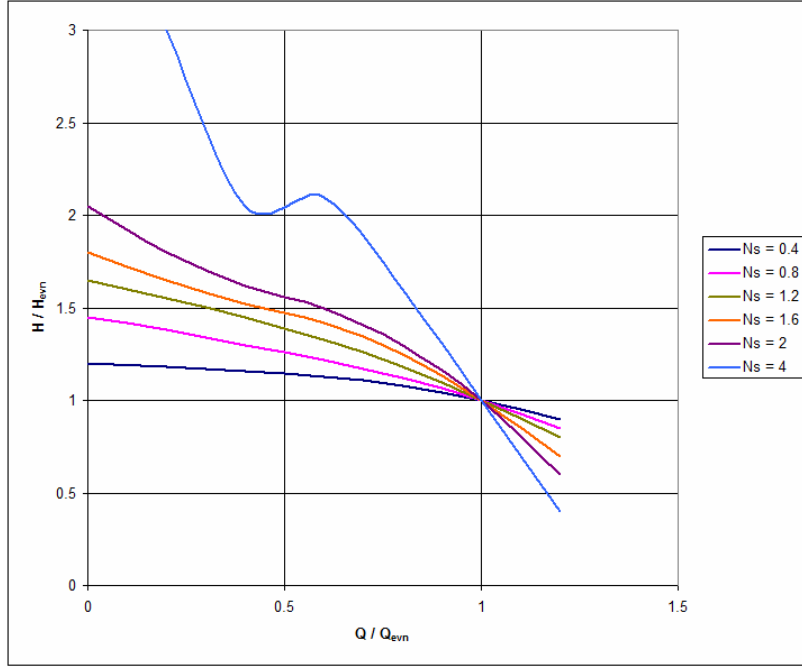
Kararsızlık pompanın kısmi yükte çalışma durumunda meydana gelmektedir. Bazı kötü tasarımlarda en verimli çalışma noktasının çok yakınında bile bu problem ile karşı karşıya kalılabilmektedir.

Pompalarda kararsızlık problemi, performans eğrisinde kendini göstermektedir. Sorunsuz çalışan bir pompanın Q-H eğrisi eğimi çalışma noktasında negatiftir. Basma yüksekliği debi düştükçe sürekli artmaktadır. Bir pompa eğrisinin kararsız olarak nitelendirilebilmesi için, H karakteristiğinin pompanın en yüksek debide çalışma durumundan kapalı vanaya kadar sürekli artmaması, yani belirli bir bölgede H karakteristiğinin debinin düşmesi ile birlikte düşmesi gerekmektedir. Yani pompaların Q-H eğrisi eğiminin belirli bir bölgede pozitif olması kararsızlık problemini oluşturmaktadır. Bu kararsızlık bölgesinde basınç dalgalanmaları görülmekle birlikte bunun sonucu olarak kanatların basınç taraflarında kavitasyon, titreşim ve gürültü problemleri meydana gelmektedir. Bu yüzden pompalar hiçbir durumda bu kararsızlık bölgesinde çalıştırılmamalıdır.

2.2 Pompa Performans Karakteristiklerinin Özgül Hıza Göre Değişimi

Pompa performans eğrileri, Q-H (debi-basma yüksekliği), Q- η (debi-verim) ve Q-P (debi-güç) grafikleri ile tanımlanmaktadır. Pompa performans eğrileri, pompanın çalışma karakteristiğini belirtmekte olup bu eğriler yardımı ile pompanın hangi çalışma noktasında hangi performans ile çalışacağı bilinmektedir.

Pompa tipini belirleyen ana parametreler pompa eğrisinin karakteristiğini de etkilemektedir. Özgül hız arttıkça pompaların kapalı vana basınç değerleri ve güç değerleri çalışma noktasına göre artmaktadır. Eksenel pompalarda kapalı vana basınç değerleri en verimli çalışma noktasının 4 katına kadar çıkabilmektedir. **Şekil 1**'de özgül hızla göre Q-H eğrisinin değişimi gösterilmiştir.



Şekil 1. Özgül hızla bağlı yaklaşık pompa Q-H karakteristikleri

2. DÖNGÜSEL-AKIŞ'IN (RECIRCULATION) POMPA PERFORMANS EĞRİSİNE ETKİSİ

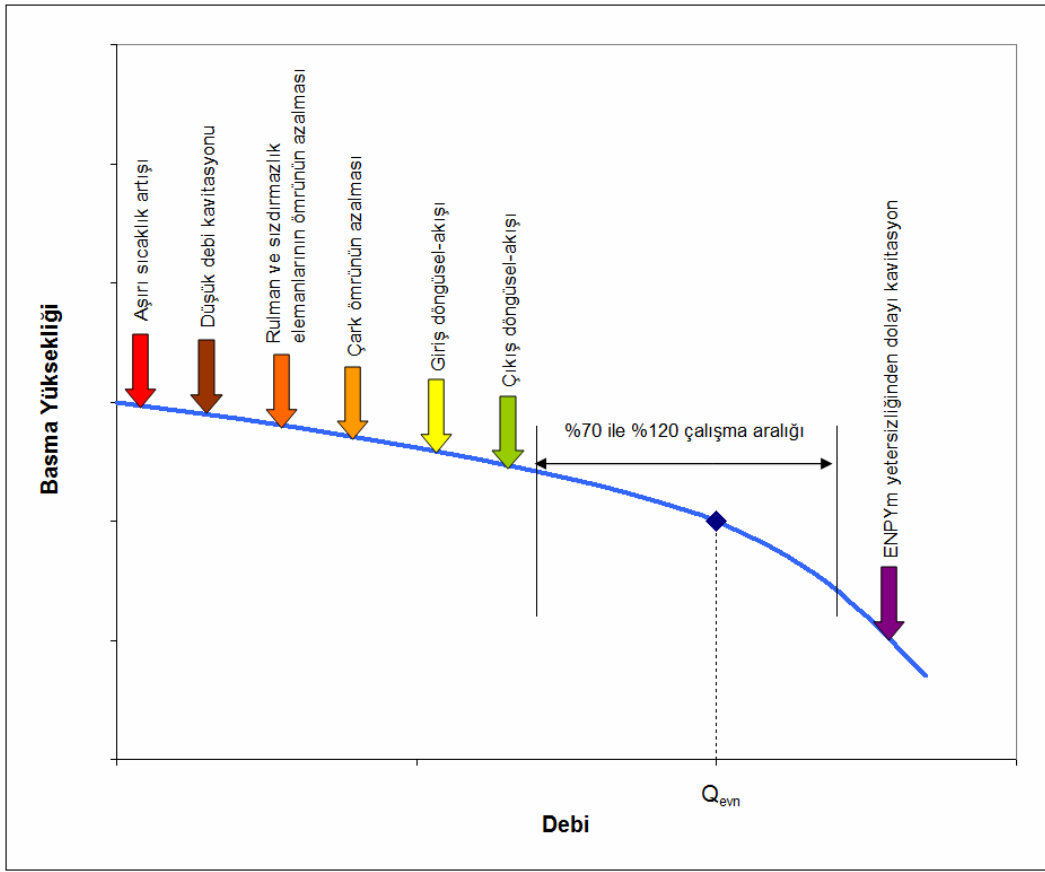
Pompa Q-H karakteristiğini büyük oranda etkileyen, kısmi yükte oluşan döngüsel-akış (recirculation) incelenmiş ve bu ikincil akış olayının pompanın çalışma aralığını nasıl daralttığı üzerinde durulmuştur. Bunun yanında, giriş döngüsel-akışı ile emme özgül hızı arasındaki ilişkiden bahsedilmiştir.

2.1 İzin Verilen Çalışma Aralığı

Hidrolik verimin en yüksek olduğu debide akış çark ve difüzör kanatlarından sorunsuz olarak geçer. Pompalar bazen bu debinin dışında bir noktada seçilmekte ve çalıştırılabilmektedir. Pompaları en verimli çalışma debisinin altında veya üstünde debilerde çalıştırmak, pompaların ömrünü doğrudan etkilemektedir. Ancak bu aralık için izin verilen bir çalışma aralığı tanımlanmıştır. Bu aralıkta çalışan pompaların ömrü, yaşanan akış problemlerinin yoğunluğu ve titreşim seviyelerinin düşük olması nedeni ile ciddi oranda etkilenmemektedir. Düşey millî pompalar için genellikle tercih edilen aralık en verimli çalışma debisinin %70 ve %120'sidir. Bu aralık özgül hız arttıkça %80 - %115 aralığına düşmektedir.

Pompanın performans eğrisi üzerinde çalıştığı nokta, pompanın her yönden güvenilirliğini etkilemektedir. Yani çalışma aralığından uzak bölgelerde çalışmaya zorlanan pompalar birçok problemlere sebep olmaktadır. **Şekil 2**'de genel bir Q-H eğrisi üzerinde farklı çalışma noktalarında meydana gelen problemler belirtilmiştir.

Pompa Q-H eğrisi ele alındığında, en verimli noktadan daha yüksek debilere doğru gidildikçe kavitasyon problemleri artmaktadır. Bu koşul pompanın yüksek debilerdeki çalışma noktasını sınırlayan bir etkendir.



Şekil 2. En verimli noktadan uzaklaşma ile oluşacak problemler , [1]

İzin verilen çalışma aralığının alt ve üst limitlerini belirleyen faktörler pompa tipi ve özel tasarımlarla değişmektedir. Genel olarak bu aralığı sınırlayan problemler şunlar olabilmektedir.

- Yüksek aksenal ve radyal yüklerden dolayı mekanik problemler,
- Titreşim,
- Gürültü,
- Güç limiti,
- ENPY_m (mevcut emmedeki net pozitif yük) toleransı,
- H-Q eğrisi eğimi (kararsızlık bölgesi),
- Giriş ve çıkış döngüsel-akışı.

Yukarıda bahsedilen sınırlayıcı konulardan akış kaynaklı oluşan, kararsızlık ve kararsızlığa sebep olan giriş ve çıkış döngüsel-akışı üzerinde detaylı olarak durulmuştur.

2.2. Giriş ve Çıkış Döngüsel-Akışı (Recirculation)

Her pompada belirli bir debinin (genellikle en verimli noktanın) altında çalışma durumunda, pompalar giriş ve çıkış bölümlerinde döngüsel-akışa (recirculation) maruz kalırlar. Bu iki özel durumun sonucu olarak basınç dalgalanmaları meydana gelmekte ve pompanın performans karakteristiği etkilenmektedir. Döngüsel-akış kritik bir noktada lokal ayrılmalara sebep olmaktadır. Bu durumda pompa kararsız bir duruma geçmektedir. Pompaların girişinde ve çıkışında oluşan bu döngüsel-akışın tesadüfi bir olgu olmadığı bilinmelidir.

Literatürde düşük debide döngüsel-akışın nasıl oluştuğu açıklanmaya çalışılmıştır. Teorik yük (basma yüksekliği) için Euler-Türbin denklemi aşağıdaki gibi yazılabilmektedir.

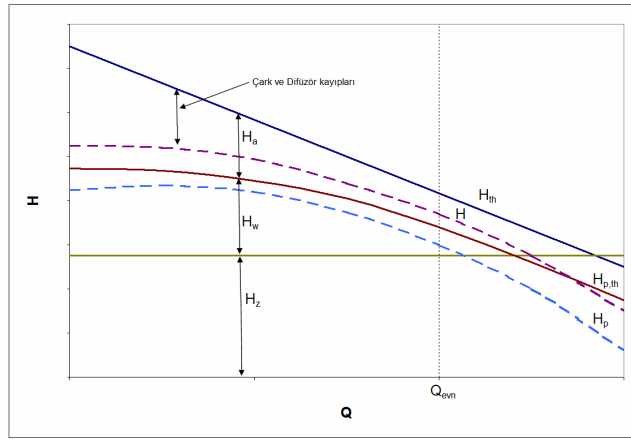
$$H_{th} = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} \quad (1)$$

Bu denklemdeki 3 terimin açıklaması şu şekildedir :

- $H_z = (U_2^2 - U_1^2)/(2g)$ santrifüj (merkezkaç) kuvvetlerinin etkisi ile oluşmaktadır. Yani, sadece giriş ve çıkış çaplarının oranı d_1/d_2 'ye bağlıdır.
- $H_w = (W_1^2 - W_2^2)/(2g)$ bağıl hızın düşürülmesi ile oluşmaktadır. Kanat açlarına, debiye ve olası döngüsel-akış bölgelerinin akış çizgilerine etkisine bağlıdır.
- $H_a = (V_2^2 - V_1^2)/(2g)$, mutlak hızın artırılması ile oluşmaktadır. Büyük oranı difüzörde statik basınca dönüşmektedir.

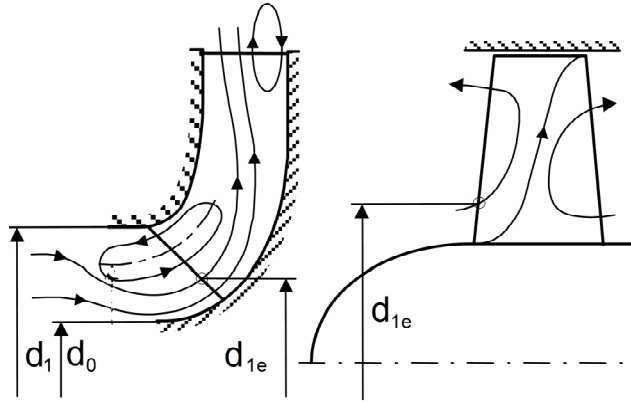
$$H_{p,th} = H_z + H_w \Rightarrow \text{statik yük bileşeni}$$

$$H_a \Rightarrow \text{dinamik yük bileşeni}$$



Şekil 3. Statik ve dinamik yük bileşenleri, [2]

Şekil 3'e göre H_z , santrifüj yük bileşeni debiden bağımsızdır. Ancak bu yaklaşım sadece döngüsel-akışın oluşmadığı durumlar için doğrudur. Döngüsel-akışın varlığı çarkın girişte dış bölümünü kapatmakta ve akış çizgileri sadece göbeğe yakın bölgelerden geçmektedir. Bu durumda, santrifüj yük bileşenini giriş ya da çıkış için etkili çapa göre yazmak gerekmektedir.



Şekil 4. Karışık akışlı ve aksenal pompalardaki döngüsel-akış ve etkili d_{1e} çapı, [2]

Şekil 4'te görüldüğü gibi, ana akış çizgileri kanatların girişinde çok daha küçük, kanatların çıkışında ise çok daha büyük çaplara kaymaktadır.

Döngüsel-akış ile santrifüj yük bileşeni, etkili d_{1e} çapı kullanılarak şöyle yazılır:

$$H_{z.Dön.} = \frac{U_2^2 - U_{1e}^2}{2g} \quad (2)$$

Teorik olarak basma yüksekliğindeki artış :

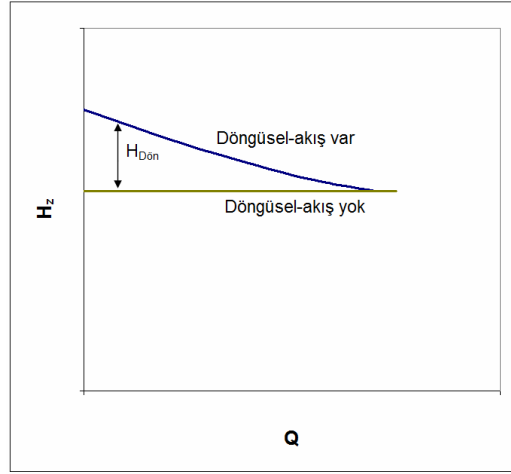
$$H_{Dön.} = \left[\frac{U_2^2 - U_{1e}^2}{2g} \right] - \left[\frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} \right] \quad (3)$$

$$H_{Dön.} = \frac{U_1^2 - U_{1e}^2}{2g} \quad (4)$$

(4) denklemi, $U_1^2 = U_2^2 \frac{d_1^2}{d_2^2}$ ve $U_{1e}^2 = U_2^2 \frac{d_{1e}^2}{d_2^2}$ eşitlikleri kullanılarak tekrar yazılırsa :

$$H_{Dön.} = \frac{U_2^2}{2g} \left(\frac{d_1^2}{d_2^2} - \frac{d_{1e}^2}{d_2^2} \right) \text{ bulunur, [2].} \quad (5)$$

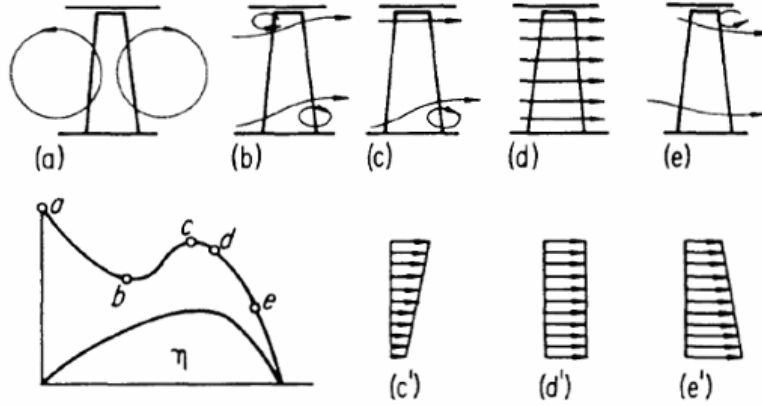
Bu denkleme göre, döngüsel-akışın varlığından dolayı oluşan basma yüksekliğindeki artış d_1/d_2 'nin karesi ile artmaktadır.



Şekil 5. Giriş döngüsel-akışının santrifüj yük bileşenine etkisi, [2]

Bu açıklamalardan çıkarılacak sonuç şudur :

- Döngüsel-akıştan dolayı oluşan basma yüksekliği kazancı özgül hızın artması ile artmaktadır. Bilindiği gibi eksenel pompalar yüksek özgül hızlı pompalardır. Yani yüksek özgül hızlı pompalarda oluşan yüksek kapalı vana basıncı değerleri kaçınılmazdır. Döngüsel-akış kaynaklı kararsızlık problemlerinin yüksek özgül hızlı pompalarda bulunmasının açıklaması da budur. Şekil 6'da eksenel bir pompanın farklı çalışma noktalarındaki hız dağılımları görülmektedir. Şekle göre (c) noktasında döngüsel-akış başlamış olup, (b) noktasına geçerken eğride bir kararsızlığa sebep olmuştur.



Şekil 6. Eksenel bir pompa da farklı çalışma noktalarında aksenel hız dağılımları, [3]

2.3. Emme Özgül Hız Sınırı

Kavitasyon, yüksek hızlardan dolayı akıştaki statik basıncın lokal olarak sıvının buhar basıncının altına düşmesiyle oluşmaktadır. Kavitasyon, pompa performansını önemli ölçüde etkilemektedir. $ENPY_g$ (gerekli emmedeki net pozitif yük) pompaların kavitasyon karakteristiği için geliştirilmiş bir ölçüdür. Genellikle, pompa basma yüksekliğinin %3 düştüğü kriter kullanılmaktadır. Bir pompanın kavitasyon hasarına neden olmadan güvenilir bir şekilde çalışabilmesi için $ENPY_m$ (mevcut emmedeki net pozitif yük), $ENPY_g$ den büyük olmalıdır. Emme özgül hızı, pompanın en verimli noktası için tanımlanan, pompanın emiş kabiliyetinin belirlenmesi için geliştirilmiş, $ENPY_g$ değeri ile ilgili bir parametredir.

Genellikle birimli emme özgül hızı kullanılmaktadır.

$$S = n \frac{Q^{0.5}}{(ENPY_g)^{0.75}} \quad (6)$$

Q : m³/sa
n : d/d
ENPY_g : m

Emme özgül hızı değeri pompanın giriş tasarımı ile ilgilidir. Yüksek S değerleri, düşük $ENPY_g$ değerlerini ifade etmekte olup, pompanın düşük $ENPY_m$ değerleri ile kavitasyon sorunu yaşamadan çalışması demektir. S değeri büyüdükçe, pompanın sabit bir $ENPY_m$ için kavitasyon riski azalmaktadır. Normal tasarımlarda S değeri 7000 ile 14000 arasında değişmektedir. Buradaki önemli nokta d_1 çapının emme özgül hızını etkileyen temel parametre olmasından dolayı, d_1 çapının büyümesi ile pompa girişindeki dögüsel-akışın başlangıcı yüksek debilere kaymaktadır. Sonuç olarak, yüksek emme özgül hızları Q-H eğrisinde kararsızlık bölgesinin oluşma olasılığını artırmakta ya da kararsızlığın en verimli noktaya doğru yaklaşmasına neden olup çalışma aralığını daraltmaktadır.

Emme özgül hızının pompa güvenilirliğini etkileyen bir parametre olup olmadığı üzerinde yapılmış çalışmalar vardır. Yüksek emme özgül hızına sahip pompalarda kısmi yükte dögüsel-akış yoğunluğunun yüksek olduğu görülmektedir. Bu sebepten dolayı emme özgül hızı yüksek debilerde kavitasyona yatkınlığı azaltırken eğri karakteristiğini de, özellikle kısmi yük çalışma bölgesini, etkilemektedir. Klasik tasarım yöntemleri kullanılarak tasarlanan pompalar için böyle bir yargının yanlış olduğu söylenemez. Ancak, günümüzde HAD destekli tasarımlar ile bu tip sorunlar çözülebilmektedir. Kanat optimizasyonu ile, tasarımda iyileştirmeler yapılarak yüksek verimlerin elde edilmesinin yanında, Q-H eğrisinin kararlılığını etkileyen dögüsel-akışın kontrolü yapılabilmekte ve ikincil akışlar azaltılabilmektedir. Yani, iyi bir kanat optimizasyonu ile yüksek emme özgül hızında, kararsızlık problemi olmayan pompalar tasarlanabilmektedir.

2.4. Q-H eğrisinin kararlı hale getirilmesi

2.4.1. Giriş Döngüsel Akışını Etkileyen Parametreler

Pompaların girişinde oluşan döngüsel akış lokal olarak bağıl hızın düşürülmesine, ana akışa dik yöndeki basınç değişimine ve ikincil etken olarak akış açısı ile kanat açısı arasındaki farka bağlıdır. Girişteki döngüsel akışın başlangıcını çok daha düşük debilere kaydırmak için şu yöntemler uygulanmaktadır,[2].

- Çark giriş çapının düşürülmesi
- Çark giriş alanının daraltılması
- Ön-dönmenin yaratılması (girişteki yönlendirici kanatlar)
- Giriş göbek çapının artırılması ya da d_1/d_{1g} oranının düşürülmesi
- Çark giriş açılarının düşürülmesi

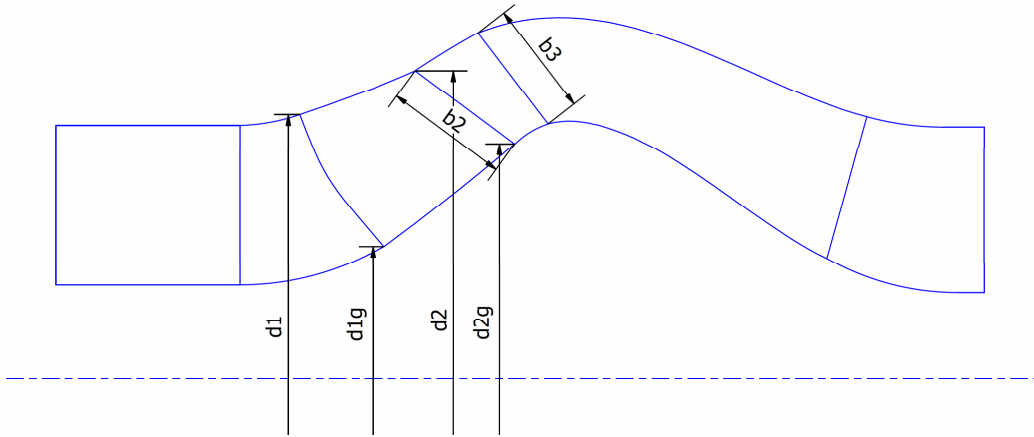
2.4.2. Çıkış Döngüsel Akışını Etkileyen Parametreler

Pompaların çıkışındaki döngüsel akış giriş döngüsel akışında olduğu gibi yine ana akışa dik yöndeki basınç değişimine bağlıdır. Çıkıştaki döngüsel akışın başlangıcını çok daha düşük debilere kaydırmak için şu yöntemler uygulanmaktadır, [2].

- b_3/b_2 oranının düşürülmesi
- Difüzör giriş alanının düşürülmesi
- Difüzör giriş açılarının düşürülmesi

2.5. Eğri karakteristiğinin incelendiği bir tasarım çalışması

Özgül hızı 2 olan bir karışık akışlı pompa tasarım çalışması yapılmıştır. Aynı debi ve basma yüksekliği değeri için 4 farklı tasarım yapılmıştır. Tasarlanan pompaların HAD analizleri gerçekleştirilmiş ve sonuçları incelenmiştir.



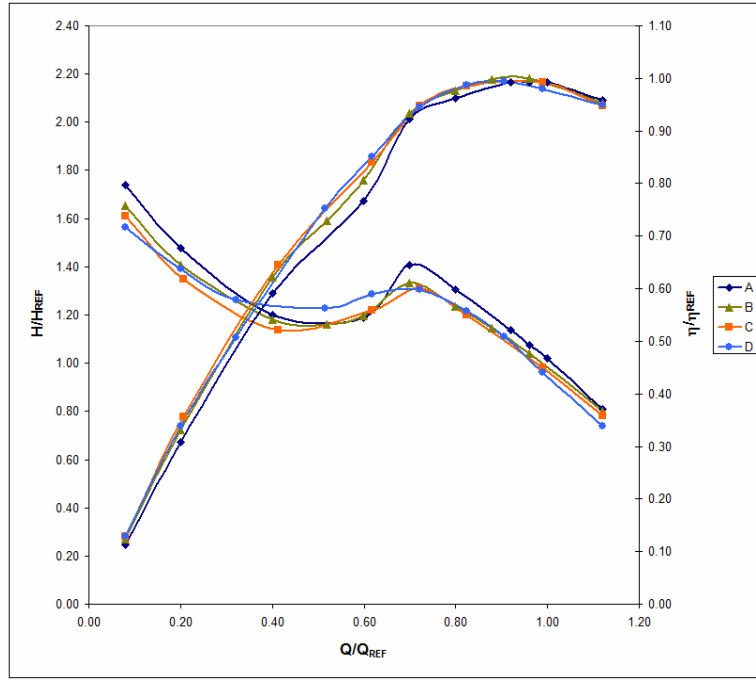
Şekil 7. Pompa meridyonel kesitinin ana parametreleri

Tasarlanan modellerde sabit bir d_2 çapı için, d_1 ve d_{1g} çaplarının etkileri incelenmiştir. **Tablo 1**'de tasarım parametreleri verilmiştir.

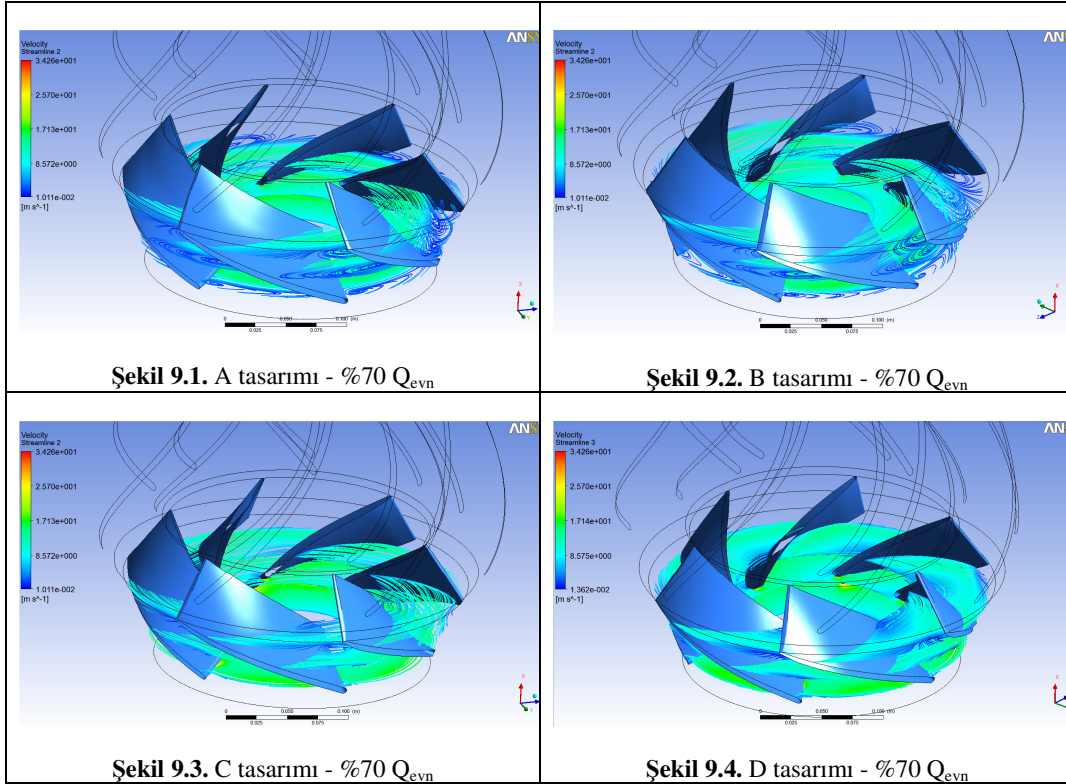
Tablo 1. Tasarım parametreleri

Tasarım	d_1/d_2	d_1/d_{1g}
A	0.88	2.00
B	0.83	2.04
C	0.83	1.82
D	0.83	1.68

CFX yazılımı kullanılarak, A, B, C, D modellerinin HAD analizleri yapılmıştır. Tüm modellerin performans eğrileri çıkartılmış ve Şekil 8'de eğri karşılaştırmaları sunulmuştur.



Şekil 8. HAD sonuçları



Şekil 9.1. A tasarımı - %70 Q_{evn}

Şekil 9.2. B tasarımı - %70 Q_{evn}

Şekil 9.3. C tasarımı - %70 Q_{evn}

Şekil 9.4. D tasarımı - %70 Q_{evn}

Analiz sonuçlarına göre, 4 pompada da bir kararsızlık bölgesi oluşmuştur. H karakteristiği belirli bir bölgede debi düşürülmesine rağmen düşmektedir. H'nin debi ile birlikte düşüşe geçtiği noktada verim eğrisinde de bir bozukluk görülmüştür. Sonuç olarak, A tasarımından D tasarımına doğru gidildikçe bu bozukluğun iyileşmesi yönünde bir eğilim hem Q-H eğrisinde hem de Q-η eğrisinde görülmüştür.

Kararsız bölge en verimli noktanın yaklaşık %70'inde oluşmaktadır. En yüksek kararsızlığa sahip olan tasarım, beklenildiği gibi d_1/d_2 oranı en büyük olan A tasarımıdır. d_1/d_2 oranlarının aynı olduğu B, C, D tasarımlarında ise göbek çapının büyütülmesi ile bir iyileşmenin gerçekleştiği sonuçlardan anlaşılmaktadır. Kapalı vanaya yakın noktadaki H değerlerinin A tasarımında en büyük, D tasarımında en düşük olması giriş döngüsel-akış yoğunluklarının D tasarımında en az olduğunu göstermektedir. **Şekil 9**'da %70 Q_{evn} için akış iplikçikleri gösterilmiştir. Kanatların dış bölümlerindeki döngüsel-akış yoğunlukları A tasarımından D tasarımına doğru azalma yönünde bir eğilim göstermiştir.

3. SONUÇ

Pompalar eğri karakteristiğinin güvenilir bölgesinde seçilmeli ve çalıştırılmalıdır. Güvenilir çalışma aralığını, oluşan akış problemleri ve bunun sonucunda oluşan mekanik problemler sınırlar. Kısmi yükte oluşan döngüsel-akış kritik bir noktada Q-H karakteristiğinde kararsızlığa neden olmaktadır. Kötü tasarlanmış ya da yüksek özgül hızlardaki pompalardaki kararsız karakteristikler temel tasarım parametrelerindeki değişiklikler ile kararlı hale getirilebilmektedir. Ancak pompaların içerisindeki ayrılmış akışın karmaşıklığı ve çok sayıda geometrik parametrenin pompa içerisindeki akışa etkisi nedeniyle kararlı bir karakteristiğin elde edilmesi için, genel bir kriterden söz etmenin mümkün olmadığı bilinmelidir.

Bu makalede, çarktaki d_1/d_2 oranının döngüsel-akışın oluşmasında pompalar için en temel parametre olduğu açıklanmıştır. Buna göre, d_1/d_2 oranının bire yakın olduğu yüksek özgül hızlı pompalarda (eksenel pompalar) döngüsel-akış yoğunluğunun fazla olması kaçınılmazdır. Basınç katsayısının tanımında d_2 değerinin olması, pompalardaki basınç katsayısının döngüsel-akış yoğunluğunun anlaşılması için kullanılacak bir kriter olduğunu göstermektedir. Pompaların büyüklüğü dikkate alındığında, yani maliyet yönünden bakıldığında, d_2 çapının küçük olmasına dikkat edilmelidir. Dolayısıyla, basınç katsayısının seçilebilecek en yüksek değerlerinde seçilmesi gereklidir. Ancak, bu durumda d_2 çapının d_1 'e yaklaşması nedeni ile eğri karakteristiği kararsızlığa gitmektedir. Giriş çapını sınırlayan etken ise emme özgül hızıdır. Emme özgül hızının artırılmasından, temel olarak, d_1 çapı sorumludur. Yüksek emme özgül hızlarından kararsızlığa yatkınlıkları nedeni ile kaçınılmalıdır.

Yüksek özgül hızlardaki bir pompa eğri karakteristiğinin incelenmesini içeren bu çalışma, ileride daha kontrollü ve bir optimizasyon içeren çalışmalar için bir ön çalışma niteliğindedir. Bu çalışmada, tasarlanan pompanın HAD ile elde edilen eğri karakteristiğinin doğrulanması için üretimi gerçekleştirilip deneysel testinin yapılması gerekecektir.

KAYNAKLAR

- [1] Martins, G., Lima, E. , "How to improve reliability in centrifugal pump systems through the automatic tuneup of pumps within their best operational condition".
- [2] Gulich , J. F. , (2008) , Centrifugal Pumps , Springer Berlin Heidelberg, New York
- [3] Turton, R. K. (1995) Principles of Turbomachinery, Second edition, Chapman & Hall, London.
- [4] Hydraulic Institute ANSI/HI 2.3
- [5] Karassik, IGOR J., "Centrifugal Pump Operation at off-design Conditions".
- [6] Fraser, Warren H., "Flow Recirculation in Centrifugal Pumps".
- [7] Stoffel, B., "Experimental Investigations in Respect to The Relevance of Suction Specific Speed For the Performance and Reliability of Centrifugal Pumps", Institute for Turbomachinery and Fluid Power Darmstadt University of Technology, Germany
- [8] Braun, O. (2009), "Part load Flow in Radial Centrifugal Pumps", PhD. Thesis in Ecole Polytechnique Federale de Lausanne, Suisse
- [9] Hirschberger, M., "A Review of NSS Limitations - New Opportunities", Ruhrpumpen Group, Oklahoma.
- [10] CFX User Manual.

SUMMARY

Although all pumps have a best efficiency point, they have an operational region confirmed by their designers. Some parameters that limit this operational region are cavitation, noise and vibration which are caused by the flow inside the pump. The part-load behavior which these problems are frequent is important for the pumps. Part-load operation for the pumps is the operation below the best efficiency point. The part-load region is the region which the secondary flows, separations and back flows are very high. Therefore, the instable flow may be observed in this region. In this study, information is given about the part-load operation and the factors that cause the instability at the flow rate-head curve. CFD (Computational Fluid Dynamics) analyses are performed about the stabilizing the flow rate-head curve by the changes in the design of a mixed flow pump.